

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ
Навчально-науковий інститут технічної інженерії ім. акад. І.С.Гулого
Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

«До захисту в ЕК»

«До захисту допущено»

Директор інституту

Завідувач кафедри

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

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

«__» _____ 2024 р.

«__» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ БАКАЛАВРА
зі спеціальності 142 “ Енергетичне машинобудування”,
освітньо-професійна програма “Холодильні техніка та технології ”

на тему: Проект логістичного центру зберігання замороженої та охолодженої продукції у м. Київ. Підхід комплексного енергетичного моделювання з використанням IES VE.

Виконав: здобувач 4 курсу, групи ХМ-4-4

Остапенко Дмитро Ігорович
(прізвище, ім'я, по батькові повністю)

(підпис)

Керівник: Грищенко Роман Володимирович
(прізвище, ім'я)

(підпис)

Консультант: _____
(прізвище, ім'я)

(підпис)

Рецензент: _____
(прізвище, ім'я)

(підпис)

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

Остапенко Дмитро
(підпис та прізвище здобувача)

Київ – 2024 р.

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

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

Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

Освітній ступінь бакалавр

Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування

(код і назва)

Освітньо-професійна програма Холодильні техніка та технології

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри **ТЕХТ**

Валентин ПЕТРЕНКО

“___” _____ 2024 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Остапенка Дмитра Ігоровича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. **Тема роботи:** Проект логістичного центру зберігання замороженої та охолодженої продукції у м. Київ. Підхід комплексного енергетичного моделювання з використанням IES VE.

керівник роботи: Грищенко Роман Володимирович, к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від 05 квітня 2024 року № 256-кс

2. **Строк подання здобувачем роботи:** _____

3. **Вихідні дані до роботи:**

4. **Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):** Вступ, 1. Технологічна схема холодильного оброблення продукції, 2. Визначення основних розмірів та планування приміщень холодильника, 3. Розрахунок ізоляційних конструкцій холодильника, 4. Розрахунок теплонадходжень до охолоджуваних приміщень, 5. Визначення навантаження на теплообмінне обладнання камер та компресори, 6. Вибір розрахункового режиму роботи холодильної машини 7. Тепловий розрахунок та вибір компресора холодильної машини, 8. Вибір теплообмінних апаратів, 9. Підбір допоміжного обладнання, 10. Визначення діаметрів трубопроводів, гідравлічних втрат у мережах, 11. Вибір насосів, 12. Техніко-економічний розрахунок, 13. Комплексне енергетичне моделювання з використанням IES VE, 14. Охорона праці.

5. **Перелік графічного матеріалу**

1. План будівлі

2. Схема холодильної установки

3. Розріз будівлі

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Узгодження проекту	05.04.2024	
2	Створення плану будівлі складу	15.04.2024	
3	Розрахунок теплового навантаження камер	29.04.2024	
4	Розрахунок холодильної установки	06.05.2024	
5	Охорона праці	13.05.2024	
6	Розрахунок економічних показників	20.05.2024	
9	Виконання графічного матеріалу	03.06.2024	
10	Підготовка презентації та доповіді	10.06.2024	
11	Попередній захист	12.06.2024	
12	Захист кваліфікаційної роботи	18.06.2024	

Здобувач _____
(підпис)

Дмитро ОСТАПЕНКО
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
(підпис)

Роман ГРИЩЕНКО
(прізвище та ініціали)

Acknowledgement

Throughout the writing of this Bachelor thesis, I have received a tremendous amount of support and assistance from numerous individuals and organizations.

First and foremost, I would like to express my deepest gratitude to my supervisor, Associate Professor Roman Gryshchenko. His extensive experience and invaluable insights were crucial in helping me formulate the thesis topic and methodology. His guidance and encouragement throughout this journey have been instrumental to the successful completion of this work.

I am also deeply grateful to Mr. Johan Haeberle from Integrated Environmental Solutions. Thank you for giving me the opportunity to work with the IES VE program. This experience was a significant milestone in my development as a specialist. Working with such advanced and high-class software was not only a pleasure but also an invaluable learning experience that greatly enhanced my skills.

My heartfelt thanks go to MK Sustainable Engineering LLC, where I undertook my pre-diploma internship. The support and assistance I received from everyone at the company were exceptional. I would like to give special thanks to my supervisor, Mr. Maksym Kryvosheev. Maksym, your excellent cooperation and the opportunities you provided me, were vital to my development. I deeply appreciate your guidance and the hands-on experience that you facilitated.

Additionally, I am deeply indebted to my parents for their constant support, wise advice, and always being there to listen. Your unwavering belief in me provided the foundation I needed to persevere through the challenges of this project. Your encouragement has been a source of strength and motivation.

To each and every one of you, I express my deepest appreciation. Your collective support has been crucial in guiding me in the right direction and successfully completing this project. Thank you for being there every step of the way.

Анотація

Ця бакалаврська робота представляє ретельне дослідження методів енергетичного моделювання для оптимізації енергоефективності пропонованого логістичного центру, призначеного для зберігання заморожених та охолоджених продуктів у місті Києві, потужністю 6000 тон. У дослідженні використовується програма IES VE (Integrated Environmental Solutions) як передовий інструмент енергетичного моделювання для оцінки та підвищення енергетичної ефективності об'єкта.

Робота охоплює важливі аспекти, такі як планування, проектування та реалізація логістичного центру, з особливим акцентом на сталих практиках та енергозбереженні. Використовуючи IES VE, проєкт заглиблюється в детальний аналіз теплових характеристик будівлі, систем опалення та охолодження, інфраструктури освітлення, щоб визначити можливості для підвищення енергоефективності. Завдяки інтеграції вдосконаленого енергетичного моделювання цей проєкт має на меті забезпечити повне розуміння того, як логістичний центр може мінімізувати свій вплив на навколишнє середовище, оптимізуючи операційні витрати. Висновки та рекомендації, отримані в результаті процесу енергетичного моделювання, служать цінним посібником для зацікавлених сторін, архітекторів та інженерів, пропонуючи практичне уявлення про досягнення найвищих стандартів енергоефективності в логістиці холодильних складів.

Використовуючи IES VE у цьому дослідженні, кваліфікаційна робота демонструє значення найсучасніших інструментів енергетичного моделювання у формуванні стійкої логістичної інфраструктури. Це сприяє не лише енергоефективності логістичного центру, але й пропонує практичні рішення для галузі, щоб запровадити передові технології для екологічної відповідальності та операційної досконалості.

Ключові слова: *аміачні ХУ, енергомодельювання, ВЕМ-модельювання, R717, розподільчий холодильник.*

					00 ДП.142.008.022.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Остапенко Д.І.						
Перевір.		Грищенко Р.В.						
Н. контр.								
Затверд.		Петренко В.П.						
					Літ.		Арк.	Аркушів
							5	228
					Анотація			
					ХМ – 4 – 4			

Abstract

This bachelor's thesis presents a thorough study of energy modeling methods to optimize the energy efficiency of a proposed 6,000 ton logistics center designed for the storage of frozen and chilled products in the city of Kyiv. The study uses IES VE (Integrated Environmental Solutions) as an advanced energy modeling tool to assess and improve facility energy efficiency.

The work covers important aspects such as the planning, design and implementation of the logistics center, with a special emphasis on sustainable practices and energy conservation. Using IES VE, the project delves into a detailed analysis of the building's thermal performance, heating and cooling systems, and lighting infrastructure to identify opportunities for energy efficiency improvements. Through the integration of advanced energy modeling, this project aims to provide a comprehensive understanding of how a logistics center can minimize its environmental impact while optimizing operating costs. The findings and recommendations resulting from the energy modeling process serve as a valuable guide for stakeholders, architects and engineers, offering practical insight into achieving the highest standards of energy efficiency in cold storage logistics.

Using IES VE in this study, the qualification work demonstrates the value of state-of-the-art energy modeling tools in shaping a sustainable logistics infrastructure. This not only contributes to the energy efficiency of the logistics center, but also offers practical solutions for the industry to adopt advanced technologies for environmental responsibility and operational excellence.

Keywords: ammonia refrigeration units, energy modeling, BEM modeling, R717, distribution refrigerator.

					00 ДП.142.008.022.ПЗ						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата							
Розроб.		Остапенко Д.І.			Abstract			Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевір.		Грищенко Р.В.								6	228
								ХМ – 4 – 4			
Н. контр.											
Затверд.		Петренко В.П.									

Зміст

Вступ.....	10
1. Технологічна схема холодильного зберігання продукції.....	12
1.1. Зберігання м'яса та м'ясних продуктів.....	14
1.1.1. Морожене м'ясо у блоках.....	14
1.1.2. Морожене м'ясо птиці.....	14
1.2. Зберігання риби та морепродуктів	15
1.3. Зберігання молочних продуктів.....	18
1.3.1. Зберігання сирів.....	18
1.3.2. Масло Вершкове	23
2. Визначення основних розмірів та планування приміщень холодильника.	25
2.1. Камера для зберігання м'яса у блоках.....	25
2.2. Камера для зберігання птиці	26
2.3. Камера для зберігання риби та морепродуктів	28
2.4. Камера для зберігання сичужних сирів	29
2.5. Камера для зберігання розсільних сирів	30
2.6. Камера для зберігання вершкового масла	31
3. Розрахунок ізоляційних конструкцій	33
3.1. Камера зберігання сичужних сирів (Літній період).....	34
3.1.1. Північна стіна. (Частина, що межує з навколишнім середовищем)	34
3.1.2. Перевірка на випадіння конденсату на зовнішній стіні	35
3.2. Частина, що межує з офісними приміщеннями	42
3.2.1. Перевірка на випадіння конденсату на внутрішній стіні	43
3.3. Східна стіна.....	49
3.3.1. Частина, що межує з навколишнім середовищем.....	49
3.3.3. Перевірка на випадіння конденсату на зовнішній стіні	50

					00 ДП.142.008.022.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Остапенко Д.І.			Зміст			
Перевір.		Грищенко Р.В.						
Н. контр.								
Затверд.		Петренко В.П.						
						Літ.	Арк.	Аркушів
							7	228
						ХМ – 4 – 4		

3.4.Західна стіна	56
3.4.1. Межує з коридором	56
3.5.Південна стіна.....	57
3.5.1. Межує з камерою.....	57
3.5.2. Перевірка на випадіння конденсату на зовнішній стіні	58
3.6. Підлога	64
3.7. Стеля	66
3.8. Пароізоляція.....	67
3.9. Ізоляція холодильних трубопроводів.	67
4.Розрахунок теплонадходжень до охолоджуваних камер	70
4.1. Теплонадходження через конструкції	70
4.2. Розрахунок теплонадходження при холодильній обробці продуктів.	77
4.3. Експлуатаційні теплонадходження	79
5. Визначення навантаження на теплообміннеобладнання камер та компресори	82
6. Вибір розрахункового режиму роботи холодильної машини.....	85
7.Тепловий розрахунок та вибір компресора холодильної машини	88
8.Вибір теплообмінних апаратів.....	103
8.1. Розрахунок та вибір конденсатора.	103
8.2. Розрахунок та вибір випарника.	104
8.2.1. Випарник для кипіння -4°C	104
8.2.2. Випарник для кипіння -14°C	106
8.2.3. Випарник для кипіння -34°C	107
8.3. Розрахунок та вибір повітроохолодників.....	108
8.4. Вибір та рорахунок вентиляторної градирні.....	125
9.Підбір допоміжного обладнання.	126
9.1. Вибір мастиловіддільника та охолодника для мастила.....	126
9.2. Вибір ЕРВ.....	127
9.3. Лінійний ресивер.	128
9.4. Компаундний циркуляційний ресивер.	129

10.Розрахунок та вибір трубопроводів.....	131
11. Вибір насосів	144
12. Техніко-економічний розрахунок.....	146
13. Комплексне енергетичне моделювання з використанням IES VE.	148
13.1. Призначення BEM-modeling	148
13.3. Створення 3-D моделі.....	152
13.4.Погодний профайл.....	155
13.5. Показники налаштувань системи	158
13.6. Налаштування огорожувальних конструкцій	165
13.7. Аналіз результатів моделювання.....	169
14. Аміак як холодогент, безпечний вибір для сталого майбутнього в харчовій промисловості	197
Список використаних джерел.....	200
Додатки	203

Вступ

У сучасному світі, відомому як епоха четвертої промислової революції, де технології та інновації стають необхідною складовою в різних галузях промисловості, розробка та проектування холодильних камер із використанням сучасного комп'ютерного софту має велике значення. Постійний попит на якісне зберігання продуктів харчування, фармацевтичних препаратів, хімічних речовин та інших промислових товарів в різних галузях промисловості робить ефективні та надійні холодильні системи невід'ємною частиною виробничих процесів.

Коли ми говоримо про четверту промислову революцію, ми маємо на увазі інтеграцію кіберфізичних систем, штучного інтелекту та інших передових технологій у виробничі та бізнес-процеси. Ця революція змінює спосіб, яким ми створюємо, розробляємо та управляємо технологічними системами, включаючи холодильні камери.

Використання сучасного комп'ютерного софту в проектуванні холодильних камер дозволяє інженерам створювати точні моделі, аналізувати їхню ефективність та оптимізувати архітектуру для досягнення найвищих стандартів енергозбереження та надійності. Такий підхід дозволяє враховувати всі можливі фактори, адже зберігання охолоджених і заморожених продуктів вимагає глибокого розуміння не лише тепломасообміну та термодинаміки, але й врахування особливостей (технологічних умов) зберігання продуктів. На стадії концепції проекту – необхідно чітко визначити відповідність проекту всім діючим нормативним вимогам та стандартам щодо зберігання продуктів, включаючи санітарні норми та правила безпеки харчових продуктів.

Процес проектування холодильної камери включає в себе не лише інженерні розрахунки, але й фундаментальний аналіз ринкових тенденцій. З урахуванням стрімкого розвитку технологій впровадження сучасних рішень в області енергоефективності та відновлюваних джерел енергії є складовою вимогою сталого розвитку.

					00 ДП.142.008.022.ПЗ				
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата					
Розроб.		Остапенко Д.І.			Вступ	Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевір.		Грищенко Р.В.					10	228	
Н. контр.									
Затверд.		Петренко В.П.							
					ХМ – 4 – 4				

Підводячи підсумок, можна сказати, що проектування об'єктів для зберігання охолоджених і заморожених продуктів є складним багатограним процесом, який потребує інтеграції знань з різних галузей науки і техніки. Від сучасних підходів до проектування залежить не лише ефективність зберігання продуктів, але й їх безпека та якість, що також впливає на ефективність і раціональність використання енергоресурсів

Для забезпечення цих умов у даній роботі використано програму з енергомодельовання IES VE, яка застосовується у діяльності провідних світових інженерних компаній таких як Foster&Partners, що відома завдяки своїм проєктам стадіону Вемблі та офісного центру Сент-Мері Екс 30 в Лондоні, а також багатьом іншим спорудам.

Також енергомодельовання допомагає забезпечити відповідність проєкту вимогам екологічних стандартів та нормативів, що сприяє отриманню міжнародно визнаних сертифікацій (наприклад: BREEAM, DGNB або LEED). Для прикладу, в Києві вже реалізуються об'єкти (логістичні центри, з блоками для зберігання заморожених та охолоджених продуктів), що проходять сертифікацію за вище згаданими системами. Запуск цих об'єктів заплановано на 4 квартал 2024 року.

Загалом, енергомодельовання на стадії концепції проектування логістичного центру є критичним інструментом для створення енергоефективного, економічно вигідного та екологічно стійкого об'єкту.

					00 ДП.142.008.022.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		11

1. Технологічна схема холодильного зберігання продукції

Холодильник розподільний – підприємство складського типу, призначене для проведення холодильної обробки швидкопсувних продуктів, зберігання запасів морожених і охолоджених продуктів і забезпечення ними системи торгівлі і громадського харчування. Призначення камер виявляється в збереженні продуктів харчування, підтриманні необхідної температури та забезпеченні довготривалого зберігання без втрати якості та безпеки для споживання. Розподільні холодильні камери, зокрема, відіграють ключову роль у забезпеченні оптимальних умов зберігання для різноманітних продуктів, зокрема м'яса, сирів (твердих і кисломолочних), риби та птиці.

М'ясо, сири, риба та птиця є основними складовими раціону багатьох людей і відіграють важливу роль у збалансованому харчуванні. Однак їхнє зберігання потребує особливих умов та температурного режиму, щоб уникнути розвитку бактерій, зберегти свіжість та продовжити термін придатності.

М'ясо потребує низької температури для запобігання розмноженню мікроорганізмів, а також вологості, щоб уникнути втрати міжклітинного соку. Сири, зокрема тверді та кисломолочні види, також вимагають певної вологості та стабільної температури, щоб уникнути зміни їхньої консистенції та смакових властивостей.

Отже, розподільні холодильні камери відіграють важливу роль у забезпеченні правильних умов зберігання для різноманітних продуктів харчування. Їхня ефективна робота забезпечує не лише збереження якості та безпеки продуктів, але й сприяє економічній ефективності та збереженню ресурсів.

Для зберігання в камерах обираємо стелажі палетні 5500(h)x2700x1100 мм (підлога + 4 яр. X 2410 кг), що зображені на рис.1.

					00 ДП.142.008.022.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	1.Технологічна схема холодильного зберігання продукції			
Розроб.		Остапенко Д.І.						
Перевір.		Грищенко Р.В.						
Н. контр.								
Затверд.		Петренко В.П.						
					Літ.	Арк.	Аркушів	
							12	228
					ХМ – 4 – 4			



Рис.1.1 Стелаж палетний

На стелажах використовуються європалети розміром 800х1200 мм (рис.2.)



Рис. 1.2. Європалета 800х1200 мм.

1.1. Зберігання м'яса та м'ясних продуктів

1.1.1. Морожене м'ясо у блоках

Морожене м'ясо розміщуємо у четвертинах – в універсальних контейнерах декількома ярусами. Його зберігають при температурі не вище як

–18°C, за відносної вологості повітря 95...100 %, та природної циркуляції (0,1 м/с). Терміни зберігання яловичини в напівтушах і четвертинах – 12 місяців, свинини – 6 місяців.

М'ясо та субпродукти, заморожені у блоках, також зберігають у штабелях. Форма блоків дає змогу максимально ефективно використати об'єм камер та підвищити стійкість штабеля. Для скорочення втрат маси штабелі вкривають брезентом, синтетичною плівкою, тканиною з шаром льодяної глазури, екранують пристінні батареї, застосовують систему повітряного охолодження з активним зволоженням повітря в камері зберігання тощо.

Підморожене м'ясо економічно ефективно зберігати в штабелях заввишки 1,5...2 м, вкладаючи яловичі напівтуші в 5...6, а свинячі напівтуші і баранячі туші – в 7...8 рядів. Таке м'ясо перевозять в авторефрижераторах і поїздах при температурі близько –2°C до 7...9 діб, зберігають на розподільних холодильниках до 7 діб при температурі – 2°C і за відносної вологості повітря 92...95 %.

М'ясо зберігається у пластикових ящиках (Рис.1.3). Основні параметри і розміри ящиків занесені до табл. 1.

1.1.2. Морожене м'ясо птиці

Морожену птицю зберігають при температурі повітря в камері холодильника за відносної вологості 85...95 %. Граничний термін зберігання залежить від температури: при –12°C – 5 міс., при –18°C – 9 міс., при –30°C – 12 міс. Гусячі та качині тушки через високий вміст підшкірного жиру мають дещо менший термін зберігання ніж курячі. Пакування у термоусадну плівку з вакуумуванням дає змогу значно знизити інтенсивність гідролітичних і окиснювальних процесів, підвищити якість продукту, подовжити термін зберігання.

М'ясо птиці зберігається у пластикових ящиках (Рис.1.). Основні параметри і розміри ящиків занесені до табл. 1.1.

					00 ДП.142.008.022.ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2. Зберігання риби та морепродуктів

Важливою умовою збереження якості замороженої риби є її висока якість перед заморожуванням, що залежить від її фізіологічного стану в момент вилову, способів вилову та оброблення.

Під час зберігання жирної риби вирішальним фактором, що визначає її стійкість, є окиснювальне згіркнення, а нежирної – денатураційні зміни білків. Окиснювальні процеси в жирах спричиняють насамперед небажані зміни смаку, а денатурація білків призводить до погіршення структури м'язових тканин.

Для захисту від усихання і окиснення під час зберігання морожену рибу глазуюють, упаковують у полімерні плівки, коробки, ящики. Поштучно заморожене рибне філе упаковують у пакети з полімерної плівки, картонні коробки, пластмасові лоточки. Упаковку в споживчу тару також широко застосовують для мороженої продукції з молюсків. Особливо високі вимоги ставлять до пакувальних матеріалів, використовуваних для упаковки жирної риби: паро- і газонепроникність, стійкість до впливу жиру, захист від світла. Ящики з мороженою рибою складають у штабелі з прокладками між рядами для забезпечення вільної циркуляції повітря. Чим щільніше складена морожена риба в штабелі, тим краща її збережуваність і менше усихання. Велику цінну рибу глазують льодом для запобігання її усиханню, окисненню жиру. Льодяну кірочку (глазур) отримують триразовим зануренням блоків чи окремої риби з температурою не вище ніж -18°C у воду з температурою $1...2^{\circ}\text{C}$. Тривалість кожного занурення – 2 с. Для прискорення процесу утворення льодяної кірочки і збільшення її міцності морожену рибу після занурення у воду витримують у потоці холодного повітря (швидкість $2...3$ м/с) упродовж $10...20$ с. Маса глазури становить $2...4$ % маси риби. Морожену рибу родини осетрових (глазуровану і неглазуровану) вкладають у штабелі, вкривають водопоглинальним матеріалом, на який наморожують льодяну глазур. Під час глазурування риби, особливо жирної, що схильна до згіркнення (оселедець тощо), в глазурувальний розчин можуть вводити антиокисники (бутилгідрооксиданізоли, етилові і пропілові ефіри галоїдної кислоти, α -токоферол, аскорбі-нова кислота та її натрієві й калієві солі, бутилокситолуол та ін.).

					00 ДП.142.008.022.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		15

Глазування дає змогу збільшити термін зберігання деяких видів риби на 4...6 місяців. Для зберігання замороженої риби застосовують камери з температурою -18 (короткочасне зберігання) і -25 ° С (тривале зберігання). При температурі -12 °С і нижче розвиток мікроорганізмів припиняється, тому мікробіологічні зміни мороженої риби в період зберігання незначні. Водночас слід враховувати, що мікроорганізми переносять низьку температуру краще, ніж високу, тому за несприятливих умов зберігання (наприклад, зараженість навколишнього повітряного середовища мікроорганізмами, висока вологість повітря, значна первинна зараженість продукту мікроорганізмами) може з'явитися цвіль. Що нижче температура в камері, тим повільніше відбувається псування риби.

Риба зберігається у пластикових ящиках згідно ДСТУ 2641:2007 «Продукти рибні. Пакування». Основні параметри і розміри ящиків занесені до табл. 1.1.



Рис.1.3. Ящик універсальний для зберігання продуктів.

Таблиця 1.1. Характеристики тари

ХАРАКТЕРИСТИКИ	
Категорія	Пластикові Тара Для Складу
Форма	Прямокутна
Розмір Ящика (Мм)	600x400 Мм
Висота Ящику (Мм)	Інший Розмір
Стенки Пластикової Тары	Цілісні
Дно Пластикової Тары	Цілісне
Особливості Ящику	Штабельований
Матеріал	РР
Застосування	Для М'яса, Для Молочних Продуктів, Для Продуктів, Для Риби, Для Фруктів, Для Хліба, Для Ягід
Колір	Сірий
Вага (Кг)	2,20 Кг
Об'єм (Л)	60 Л
Країна Виробника	Україна

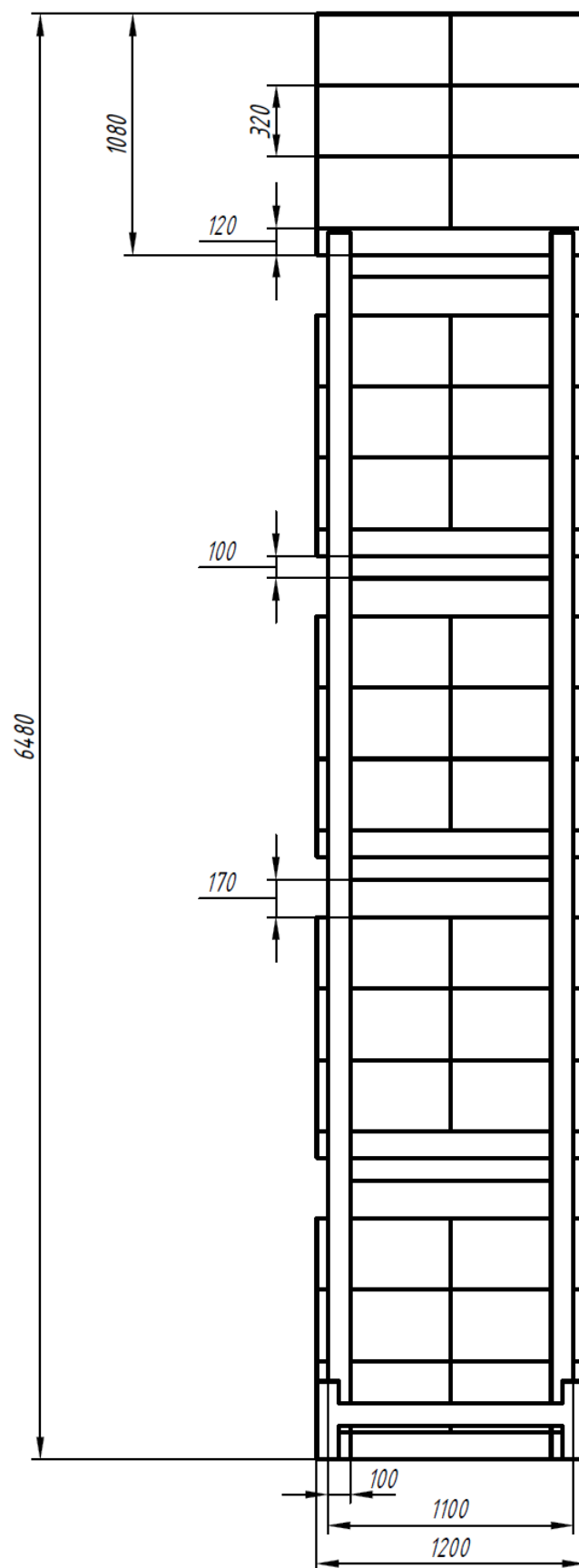


Рис.1.4. Розміщення контейнерів зберігання риби, м'яса, птиці на стелажі.

1.3. Зберігання молочних продуктів

1.3.1. Зберігання сирів

Найскладнішим є зберігання сирів. Готові сири зберігають у камерах холо- дильників із батареєю чи повітряною системою охолодження. В першому випадку циркуляція повітря природна, а у камерах з повітряною системою охолодження підтримують швидкість руху повітря до 0,4 м/с. Сири, за винятком розсільних, зберігають при температурі $-4...0^{\circ}\text{C}$ і за відносної вологості повітря 85...90 %. до 12 місяців. МІХ рекомендує для зберігання твердих сичужних сирів температуру 2°C , сирів типу голландського – $0...5^{\circ}\text{C}$ за відносної вологості повітря 90 %. За іншими рекомендаціями кращою є температура зберігання, близька до криоскопічної (-3°C), при якій сповільнюються мікробіологічні та біохімічні процеси, а структура сиру добре зберігається. При цьому втрати маси знижуються в 2...3 рази, а термін зберігання зростає до 5...6 місяців.

Сири у тарі (ящиках, барабанах) складають партіями у штабелі, між рядами прокладають рейки або складають у пакети на піддонах. Між штабелями ящиків чи барабанів залишають прохід завширшки 0,5 м. Швейцарський сир зберігають у стопах заввишки до п'яти кругів, залежно від маси, кожен стопу кладуть на дерев'яний круг чи піддон; розсільні сири та бринзу – в діжках з розсолон, які розміщують на решітках чи рейках трьома ярусами по висоті. Розсільні сири в тарі не рекомендується зберігати в одній камері з іншими видами сирів.

Під час зберігання товарознавці (технологи) холодильника контролюють температурно-вологісний режим: температуру повітря в камері – не менше як двічі на добу, а відносну вологість – один раз на добу. Коливання температури допускається лише під час завантаження і вивантаження продукції. Ретельно контролюють якість сирів (смак, запах, консистенцію, стан поверхні). Сири, на яких помічені пліснявини, підпрівання кірки, порушення покриття тощо, піддають, товарному обробленню (протирання, зачищення, парафінування), а за потреби – миють і висушують.

Сичужні сири зберігаються у пластикових ящиках (Рис.5.). Основні параметри і розміри ящиків занесені до табл.2.

					00 ДП.142.008.022.ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



Рис.1.5. Ящик для зберігання сирів у кругах.

Таблиця 1.2. Характеристики тари для зберігання сирів

Параметри	Універсальний контейнер для зберігання і дозрівання сиру
Артикул	9-2335
Габарити зовнішні (мм)	798x598x177
Розміри внутрішні (мм)	755x555x150
Вага, (кг)	4,3
Місткість	4 головки сиру (діаметром - 280 мм) або 2 євроблоки (500x300x100 мм)
Ручки (шт)	2 шт, у вигляді прорізів на коротких сторонах контейнера
Матеріал	харчовий поліетилен
Сировина	PE (поліетилен первинний)
Діапазон робочих температур	-20 - 80 (°C)
Максимальна температура води для миття	+80 (°C)
Тип дна	перфоровані
Тип стінок	перфоровані
Місце розміщення логотипу	довга сторона пластикового ящика
Колір	слонова кістка
Кількість на європіддоні (шт)	28

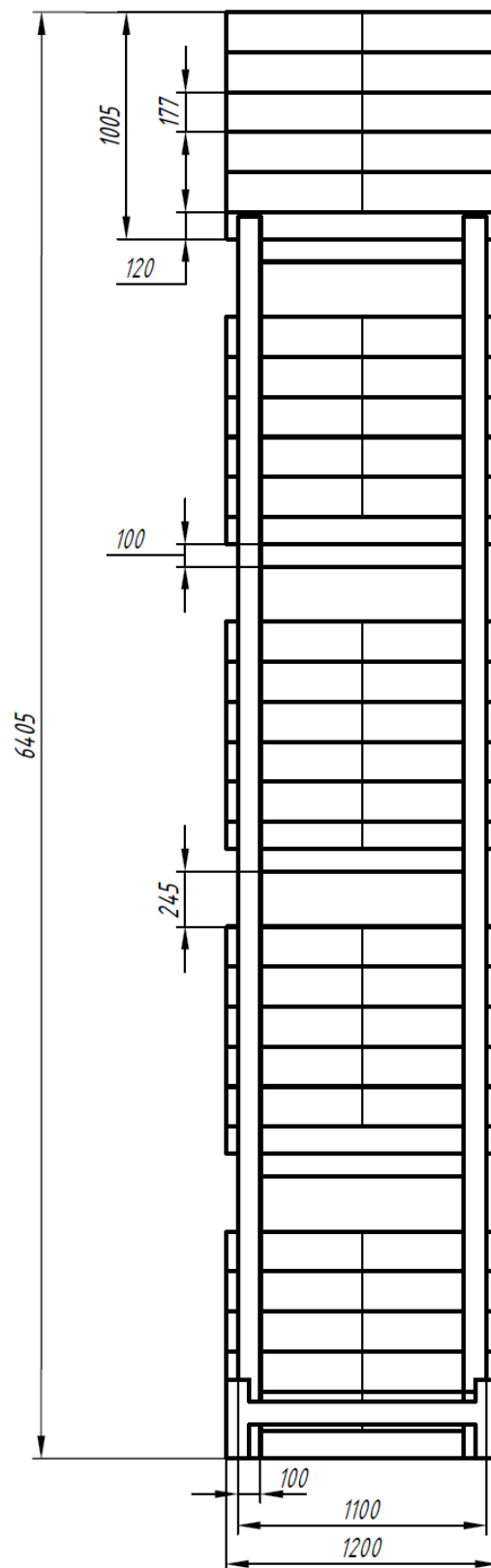


Рис.1.6. Розміщення контейнерів зберігання сичужних сирів на стелажі.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

00 ДП.142.008.022.ПЗ

Аркуш

20

Розсільні сири зберігаються у пластикових діжках (Рис.1.7.).



Рис.1.7. Діжка для зберігання розсільних сирів.

ХАРАКТЕРИСТИКИ

Д горловини: 32.5 см
Діаметр: 40 см
Висота: 46 см
Об'єм, л.: 45

Бочка виготовлена з харчового пластику. Висота 58 см, ширина 40 см, діаметр вхідного отвору 34 см.

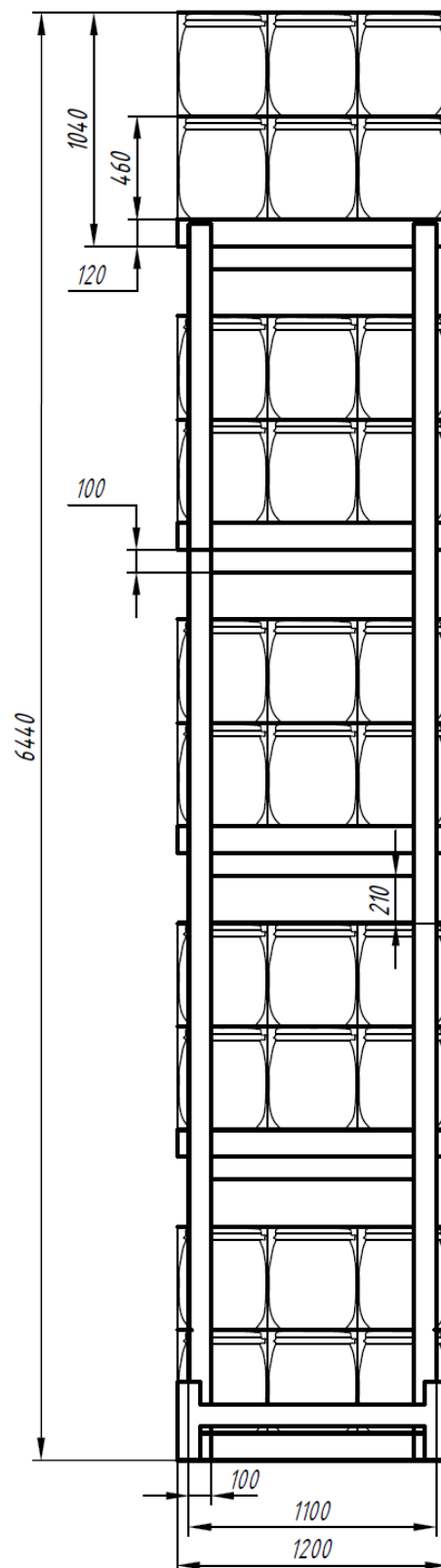


Рис.1.8. Розміщення діжок для зберігання розсільних сирів на стелажі.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

00 ДП.142.008.022.ПЗ

Аркуш

22

1.3.2. Масло Вершкове

Терміни зберігання вершкового масла залежать від його виду, способу вироблення, упаковки, умов зберігання. Масло у монолітах зберігають складськими партіями, розділеними за видами та сортами, кожну з яких складають у окремий штабель. Термін зберігання становить 9 міс (при температурах $-6...-11^{\circ}\text{C}$) або 12 міс (при температурах $-12...-18^{\circ}\text{C}$). Масло, розфасоване у вигляді брусків (негерметичне пакування), перед закладанням на зберігання заморожують при температурі -18°C впродовж 2 діб. Терміни зберігання такого масла при температурі -12°C не повинні перевищувати 15 діб (упакованого в пергамент) чи 20 діб (упакованого в кашировану фольгу).

Температура фасованого масла під час відпускання з холодильника не повинна перевищувати -6°C . Відносну вологість повітря в камері зберігання масла на холодильнику підтримують у межах 85...90 %/ Забороняється сумісне зберігання масла з рибою і рибопродуктами, ковбасними виробами і копченостями, сирами сичужними всіх видів і ковбасним копченим сиром, фруктами і овочами, бо масло легко сприймає сторонні запахи.

Масло зберігається у гофрованих коробках (Рис.1.9.).

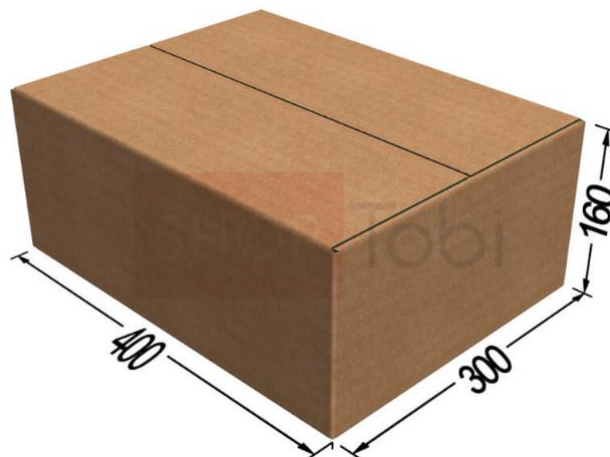


Рис.1.9. Коробка гофрована для зберігання вершкового масла.

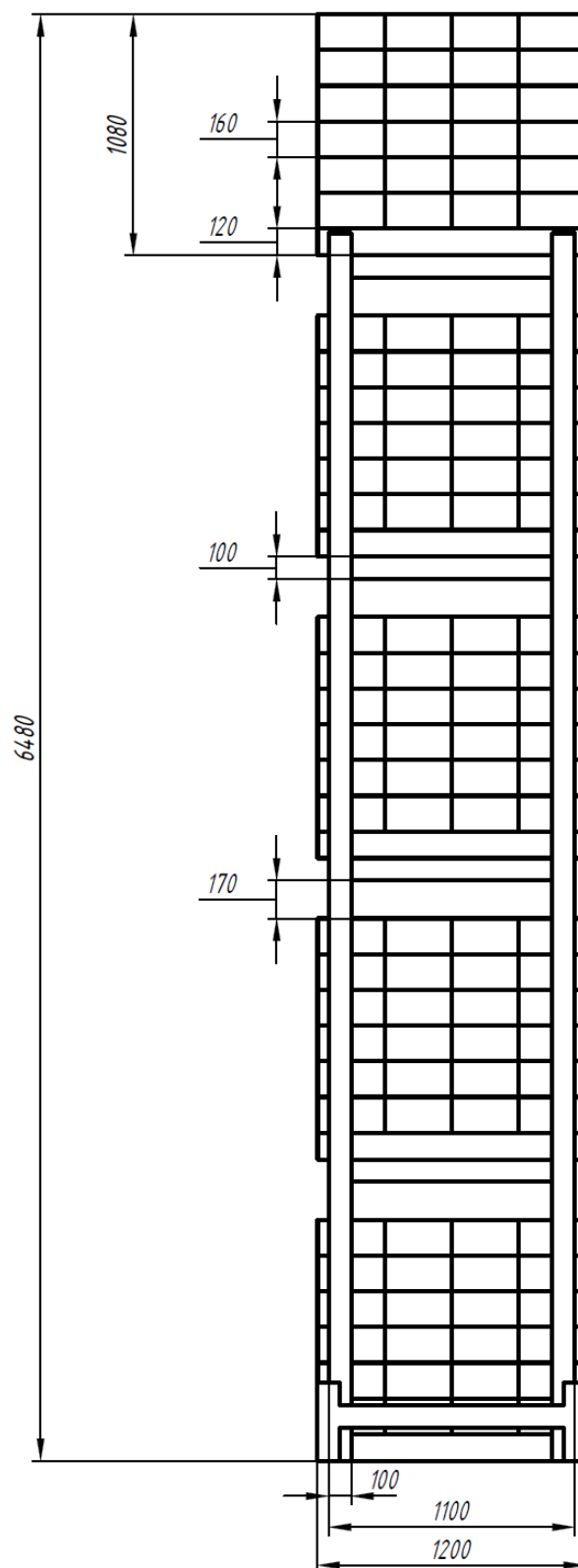


Рис.1.10. Розміщення коробок з вершковим маслом на стелажі.

2.Визначення основних розмірів та планування приміщень холодильника

1. Вибираємо склад холодильника. Він включає: 5 камер зберігання морозених продуктів, 3 камери зберігання охолодженого продукту.

2. Приймаємо розмір сітки колон: 12х12 м.

2.1. Камера для зберігання м'яса у блоках

Робимо ескізну компоновку камери графічним способом.

1. Визначаємо об'єм ящика для зберігання:

$$V_{\text{конт.м'яс.}} = a \cdot b \cdot h = 0,4 \cdot 0,6 \cdot 0,32 = 0,0768 \text{ м}^3$$

де за таблицею 1:

$a = 400\text{мм}$ – ширина ящика , м;

$b = 600\text{мм}$ – довжина ящика , м;

$h = 320\text{мм}$ – ширина ящика , м;

2. Маса продукту в одному ящику

$$M_{\text{конт.м}} = V_{\text{конт.м'яс.}} \cdot q_v = 0,0768 \cdot 0,6 = 0,046 \text{ т} = 46 \text{ кг}$$

де q_v – норма навантаження на 1 м^3 вантажного об'єму камери, т/м^3 [1];

					00 ДП.142.008.022.ПЗ				
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата					
Розроб.		Остапенко Д.І.			2. Визначення основних розмірів та планування приміщень холодильника	Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевір.		Грищенко Р.В.					25	228	
						ХМ – 4 – 4			
Н. контр.									
Затверд.									

3. Згідно з рис.4 на піддоні ящики розміщуються в 3 ряди по 4 ємності в кожному. Знаходимо масу продукту на одній палеті.

$$M_{\text{м.палет.}} = M_{\text{конт.м}} \cdot n = 0,046 \cdot 12 = 0,552 \text{ т}$$

де n – кількість ящиків на палеті згідно компоновання рис.4.

4. Необхідна кількість палетомісць:

$$N_{\text{конт.м}} = \frac{M_{\text{прод.м.}}}{M_{\text{м.палет.}}} = \frac{1200}{0,553} = 2174 \text{ штук}$$

5. Кількість стелажів для розміщення продукту:

$$N_{\text{стелажів.м}} = \frac{N_{\text{конт.м}}}{N_{\text{ящ.на стелажі.}}} = \frac{2174}{15} = 145 \text{ штук.}$$

Приймаємо камеру розміром 48х36 м.

6. Фактична кількість палетомісць становить:

$$N_{\text{конт.м.д}} = 2460 \text{ штук}$$

7. Фактична маса вантажу в камері:

$$M_{\text{м.палет.факт}} = N_{\text{конт.м.д}} \cdot M_{\text{м.палет.}} = 2460 \cdot 0,553 = 1360 \text{ т.}$$

2.2. Камера для зберігання птиці

Робимо ескізну компоновку камери графічним способом.

1. Визначаємо об'єм ящика для зберігання:

$$V_{\text{конт.пт.}} = V_{\text{конт.м'яс.}} = 0,0768 \text{ м}^3$$

2. Маса продукту в одному ящику

$$M_{\text{конт.м}} = V_{\text{конт.м'яс.}} \cdot q_v = 0,0768 \cdot 0,44 = 0,034 \text{ т} = 34 \text{ кг}$$

де q_v – норма навантаження на 1 м^3 вантажного об'єму камери, т/м^3 [1];

3. Згідно з рис.4 на піддоні ящики розміщуються в 3 ряди по 4 ємності в кожному. Знаходимо масу продукту на одній палеті.

$$M_{\text{м.палет.}} = M_{\text{конт.м}} \cdot n = 0,034 \cdot 12 = 0,408 \text{ т}$$

де n – кількість ящиків на палеті згідно компонування рис.4.

4. Необхідна кількість палетомісць:

$$N_{\text{конт.м}} = \frac{M_{\text{прод.м.}}}{M_{\text{м.палет.}}} = \frac{1200}{0,408} = 2942 \text{ штуки}$$

5. Кількість стелажів для розміщення продукту:

$$N_{\text{стелажів.м}} = \frac{N_{\text{конт.м}}}{N_{\text{ящ.на стелажі.}}} = \frac{2942}{15} = 197 \text{ штук.}$$

Приймаємо камеру розміром 60х36.

6. Фактична кількість палетомісць становить:

$$N_{\text{конт.м.д}} = 3180 \text{ штук}$$

7. Фактична маса вантажу в камері:

$$M_{\text{м.палет.факт}} = N_{\text{конт.м.д}} \cdot M_{\text{м.палет.}} = 3180 \cdot 0,408 = 1297 \text{ т.}$$

					00 ДП.142.008.022.ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3. Камера для зберігання риби та морепродуктів

Робимо ескізну компоновку камери графічним способом.

1. Визначаємо об'єм ящика для зберігання:

$$V_{\text{конт.пт.}} = V_{\text{конт.м'яс.}} = 0,0768 \text{ м}^3$$

2. Маса продукту в одному ящику

$$M_{\text{конт.м}} = V_{\text{конт.м'яс.}} \cdot q_v = 0,0768 \cdot 0,39 = 0,03 \text{ т} = 30 \text{ кг}$$

де q_v – норма навантаження на 1 м³ вантажного об'єму камери, т/м³ [1];

3. Згідно з рис.4 на піддоні ящики розміщуються в 3 ряди по 4 ємності в кожному. Знаходимо масу продукту на одній палеті.

$$M_{\text{м.палет.}} = M_{\text{конт.м}} \cdot n = 0,03 \cdot 12 = 0,36 \text{ т}$$

де n – кількість ящиків на палеті згідно компоновання рис.4.

4. Необхідна кількість палетомісць:

$$N_{\text{конт.м}} = \frac{M_{\text{прод.м.}}}{M_{\text{м.палет.}}} = \frac{1400}{0,36} = 3889 \text{ штуки}$$

5. Кількість стелажів для розміщення продукту:

$$N_{\text{стелажів.м}} = \frac{N_{\text{конт.м}}}{N_{\text{ящ.на стелажі.}}} = \frac{3889}{15} = 260 \text{ штук.}$$

Приймаємо дві камери розміром 48х24м та 60х24м.

6. Фактична кількість палетомісць становить:

$$N_{\text{конт.м.д}} = 3800 \text{ штук}$$

7. Фактична маса вантажу в камері:

$$M_{\text{м.палет.факт}} = N_{\text{конт.м.д}} \cdot M_{\text{м.палет.}} = 3800 \cdot 0,36 = 1368 \text{ т.}$$

2.4. Камера для зберігання сичужних сирів

Робимо ескізну компоновку камери графічним способом.

1. Маса продукту в одному ящику

$$M_{\text{ящ.сиру}} = N_{\text{круг.сиру}} \cdot m_{\text{кругу сиру}} = 4 \cdot 10 = 40 \text{ кг} = 0,04 \text{ т}$$

де $N_{\text{круг.сиру}}$ – кількість кругів сиру у ящику, штук;

$m_{\text{кругу сиру}}$ – маса круга сиру, кг;

2. Згідно з рис.4 на піддоні ящики розміщуються в 5 рядів по 2 ящики в кожному. Знаходимо масу продукту на одній палеті.

$$M_{\text{м.палет.}} = M_{\text{конт.м}} \cdot n = 0,04 \cdot 10 = 0,4 \text{ т}$$

де n – кількість ящиків на палеті згідно компоновання рис.4.

3. Необхідна кількість палетомісць:

$$N_{\text{конт.м}} = \frac{M_{\text{прод.м.}}}{M_{\text{м.палет.}}} = \frac{400}{0,4} = 1000 \text{ штук}$$

4. Кількість стелажів для розміщення продукту:

$$N_{\text{стелажів.м}} = \frac{N_{\text{конт.м}}}{N_{\text{ящ.на стелажі.}}} = \frac{1000}{15} = 67 \text{ штук.}$$

Приймаємо камеру розміром 48х24 м.

5. Фактична кількість палетомісць становить:

$$N_{\text{конт.м.д}} = 1660 \text{ штук}$$

6. Фактична маса вантажу в камері:

$$M_{\text{м.палет.факт}} = N_{\text{конт.м.д}} \cdot M_{\text{м.палет.}} = 1660 \cdot 0,4 = 664 \text{ т.}$$

2.5. Камера для зберігання розсільних сирів

Робимо ескізну компоновку камери графічним способом.

1. Маса продукту в одній діжці

$$M_{\text{ящ.сиру}} = V_{\text{діжки}} \cdot q_v = 0,045 \cdot 0,4 = 18 \text{ кг} = 0,018 \text{ т}$$

де $V_{\text{діжки}}$ – об'єм діжки для зберігання, м^3 ;

де q_v – норма навантаження на 1 м^3 вантажного об'єму камери, $\text{т}/\text{м}^3$.

2. Згідно з рис.4 на піддоні діжки розміщуються в 2 ряди по 6 діжок в кожному. Знаходимо масу продукту на одній палеті.

$$M_{\text{м.палет.}} = M_{\text{конт.м}} \cdot n = 0,018 \cdot 12 = 0,216 \text{ т}$$

де n – кількість ящиків на палеті згідно компоновання рис.4.

3. Необхідна кількість палетомісць:

$$N_{\text{конт.м}} = \frac{M_{\text{прод.м.}}}{M_{\text{м.палет.}}} = \frac{400}{0,216} = 1852 \text{ шт.}$$

					00 ДП.142.008.022.ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Кількість стелажів для розміщення продукту:

$$N_{\text{стелажів.м}} = \frac{N_{\text{конт.м}}}{N_{\text{ящ.на стелажі}}} = \frac{1852}{15} = 124 \text{ штук.}$$

Приймаємо камеру розміром 60х24.

5. Фактична кількість палетомісць становить:

$$N_{\text{конт.м.д}} = 2140 \text{ штук}$$

6. Фактична маса вантажу в камері:

$$M_{\text{м.палет.факт}} = N_{\text{конт.м.д}} \cdot M_{\text{м.палет.}} = 2140 \cdot 0,216 = 462 \text{ т.}$$

2.6. Камера для зберігання вершкового масла

Робимо ескізму компоновку камери графічним способом.

1. Визначаємо об'єм коробки для зберігання:

$$V_{\text{конт.м'яс.}} = a \cdot b \cdot h = 0,3 \cdot 0,4 \cdot 0,16 = 0,0192 \text{ м}^3$$

де за таблицею 1:

$a = 400\text{мм}$ – ширина коробки , м;

$b = 600\text{мм}$ – довжина коробки , м;

$h = 320\text{мм}$ – ширина коробки , м;

2. Маса продукту в одному ящику

$$M_{\text{конт.м}} = V_{\text{конт.м'яс.}} \cdot q_v = 0,0192 \cdot 0,7 = 0,0134 \text{ т} = 13,4 \text{ кг}$$

					00 ДП.142.008.022.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		31

де q_v – норма навантаження на 1 м^3 вантажного об'єму камери, т/м^3 [1];

3. Згідно з рис.4 на піддоні коробки розміщуються в 6 рядів по 8 коробок в кожному. Знаходимо масу продукту на одній палеті.

$$M_{\text{м.палет.}} = M_{\text{конт.м}} \cdot n = 0,0134 \cdot 48 = 0,643 \text{ т}$$

де n – кількість ящиків на палеті згідно компонування рис.4.

4. Необхідна кількість палетомісць:

$$N_{\text{конт.м}} = \frac{M_{\text{прод.м.}}}{M_{\text{м.палет.}}} = \frac{400}{0,643} = 623 \text{ штуки}$$

5. Кількість стелажів для розміщення продукту:

$$N_{\text{стелажів.м}} = \frac{N_{\text{конт.м}}}{N_{\text{ящ.на стелажі.}}} = \frac{623}{15} = 42 \text{ штуки}$$

Приймаємо камеру розміром 24х24м

6. Фактична кількість палетомісць становить:

$$N_{\text{конт.м.д}} = 850 \text{ штук}$$

7. Фактична маса вантажу в камері:

$$M_{\text{м.палет.факт}} = N_{\text{конт.м.д}} \cdot M_{\text{м.палет.}} = 850 \cdot 0,643 = 547 \text{ т.}$$

3.Розрахунок ізоляційних конструкцій

Теплоізоляція камер та службових приміщень виконана із сендвіч-панелей на основі утеплювача – пінополіуретан (табл. 3.1.).

Стеля виконана з сендвіч-панелей на основі утеплювача – пінополіуретан. Для розрахунку товщини ізоляції зовнішніх стін необхідні параметри зовнішнього повітря місця будівництва холодильника (табл. 3.2.).

Таблиця 3.1. Основні характеристики сендвіч-панелей на основі утеплювача – пінополіуретан

Найменування показників	Величина показників
Густина, кг/м ³ , не більше	55
Теплопровідність, Вт/(м ² ·К), не більше	0,0262
Волого-поглинання за 24 години при відносній вологості повітря 96%, % від об'єму, не більше	0,1
Міцність зчеплення з металевим листом, МПа(кгс/см ²)	
при рівномірному відриві	0,20 (2,0)
при зміщенні	0,25 (2,5)
Міцність при розтягненні, МПа (кгс/см ²), не менше	0,20 (2,0)
Міцність при зміщенні, МПа (кгс/см ²), не менше	0,25 (2,5)
Модуль пружності при розтягненні, МПа(кгс/см ²), не менше	12 (120)
Модуль зміщення, МПа (кгс/см ²), не менше	4,5 (45)
Склад добавок, що гасять полум'я, % від ваги, не менше	5
Товщина металевого листа δ, мм	0,5
Коефіцієнт теплопровідності металевого листа λ, Вт/(м ² ·К)	46,5

Стандартний ряд товщин панелей, мм: 30, 40, 50, 60, 80, 100, 120, 150.

					00 ДП.142.008.022.ПЗ						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата							
Розроб.		Остапенко Д.І.			3. Розрахунок ізоляційних конструкцій			Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевір.		Грищенко Р.В.								33	228
								ХМ – 4 – 4			
Н. контр.											
Затверд.		Петренко В.П.									

Таблиця 3.2. Розрахункові параметри зовнішнього повітря

Місто	Розрахункова температура, °С			Відносна вологість повітря, %	
	літня	зимова	середньорічна	літня	зимова
Київ	32	-21	9,8	41	83

3.1. Камера зберігання сичужних сирів (Літній період)

3.1.1. Північна стіна. (Частина, що межує з навколишнім середовищем)

Теплофізичні властивості матеріалів стінки:

$$k_{\text{із.н.п.с.}} = 0,19 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} - \text{необхідне значення теплоізоляції [2];}$$

$$\lambda_{\text{із.ппу}} = 0,0263 \frac{\text{Вт}}{\text{мК}} - \text{коефіцієнт теплопровідності ізоляції з пінополіуретану;}$$

$$\delta_{\text{лм.ст}} = 0,001 \text{ м} - \text{товщина листа металу сендвіч-панелі;}$$

$$\lambda_{\text{лм.ст}} = 48 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} - \text{коефіцієнт теплопровідності листа металу;}$$

Коефіцієнти тепловіддачі з зовнішнього та внутрішнього боків огороження

$$\alpha_{\text{вн.пс}} = 9,28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \quad \alpha_{\text{з.пс}} = 23,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Звідси,

$$\delta_{\text{із.пс}} = \lambda_{\text{із.ппу}} \cdot \left[\frac{1}{k_{\text{із.н.п.с.}}} - \left[\frac{1}{\alpha_{\text{вн.пс}}} + \left(\frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\lambda_{\text{лм.ст}}} \right) + \frac{1}{\alpha_{\text{з.пс}}} \right] \right] = 0,0263 \cdot \left[\frac{1}{0,19} - \left[\frac{1}{9,28} + \left(\frac{0,001}{48} \right) + \frac{1}{23,3} \right] \right] = 0,134 \text{ м;}$$

Під час конструювання стін в основному використовують плитні ізоляційні матеріали, і можливо, що розрахункова товщина $\delta_{із}$ не відповідає стандартній товщині плит, що виготовляються. В цьому разі треба прийняти товщину ізоляційного шару, кратну стандартній товщині плит, та визначити дійсне значення коефіцієнта теплопередачі k_d , яке буде використовуватись у подальших розрахунках. Значення товщини ізоляційного шару заокруглюється в бік збільшення.

$$\delta_{із.пс.д} = 0,15 \text{ м}$$

$$k_{д.пс} = \left[\frac{1}{\alpha_{з.пс}} + \left(\frac{\delta_{із.пс.д}}{\lambda_{і.ппу}} + \frac{\delta_{лм.ст}}{\lambda_{лм.ст}} \right) + \frac{1}{\alpha_{вн.пс}} \right]^{-1}$$

$$= \left[\frac{1}{23,3} + \left(\frac{0,15}{0,0263} + \frac{0,001}{48} \right) + \frac{1}{9,28} \right]^{-1} = 0,171 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

3.1.2.Перевірка на випадіння конденсату на зовнішній стіні

1. Визначити термічні опори кожного шару огорожі. Термічні опори тепловіддачі на внутрішній та зовнішній поверхнях огорожі визначають за формулою:

$$R_3 = \frac{1}{\alpha_{з.пс}} = \frac{1}{23,3} = 0,043 \frac{(\text{м}^2\text{К})}{\text{Вт}}$$

$$R_{вн} = \frac{1}{\alpha_{вн.пс}} = \frac{1}{9,28} = 0,108 \frac{(\text{м}^2\text{К})}{\text{Вт}}$$

Термічні опори шарів ізоляційної конструкції визначають за формулою:

$$R_1 = \frac{\delta_{лм.ст}}{\lambda_{лм.ст}} = \frac{0,001}{48} = 2,083 \cdot 10^{-5} \frac{(\text{м}^2\text{К})}{\text{Вт}}$$

$$R_2 = \frac{\delta_{із.пс.д}}{5} \cdot \frac{1}{\lambda_{із.ппу}} = \frac{0,15}{5} \cdot \frac{1}{0,0263} = 1,141 \frac{(\text{м}^2\text{К})}{\text{Вт}}$$

$$R_3 = \frac{\delta_{із.пс.д}}{5} \cdot \frac{1}{\lambda_{із.ппу}} = \frac{0,15}{5} \cdot \frac{1}{0,0263} = 1,141 \frac{(\text{м}^2\text{К})}{\text{Вт}}$$

$$R_4 = \frac{\delta_{\text{із.пс.д}}}{5} \cdot \frac{1}{\lambda_{\text{із.ппу}}} = \frac{0,15}{5} \cdot \frac{1}{0,0263} = 1,141 \frac{(\text{м}^2\text{К})}{\text{Вт}}$$

$$R_5 = \frac{\delta_{\text{із.пс.д}}}{5} \cdot \frac{1}{\lambda_{\text{із.ппу}}} = \frac{0,15}{5} \cdot \frac{1}{0,0263} = 1,141 \frac{(\text{м}^2\text{К})}{\text{Вт}}$$

$$R_6 = \frac{\delta_{\text{із.пс.д}}}{5} \cdot \frac{1}{\lambda_{\text{із.ппу}}} = \frac{0,15}{5} \cdot \frac{1}{0,0263} = 1,141 \frac{(\text{м}^2\text{К})}{\text{Вт}}$$

$$R_7 = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\lambda_{\text{лм.ст}}} = \frac{0,001}{48} = 2,083 \cdot 10^{-5} \frac{(\text{м}^2\text{К})}{\text{Вт}}$$

2. Коефіцієнт теплопередачі через огорожу:

$$k_{\text{д.пс}} = 0,171 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

3. Тепловий потік через огорожу: $t_3 = 32^\circ\text{C}$ $t_{\text{вн}} = 0^\circ\text{C}$

$$q_{\text{пс}} = k_{\text{д.пс}}(t_3 - t_{\text{вн}}) = 0,171 \cdot (32 - 0) = 5,466 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

4. Визначити температури на межах шарів матеріалів, а також слід розділити шар теплоізоляції на п'ять рівних підшарів та визначити температури на їх межах за формулою:

$$t_{\text{ст1}} = t_3 - q_{\text{пс}} \cdot R_3 = 32 - 5,466 \cdot 1,141 = 31,765 ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{ст2}} = t_{\text{ст1}} - q_{\text{пс}} \cdot R_1 = 31,765 - 5,466 \cdot 2,083 \cdot 10^{-5} = 31,765 ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{із1}} = t_{\text{ст2}} - q_{\text{пс}} \cdot R_2 = 31,765 - 5,466 \cdot 1,141 = 25,53 ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{із2}} = t_{\text{із1}} - q_{\text{пс}} \cdot R_3 = 25,53 - 5,466 \cdot 1,141 = 19,295 ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{із3}} = t_{\text{із2}} - q_{\text{пс}} \cdot R_4 = 19,295 - 5,466 \cdot 1,141 = 13,06 ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{із4}} = t_{\text{із3}} - q_{\text{пс}} \cdot R_5 = 13,06 - 5,466 \cdot 1,141 = 6,824 ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{із5}} = t_{\text{із4}} - q_{\text{пс}} \cdot R_6 = 6,824 - 5,466 \cdot 1,141 = 0,58903 ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{ст3}} = t_{\text{із.5}} = 0,589^{\circ}\text{C}$$

$$t_{\text{ст4}} = t_{\text{ст3}} - q_{\text{пс}} \cdot R_7 = 0,589 - 5,466 \cdot 2,083 \cdot 10^{-5} = 0,58892^{\circ}\text{C}$$

Після знаходження температури внутрішньої стінки камери (останньої за даним способом) слід перевірити правильність розрахунку, додатково знайшовши цю температуру за формулою

$$t_{\text{ст4.пер}} = t_{\text{вн}} + q_{\text{пс}} \cdot R_{\text{вн}} = 0 + 5,466 \cdot 0,108 = 0,58903^{\circ}\text{C}$$

5. За знайденими температурами на межах шарів та підшарів слід визначити тиски насичення водяної пари p_i'' (тиск за розрахункової температури при $\phi = 100\%$) і занести їх до табл. 3.3, а також визначити тиски насичення водяної пари для температур зовнішнього повітря p_3'' та повітря в камері $p_{\text{кам}}''$.

Таблиця 3.3. Розрахункові зміни параметрів в залежності від товщини стінки

Номер поверхні (точки)	Температура поверхні, $^{\circ}\text{C}$	Тиск насиченої водяної пари, мбар
ст1	$t_{\text{ст1}} = 31,765^{\circ}\text{C}$	$p_{\text{ст1}}'' := 47,05$ мбар
ст2	$t_{\text{ст2}} = 31,765^{\circ}\text{C}$	$p_{\text{ст2}}'' := 47,05$ мбар
із1	$t_{\text{із1}} = 25,53^{\circ}\text{C}$	$p_{\text{із1}}'' := 32,77$ мбар
із2	$t_{\text{із2}} = 19,295^{\circ}\text{C}$	$p_{\text{із2}}'' := 22,43$ мбар
із3	$t_{\text{із3}} = 13,06^{\circ}\text{C}$	$p_{\text{із3}}'' := 15,08$ мбар
із4	$t_{\text{із4}} = 6,824^{\circ}\text{C}$	$p_{\text{із4}}'' := 9,93$ мбар
із5	$t_{\text{із5}} = 0,58903^{\circ}\text{C}$	$p_{\text{із5}}'' := 6,41$ мбар
ст3	$t_{\text{ст3}} = 0,589^{\circ}\text{C}$	$p_{\text{ст3}}'' := 6,41$ мбар
ст4	$t_{\text{ст4}} = 0,58892^{\circ}\text{C}$	$p_{\text{ст4}}'' := 6,41$ мбар

6. Знайти опір огорожі паропроникненню, (м²·с·мбар)/кг, як суму опорів окремих шарів:

$$\mu_1 = 0,0001 \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с} \cdot \text{мбар}} \quad \mu_2 = 0,38 \frac{\text{мг}}{\text{м} \cdot \text{год} \cdot \text{Па}} \quad \mu_3 = 0,0001 \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с} \cdot \text{мбар}}$$

$$\mu_2 = 1,389 \cdot 10^{-9} \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с} \cdot \text{мбар}}$$

$$H_H = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} + \frac{\delta_{\text{із.пс.д}}}{\mu_2} + \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_3} = \frac{0,001}{0,0001} + \frac{0,15}{0,38} + \frac{0,001}{0,0001}$$

$$= 1,08 \cdot 10^8 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$$

Таблиця 3.4. Розрахунковий опір огорожі паропроникненню

$H_1 = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} = 10 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$	$H_2 = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} + \frac{\delta_{\text{із.пс.д}}}{5\mu_2}$ $= \frac{0,001}{0,0001} + \frac{0,15}{5 \cdot 0,38}$ $= 2,16 \cdot 10^7 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$
$H_3 = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} + \frac{2\delta_{\text{із.пс.д}}}{5\mu_2}$ $= \frac{0,001}{0,0001} + \frac{2 \cdot 0,15}{5 \cdot 0,38} =$ $= 4,32$ $\cdot 10^7 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$	$H_4 = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} + \frac{3\delta_{\text{із.пс.д}}}{5\mu_2}$ $= \frac{0,001}{0,0001} + \frac{3 \cdot 0,15}{5 \cdot 0,38} =$ $= 6,48 \cdot 10^7 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$
$H_5 = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} + \frac{4\delta_{\text{із.пс.д}}}{5\mu_2}$ $= \frac{0,001}{0,0001} + \frac{4 \cdot 0,15}{5 \cdot 0,38} =$ $= 8,64$ $\cdot 10^7 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$	$H_6 = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} + \frac{5\delta_{\text{із.пс.д}}}{5\mu_2}$ $= \frac{0,001}{0,0001} + \frac{5 \cdot 0,15}{5 \cdot 0,38} =$ $= 1,08 \cdot 10^8 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$

7. Парціальний тиск водяної пари відповідно на зовнішній та внутрішній поверхнях огорожі:

$$\varphi_3 = 0,6 \qquad \varphi_{\text{вн}} = 0,9$$

$$P_{\text{ст1}} := \varphi_3 \cdot P''_{\text{ст1}} = 0,6 \cdot 47,05 = 28,23 \text{ мбар}$$

$$P_{\text{ст4}} := \varphi_{\text{вн}} \cdot P''_{\text{ст4}} = 0,9 \cdot 6,41 = 5,769 \text{ мбар}$$

Питомий потік водяної пари через огорожу:

$$w := \frac{P_{\text{ст1}} - P_{\text{ст4}}}{H_{\text{н}}} = \frac{28,23 - 5,769}{1,08 \cdot 10^8} = 2,08 \cdot 10^{-7} \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}$$

9. Парціальні тиски водяної пари на межах шарів та підшарів p2...p7 визначаються за формулою, подібною до формули (3.5):

$$P_{\text{ст2}} = P_{\text{ст1}} - w \cdot \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} = 47,05 - 2,08 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{0,001}{0,0001} = 28,23 \text{ мбар}$$

$$P_{\text{із1}} = P_{\text{ст2}} - w \cdot \frac{\delta_{\text{із.пс.д}}}{\mu_2 \cdot 5} = 47,05 - 2,08 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{0,15}{0,38 \cdot 5} = 23,738 \text{ мбар}$$

$$P_{\text{із2}} = P_{\text{із1}} - w \cdot \frac{\delta_{\text{із.пс.д}}}{\mu_2 \cdot 5} = 32,77 - 2,08 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{0,15}{0,38 \cdot 5} = 19,246 \text{ мбар}$$

$$P_{\text{із3}} = P_{\text{із2}} - w \cdot \frac{\delta_{\text{із.пс.д}}}{\mu_2 \cdot 5} = 22,43 - 2,08 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{0,15}{0,38 \cdot 5} = 14,753 \text{ мбар}$$

$$P_{\text{із4}} = P_{\text{із3}} - w \cdot \frac{\delta_{\text{із.пс.д}}}{\mu_2 \cdot 5} = 15,08 - 2,08 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{0,15}{0,38 \cdot 5} = 10,261 \text{ мбар}$$

$$P_{\text{із5}} = P_{\text{із4}} - w \cdot \frac{\delta_{\text{із.пс.д}}}{\mu_2 \cdot 5} = 9,93 - 2,08 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{0,15}{0,38 \cdot 5} = 5,769 \text{ мбар}$$

$$P_{\text{ст3}} = P_{\text{із5}} = 6,41 \text{ мбар}$$

10. Для визначення можливої зони конденсації та кількості пари, що сконденсується, потрібно побудувати графіки парціального тиску p та тиску насичення $p_{\text{нас}}$ у координатах $p - x$ та $p - H$ (рис. 3.1 і 3.2). Якщо ці два графіки перетнуться, то між точками перетину і є зона можливої конденсації.

Якщо графіки тисків водяної пари не перетинаються або мають лише одну точку дотику, то конденсації відбуватися не буде і наступні пункти розрахунку виконувати не потрібно.

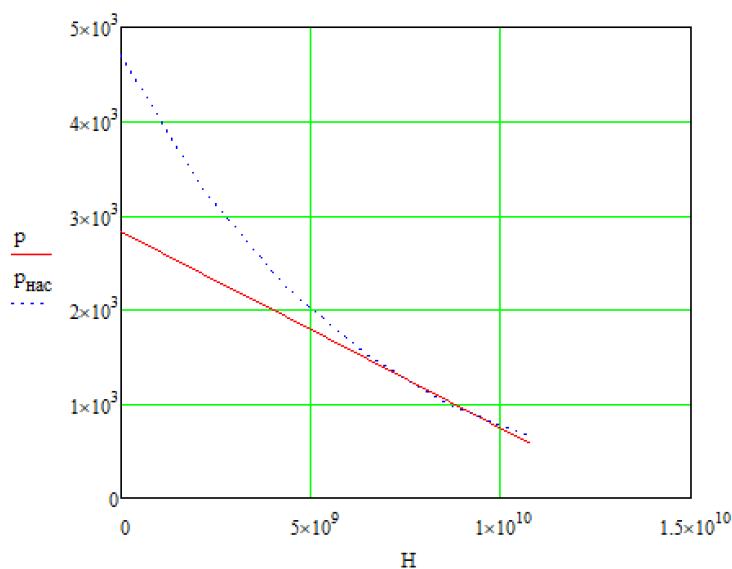


Рис.3.1. Діаграма залежності парціального тиску водяної пари від кількості вологи

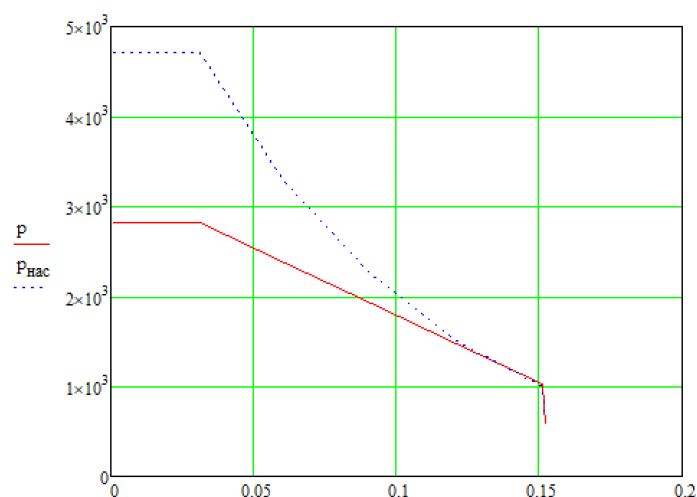


Рис.3.2. Діаграма залежності парціального тиску водяної пари від товщини стінки

11. Кількість вологи, що утворилась у зоні конденсації визначаємо за:

$$H_{df} := 7,65 \cdot 10^9 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$$

$$\begin{aligned} H_{ge} &:= 1,08 \cdot 10^8 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}} - 0,94 \cdot 10^8 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}} \\ &= 1,4 \cdot 10^7 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}} \end{aligned}$$

$$P_f = 9,95 \text{ мбар} \quad P_g = 8,65 \text{ мбар}$$

$$\begin{aligned} \Delta w &:= \frac{P_{ст1} - P_f}{H_{df}} - \frac{P_g - P_{ст4}}{H_{ge}} = \frac{47,05 - 9,95}{7,65 \cdot 10^9} - \frac{8,65 - 6,41}{1,4 \cdot 10^7} \\ &= -2,034 \cdot 10^{-7} \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}} \end{aligned}$$

12. Конденсація не відбудеться, якщо сумарний потік пари через огорожу не перевищуватиме другого доданку у формулі. Отже, максимально допустимий потік пари:

$$\begin{aligned} w_{max} &:= \frac{P_g - P_{ст4}}{H_{ge}} = \frac{8,65 - 6,41}{1,4 \cdot 10^7} = 2,058 \cdot 10^{-7} \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}} \\ w &= 2,08 \cdot 10^{-7} \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}} \end{aligned}$$

а потрібний для цього сумарний опір огорожі паропроникненню, $(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})/\text{кг}$, становить:

$$H_{max} := \frac{P_{ст1} - P_{ст4}}{w_{max}} = \frac{47,05 - 6,41}{2,058 \cdot 10^{-7}} = 1,091 \cdot 10^8 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$$

13. Пропонується встановлювати багат шарову пароізоляцію з брізолу з приклеюванням кожного шару гарячою бітумною мастикою. У цьому разі потрібна кількість шарів брізолу (з урахуванням опору мастики):

$$\delta_{бр} := 0,002 \text{ м} \quad \mu_{бр} = 3,4 \cdot 10^{-11} \frac{\text{мг}}{\text{м} \cdot \text{год} \cdot \text{Па}}$$

$$H_M := 9,6 \cdot 10^6 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$$

$$H_{потр} = H_{max} = 1,091 \cdot 10^8 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$$

$$n_{\text{потр}} = \frac{H_{\text{потр}} - H_{\text{м}}}{\frac{\delta_{\text{бр}}}{\mu_{\text{бр}}} + H_{\text{м}}} = \frac{1,091 \cdot 10^8 - 9,6 \cdot 10^6}{\frac{0,002}{3,4 \cdot 10^{-11}} + 9,6 \cdot 10^6} = 1,455$$

3.2. Частина, що межує з офісними приміщеннями

Теплофізичні властивості матеріалів стінки:

$$k_{\text{із.н.вн.п}} = 0,35 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

$\lambda_{\text{із.ппу}} = 0,0263 \frac{\text{Вт}}{\text{мК}}$ – коефіцієнт теплопровідності ізоляції з пінополіуретану;

$\delta_{\text{лм.ст}} = 0,001 \text{ м}$ - товщина листа металу сендвіч-панелі;

$\lambda_{\text{лм.ст}} = 48 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ - коефіцієнт теплопровідності листа металу;

Коефіцієнти тепловіддачі з зовнішнього та внутрішнього боків огороження

$$\alpha_{\text{вн.пс.оф}} = 9,28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \quad \alpha_{\text{з.пс.оф}} = 9,28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Звідси,

$$\begin{aligned} \delta_{\text{із.пс.вн}} &= \lambda_{\text{із.ппу}} \cdot \left[\frac{1}{k_{\text{із.н.вн.п}}} - \left[\frac{1}{\alpha_{\text{вн.пс.оф}}} + \left(\frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\lambda_{\text{лм.ст}}} \right) + \frac{1}{\alpha_{\text{з.пс.оф}}} \right] \right] = \\ &= 0,0263 \cdot \left[\frac{1}{0,35} - \left[\frac{1}{9,28} + \left(\frac{0,001}{48} \right) + \frac{1}{9,28} \right] \right] = 0,069 \text{ м} \end{aligned}$$

Під час конструювання стін в основному використовують плитні ізоляційні матеріали, і можливо, що розрахункова товщина діз не відповідає стандартній товщині плит, що виготовляються. В цьому разі треба прийняти товщину ізоляційного шару, кратну стандартній товщині плит, та визначити дійсне значення коефіцієнта теплопередачі кд, яке буде використовуватись у подальших розрахунках. Значення товщини ізоляційного шару заокруглюється в бік збільшення.

$$\delta_{\text{із.пс.вн..д}} = 0,2 \text{ м}$$

$$k_{д.пс.оф} = \left[\frac{1}{\alpha_{з.пс.оф}} + \left(\frac{\delta_{із.пс.вн.д}}{\lambda_{із.ппу}} + \frac{\delta_{лм.ст}}{\lambda_{лм.ст}} \right) + \frac{1}{\alpha_{вн.пс.оф}} \right]^{-1}$$

$$= \left[\frac{1}{9,28} + \left(\frac{0,35}{0,0263} + \frac{0,001}{48} \right) + \frac{1}{9,28} \right]^{-1} = 0,065 \frac{Вт}{м^2К}$$

3.2.1. Перевірка на випадіння конденсату на внутрішній стіні

1. Визначити термічні опори кожного шару огорожі. Термічні опори тепловіддачі на внутрішній та зовнішній поверхнях огорожі визначають за формулою:

$$R_{з.оф} = \frac{1}{\alpha_{з.пс.оф.}} = \frac{1}{9,28} = 0,108 \frac{(м^2К)}{Вт}$$

$$R_{вн.оф} = \frac{1}{\alpha_{вн.пс.оф.}} = \frac{1}{9,28} = 0,108 \frac{(м^2К)}{Вт}$$

Термічні опори шарів ізоляційної конструкції визначають за формулою:

$$R_1 = \frac{\delta_{лм.ст}}{\lambda_{лм.ст}} = \frac{0,001}{48} = 2,083 \cdot 10^{-5} \frac{(м^2К)}{Вт}$$

$$R_2 = \frac{\delta_{із.пс.вн.д}}{5} \cdot \frac{1}{\lambda_{із.ппу}} = \frac{0,35}{0,0263} \cdot \frac{1}{0,0263} = 3,042 \frac{(м^2К)}{Вт}$$

$$R_3 = \frac{\delta_{із.пс.вн.д}}{5} \cdot \frac{1}{\lambda_{із.ппу}} = \frac{0,35}{0,0263} \cdot \frac{1}{0,0263} = 3,042 \frac{(м^2К)}{Вт}$$

$$R_4 = \frac{\delta_{із.пс.вн.д}}{5} \cdot \frac{1}{\lambda_{із.ппу}} = \frac{0,35}{0,0263} \cdot \frac{1}{0,0263} = 3,042 \frac{(м^2К)}{Вт}$$

$$R_5 = \frac{\delta_{із.пс.вн.д}}{5} \cdot \frac{1}{\lambda_{із.ппу}} = \frac{0,35}{0,0263} \cdot \frac{1}{0,0263} = 3,042 \frac{(м^2К)}{Вт}$$

$$R_6 = \frac{\delta_{із.пс.вн.д}}{5} \cdot \frac{1}{\lambda_{із.ппу}} = \frac{0,35}{0,0263} \cdot \frac{1}{0,0263} = 3,042 \frac{(м^2К)}{Вт}$$

$$R_7 = \frac{\delta_{лм.ст}}{\lambda_{лм.ст}} = \frac{0,001}{48} = 2,083 \cdot 10^{-5} \frac{(м^2К)}{Вт}$$

2. Коефіцієнт теплопередачі через огорожу:

$$k_{\text{д.пс.оф}} = 0,065 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

3. Тепловий потік через огорожу: $t_3 = 20^\circ\text{C}$ $t_{\text{вн}} = 0^\circ\text{C}$

$$q_{\text{пс}} = k_{\text{д.пс.оф}}(t_3 - t_{\text{вн}}) = 0,065 \cdot (20 - 0) = 1,297 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

4. Визначити температури на межах шарів матеріалів, а також слід розділити шар теплоізоляції на п'ять рівних підшарів та визначити температури на їх межах за формулою:

$$t_{\text{ст1}} = t_3 - q_{\text{пс}} \cdot R_3 = 20 - 1,297 \cdot 3,042 = 19,944^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{ст2}} = t_{\text{ст1}} - q_{\text{пс}} \cdot R_1 = 19,944 - 1,297 \cdot 2,083 \cdot 10^{-5} = 19,944^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{із1}} = t_{\text{ст2}} - q_{\text{пс}} \cdot R_2 = 19,944 - 1,297 \cdot 3,042 = 16^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{із2}} = t_{\text{із1}} - q_{\text{пс}} \cdot R_3 = 16 - 1,297 \cdot 3,042 = 12,056^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{із3}} = t_{\text{із2}} - q_{\text{пс}} \cdot R_4 = 12,056 - 1,297 \cdot 3,042 = 8,112^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{із4}} = t_{\text{із3}} - q_{\text{пс}} \cdot R_5 = 8,112 - 1,297 \cdot 3,042 = 4,168^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{із5}} = t_{\text{із4}} - q_{\text{пс}} \cdot R_6 = 4,168 - 1,297 \cdot 3,042 = 0,2238^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{ст3}} = t_{\text{із.5}} = 0,224^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{ст4}} = t_{\text{ст3}} - q_{\text{пс}} \cdot R_7 = 0,224 - 1,297 \cdot 2,083 \cdot 10^{-5} = 0,22377^\circ\text{C}$$

Після знаходження температури внутрішньої стінки камери (останньої за даним способом) слід перевірити правильність розрахунку, додатково знайшовши цю температуру за формулою:

$$t_{\text{ст4.пер}} = t_{\text{вн}} - q_{\text{пс}} \cdot R_{\text{вн}} = 0 - 1,297 \cdot 0,108 = 0,13972^\circ\text{C}$$

5. За знайденими температурами на межах шарів та підшарів слід визначити тиски насичення водяної пари p_i'' (тиск за розрахункової температури при $\phi = 100\%$) і занести їх до табл. 3.5., а також визначити тиски насичення водяної пари для температур зовнішнього повітря p_3'' та повітря в камері $p_{\text{кам}}''$.

					00 ДП.142.008.022.ПЗ	Аркуш 44
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.5. Розрахункові зміни параметрів в залежності від товщини стінки

Номер поверхні (точки)	Температура поверхні, °C	Тиск насиченої водяної пари, мбар
ст1	$t_{ст1} = 19,944 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p''_{ст1} = 23,03 \text{ мбар}$
ст2	$t_{ст2} = 19,944 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p''_{ст2} = 23,03 \text{ мбар}$
із1	$t_{із1} = 16 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p''_{із1} = 18,23 \text{ мбар}$
із2	$t_{із2} = 12,056 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p''_{із2} = 14,33 \text{ мбар}$
із3	$t_{із3} = 8,112 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p''_{із3} = 11,18 \text{ мбар}$
із4	$t_{із4} = 4,168 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p''_{із4} = 8,66 \text{ мбар}$
із5	$t_{із5} = 0,2238 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p''_{із5} = 6,66 \text{ мбар}$
ст3	$t_{ст3} = 0,224 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p''_{ст3} = 6,41 \text{ мбар}$
ст4	$t_{ст4} = 0,22377 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p''_{ст4} = 6,41 \text{ мбар}$

7. Знайти опір огорожі паропроникненню, $(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})/\text{кг}$, як суму опорів окремих шарів:

$$\mu_1 = 0,0001 \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с} \cdot \text{мбар}} \quad \mu_2 = 0,05 \frac{\text{Мг}}{\text{м} \cdot \text{год} \cdot \text{Па}} \quad \mu_3 = 0,0001 \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с} \cdot \text{мбар}}$$

$$\mu_2 = 1,389 \cdot 10^{-9} \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с} \cdot \text{мбар}}$$

$$H_H = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} + \frac{\delta_{\text{із.пс.вн.д}}}{\mu_2} + \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_3} = \frac{0,001}{0,0001} + \frac{0,35}{0,05} + \frac{0,001}{0,0001}$$

$$= 2,88 \cdot 10^8 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$$

Таблиця 3.6. Розрахунковий опір огорожі паропроникненню

$H_1 = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} = \frac{0,001}{0,0001}$ $= 10 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$	$H_2 = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} + \frac{\delta_{\text{із.пс.вн.д}}}{5\mu_2}$ $= \frac{0,001}{0,0001} + \frac{0,35}{5 \cdot 0,05}$ $= 5,76 \cdot 10^7 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$
$H_3 = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} + \frac{2\delta_{\text{із.пс.вн.д}}}{5\mu_2}$ $= \frac{0,001}{0,0001} + \frac{2 \cdot 0,35}{5 \cdot 0,05}$ $= 1,152$ $\cdot 10^8 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$	$H_4 = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} + \frac{3\delta_{\text{із.пс.вн.д}}}{5\mu_2} =$ $= \frac{0,001}{0,0001} + \frac{3 \cdot 0,35}{5 \cdot 0,05}$ $= 1,728 \cdot 10^8 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$
$H_5 = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} + \frac{4\delta_{\text{із.пс.вн.д}}}{5\mu_2}$ $= \frac{0,001}{0,0001} + \frac{4 \cdot 0,35}{5 \cdot 0,05}$ $= 2,304$ $\cdot 10^8 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$	$H_6 = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} + \frac{5\delta_{\text{із.пс.вн.д}}}{5\mu_2} =$ $= \frac{0,001}{0,0001} + \frac{5 \cdot 0,35}{5 \cdot 0,05}$ $= 2,88 \cdot 10^8 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$

7. Парціальний тиск водяної пари відповідно на зовнішній та внутрішній поверхнях огорожі:

$$\varphi_3 = 0,6$$

$$\varphi_{\text{вн}} = 0,9$$

$$P_{\text{ст1}} := \varphi_3 \cdot P''_{\text{ст1}} = 0,6 \cdot 23,03 = 13,818 \text{ мбар}$$

$$P_{\text{ст4}} := \varphi_{\text{вн}} \cdot P''_{\text{ст4}} = 0,9 \cdot 6,41 = 5,769 \text{ мбар}$$

Питомий потік водяної пари через огорожу:

$$w := \frac{P_{\text{ст1}} - P_{\text{ст4}}}{H_{\text{н}}} = \frac{23,03 - 6,41}{2,88 \cdot 10^8} = 2,795 \cdot 10^{-7} \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}$$

9. Парціальні тиски водяної пари на межах шарів та підшарів $p_2 \dots p_7$ визначаються за формулою, подібною до формули:

$$P_{\text{ст2}} = P_{\text{ст1}} - w \cdot \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} = 23,03 - 2,795 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{0,001}{0,0001} = 13,818 \text{ мбар}$$

$$P_{\text{із1}} = P_{\text{ст2}} - w \cdot \frac{\delta_{\text{із.пс.вн.д}}}{\mu_2 \cdot 5} = 23,03 - 2,795 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{0,35}{0,05 \cdot 5} = 12,208 \text{ мбар}$$

$$P_{\text{із2}} = P_{\text{із1}} - w \cdot \frac{\delta_{\text{із.пс.вн.д}}}{\mu_2 \cdot 5} = 18,23 - 2,795 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{0,35}{0,05 \cdot 5} = 10,598 \text{ мбар}$$

$$P_{\text{із3}} = P_{\text{із2}} - w \cdot \frac{\delta_{\text{із.пс.вн.д}}}{\mu_2 \cdot 5} = 14,33 - 2,795 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{0,35}{0,05 \cdot 5} = 8,989 \text{ мбар}$$

$$P_{\text{із4}} = P_{\text{із3}} - w \cdot \frac{\delta_{\text{із.пс.вн.д}}}{\mu_2 \cdot 5} = 11,18 - 2,795 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{0,35}{0,05 \cdot 5} = 7,379 \text{ мбар}$$

$$P_{\text{із5}} = P_{\text{із4}} - w \cdot \frac{\delta_{\text{із.пс.вн.д}}}{\mu_2 \cdot 5} = 8,66 - 2,795 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{0,35}{0,05 \cdot 5} = 5,769 \text{ мбар}$$

$$P_{\text{ст3}} = P_{\text{із5}} = 6,66 \text{ мбар}$$

10. Для визначення можливої зони конденсації та кількості пари, що сконденсується, потрібно побудувати графіки парціального тиску p та тиску насичення p'' у координатах $p - x$ та $p - H$ (рис. 3.3 і 3.4). Якщо ці два графіки перетнуться, то між точками перетину і є зона можливої конденсації.

Якщо графіки тисків водяної пари не перетинаються або мають лише одну точку дотику, то конденсації відбуватися не буде і наступні пункти розрахунку виконувати не потрібно.

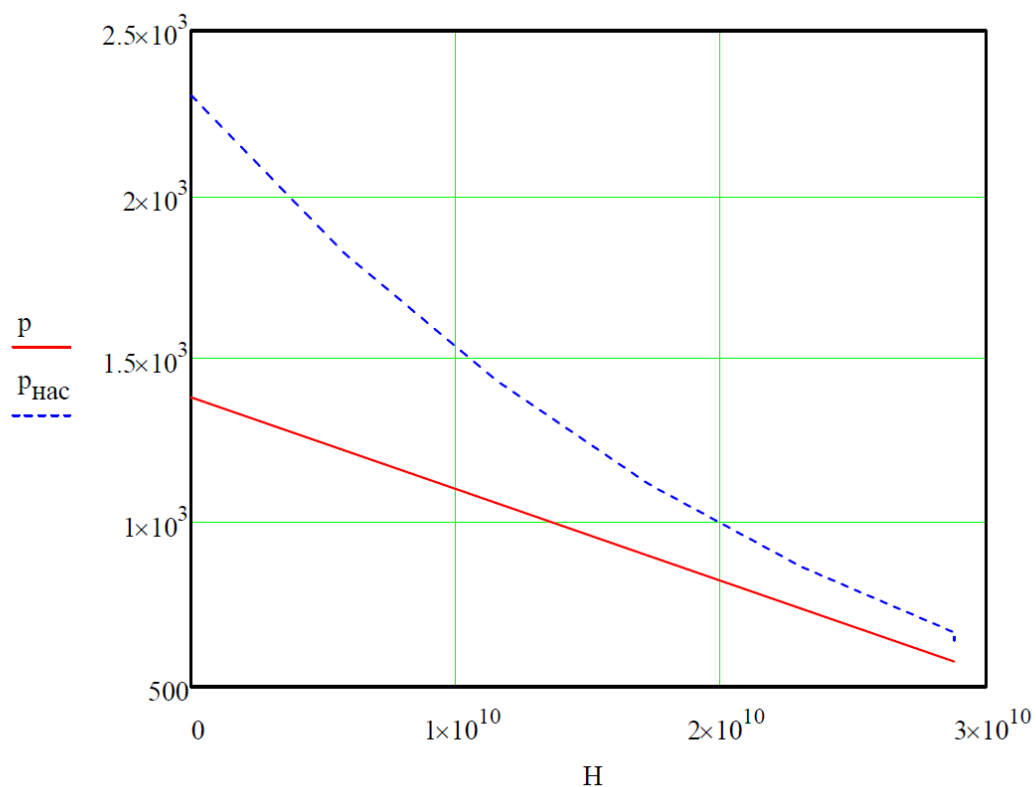


Рис.3.3. Діаграма залежності парціального тиску водяної пари від кількості вологи

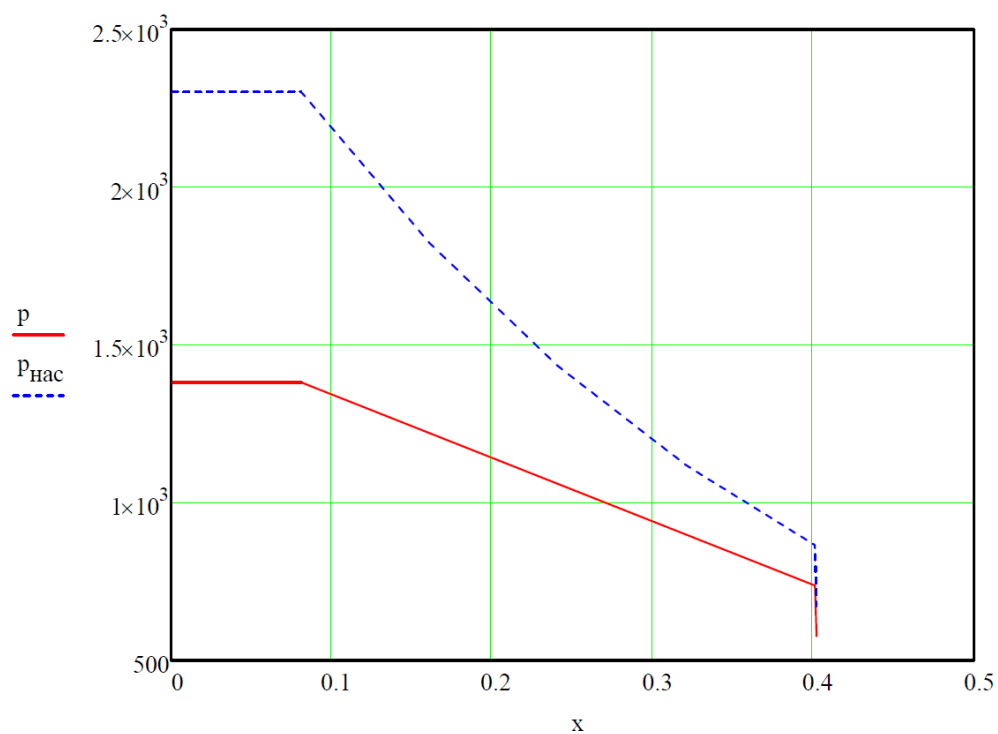


Рис.3.4. Діаграма залежності парціального тиску водяної пари від товщини стінки

3.3.Східна стіна

3.3.1. Частина, що межує з навколишнім середовищем

Теплофізичні властивості матеріалів стінки:

$$k_{із..сс.а} = 0,41 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

$\lambda_{із.ппу} = 0,0262 \frac{\text{Вт}}{\text{мК}}$ – коефіцієнт теплопровідності ізоляції з пінополіуретану;

$\delta_{лм.ст} = 0,001 \text{ м}$ - товщина листа металу сендвіч-панелі;

$\lambda_{лм.ст} = 48 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$ - коефіцієнт теплопровідності листа металу;

Коефіцієнти тепловіддачі з зовнішнього та внутрішнього боків огороження

$$\alpha_{вн.сс.а} = 9,28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \quad \alpha_{з.сс.а} = 9,28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Звідси,

$$\begin{aligned} \delta_{із.сс} &= \lambda_{із.ппу} \cdot \left[\frac{1}{k_{із.сс.а}} - \left[\frac{1}{\alpha_{вн.сс.а}} + \left(\frac{\delta_{лм.ст}}{\lambda_{лм.ст}} \right) + \frac{1}{\alpha_{з.сс.а}} \right] \right] = \\ &= 0,0263 \cdot \left[\frac{1}{0,41} - \left[\frac{1}{9,28} + \left(\frac{0,001}{48} \right) + \frac{1}{9,28} \right] \right] = 0,058 \text{ м} \end{aligned}$$

Під час конструювання стін в основному використовують плитні ізоляційні матеріали, і можливо, що розрахункова товщина $\delta_{із}$ не відповідає стандартній товщині плит, що виготовляються. В цьому разі треба прийняти товщину ізоляційного шару, кратну стандартній товщині плит, та визначити дійсне значення коефіцієнта теплопередачі k_d , яке буде використовуватись у подальших розрахунках. Значення товщини ізоляційного шару заокруглюється в бік збільшення.

$$\delta_{із.сс.а,д} = 0,12 \text{ м}$$

$$k_{д.с.с.а} = \left[\frac{1}{\alpha_{з.с.с.а}} + \left(\frac{\delta_{із.с.с.а.д}}{\lambda_{із.ппу}} + \frac{\delta_{лм.ст}}{\lambda_{лм.ст}} \right) + \frac{1}{\alpha_{вн.с.с.а}} \right]^{-1}$$

$$= \left[\frac{1}{9,28} + \left(\frac{0,41}{0,0263} + \frac{0,001}{48} \right) + \frac{1}{9,28} \right]^{-1} = 0,209 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

3.3.3.Перевірка на випадіння конденсату на зовнішній стіні

1. Визначити термічні опори кожного шару огорожі. Термічні опори тепловіддачі на внутрішній та зовнішній поверхнях огорожі визначають за формулою:

$$R_{з.оф} = \frac{1}{\alpha_{вн.с.с.а}} = \frac{1}{9,28} = 0,108 \frac{(\text{м}^2\text{К})}{\text{Вт}}$$

$$R_{вн.оф} = \frac{1}{\alpha_{з.с.с.а}} = \frac{1}{9,28} = 0,108 \frac{(\text{м}^2\text{К})}{\text{Вт}}$$

Термічні опори шарів ізоляційної конструкції визначають за формулою:

$$R_1 = \frac{\delta_{лм.ст}}{\lambda_{лм.ст}} = \frac{0,001}{48} = 2,083 \cdot 10^{-5} \frac{(\text{м}^2\text{К})}{\text{Вт}}$$

$$R_2 = \frac{\delta_{із.с.с.а.д}}{5} \cdot \frac{1}{\lambda_{із.ппу}} = \frac{0,41}{5} \cdot \frac{1}{0,0263} = 0,913 \frac{(\text{м}^2\text{К})}{\text{Вт}}$$

$$R_3 = \frac{\delta_{із.с.с.а.д}}{5} \cdot \frac{1}{\lambda_{із.ппу}} = \frac{0,41}{5} \cdot \frac{1}{0,0263} = 0,913 \frac{(\text{м}^2\text{К})}{\text{Вт}}$$

$$R_4 = \frac{\delta_{із.с.с.а.д}}{5} \cdot \frac{1}{\lambda_{із.ппу}} = \frac{0,41}{5} \cdot \frac{1}{0,0263} = 0,913 \frac{(\text{м}^2\text{К})}{\text{Вт}}$$

$$R_5 = \frac{\delta_{із.с.с.а.д}}{5} \cdot \frac{1}{\lambda_{із.ппу}} = \frac{0,41}{5} \cdot \frac{1}{0,0263} = 0,913 \frac{(\text{м}^2\text{К})}{\text{Вт}}$$

$$R_6 = \frac{\delta_{\text{із.сс.а.д.}}}{5} \cdot \frac{1}{\lambda_{\text{із.ппу}}} = \frac{0,41}{5} \cdot \frac{1}{0,0263} = 0,913 \frac{(\text{м}^2\text{К})}{\text{Вт}}$$

$$R_7 = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\lambda_{\text{лм.ст}}} = \frac{0,001}{48} = 2,083 \cdot 10^{-5} \frac{(\text{м}^2\text{К})}{\text{Вт}}$$

2. Коефіцієнт теплопередачі через огорожу:

$$k_{\text{д.сс.а}} = 0,209 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

3. Тепловий потік через огорожу: $t_3 = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$ $t_{\text{вн}} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$q_{\text{пс}} = k_{\text{д.сс.а}} \cdot (t_3 - t_{\text{вн}}) = 0,209 \cdot (20 - 0) = 4,17 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

4. Визначити температури на межах шарів матеріалів, а також слід розділити шар теплоізоляції на п'ять рівних підшарів та визначити температури на їх межах за формулою:

$$t_{\text{ст1}} = t_3 - q_{\text{пс}} \cdot R_3 = 20 - 4,17 \cdot 0,913 = 19,821 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{ст2}} = t_{\text{ст1}} - q_{\text{пс}} \cdot R_1 = 19,821 - 4,17 \cdot 2,083 \cdot 10^{-5} = 19,821 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{із1}} = t_{\text{ст2}} - q_{\text{пс}} \cdot R_2 = 19,821 - 4,17 \cdot 0,913 = 16,015 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{із2}} = t_{\text{із1}} - q_{\text{пс}} \cdot R_3 = 16,015 - 4,17 \cdot 0,913 = 12,21 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{із3}} = t_{\text{із2}} - q_{\text{пс}} \cdot R_4 = 12,21 - 4,17 \cdot 0,913 = 8,404 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{із4}} = t_{\text{із3}} - q_{\text{пс}} \cdot R_5 = 8,404 - 4,17 \cdot 0,913 = 4,598 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{із5}} = t_{\text{із4}} - q_{\text{пс}} \cdot R_6 = 4,598 - 4,17 \cdot 0,913 = 0,79244 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{ст3}} = t_{\text{із.5}} = 0,792 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{ст4}} = t_{\text{ст3}} - q_{\text{пс}} \cdot R_7 = 20 - 4,17 \cdot 2,083 \cdot 10^{-5} = 0,79235 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Після знаходження температури внутрішньої стінки камери (останньої за даним способом) слід перевірити правильність розрахунку, додатково знайшовши цю температуру за формулою:

$$t_{\text{ст4.пер}} = t_{\text{вн}} + q_{\text{пс}} \cdot R_{\text{вн}} = 0 + 4,17 \cdot 0,108 = 0,4494 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

5. За знайденими температурами на межах шарів та підшарів слід визначити тиски насичення водяної пари p_i'' (тиск за розрахункової температури при $\phi = 100 \%$) і занести їх до табл. 3.8, а також визначити тиски насичення водяної пари для температур зовнішнього повітря p_3'' та повітря в камері $p_{\text{кам}}''$.

Таблиця 3.8. Розрахункові зміни параметрів в залежності від товщини стінки

Номер поверхні (точки)	Температура поверхні, $^{\circ}\text{C}$	Тиск насиченої водяної пари, мбар
ст1	$t_{\text{ст1}} = 19,821 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{\text{ст1}}'' := 23,03 \text{ мбар}$
ст2	$t_{\text{ст2}} = 19,821 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{\text{ст2}}'' := 23,03 \text{ мбар}$
із1	$t_{\text{із1}} = 16,015 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{\text{із1}}'' := 18,23 \text{ мбар}$
із2	$t_{\text{із2}} = 12,21 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{\text{із2}}'' := 14,33 \text{ мбар}$
із3	$t_{\text{із3}} = 8,404 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{\text{із3}}'' := 11,18 \text{ мбар}$
із4	$t_{\text{із4}} = 4,598 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{\text{із4}}'' := 8,66 \text{ мбар}$
із5	$t_{\text{із5}} = 0,79244 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{\text{із5}}'' := 6,66 \text{ мбар}$
ст3	$t_{\text{ст3}} = 0,792 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{\text{ст3}}'' := 6,41 \text{ мбар}$
ст4	$t_{\text{ст4}} = 0,79235 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p_{\text{ст4}}'' := 6,41 \text{ мбар}$

6. Знайти опір огорожі паропроникненню, (м²·с·мбар)/кг, як суму опорів окремих шарів:

$$\mu_1 = 0,0001 \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с} \cdot \text{мбар}} \quad \mu_2 = 0,05 \frac{\text{мг}}{\text{м} \cdot \text{год} \cdot \text{Па}} \quad \mu_3 = 0,0001 \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с} \cdot \text{мбар}}$$

$$\mu_2 = 1,389 \cdot 10^{-9} \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с} \cdot \text{мбар}}$$

$$H_H = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} + \frac{\delta_{\text{із.сс.а.д}}}{\mu_2} + \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_3} = \frac{0,001}{0,0001} + \frac{0,41}{0,05} + \frac{0,001}{0,0001} \\ = 8,64 \cdot 10^7 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$$

Таблиця 3.9. Розрахунковий опір огорожі паропроникненню

$H_1 = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} = \frac{0,001}{0,0001} \\ = 10 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$	$H_2 = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} + \frac{\delta_{\text{із.сс.а.д}}}{5\mu_2} \\ = \frac{0,001}{0,0001} + \frac{0,41}{5 \cdot 0,05} \\ = 1,728 \\ \cdot 10^7 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$
$H_3 = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} + \frac{2\delta_{\text{із.сс.а.д}}}{5\mu_2} \\ = \frac{0,001}{0,0001} + \frac{2 \cdot 0,41}{5 \cdot 0,05} \\ = 3,456 \\ \cdot 10^7 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$	$H_4 = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} + \frac{3\delta_{\text{із.сс.а.д}}}{5\mu_2} \\ = \frac{0,001}{0,0001} + \frac{3 \cdot 0,41}{5 \cdot 0,05} \\ = 5,184 \\ \cdot 10^7 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$
$H_5 = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} + \frac{4\delta_{\text{із.сс.а.д}}}{5\mu_2} \\ = \frac{0,001}{0,0001} + \frac{4 \cdot 0,41}{5 \cdot 0,05} \\ = 6,912 \\ \cdot 10^7 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$	$H_6 = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} + \frac{5\delta_{\text{із.сс.а.д}}}{5\mu_2} \\ = \frac{0,001}{0,0001} + \frac{5 \cdot 0,41}{5 \cdot 0,05} \\ = 8,64 \\ \cdot 10^7 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$

7. Парціальний тиск водяної пари відповідно на зовнішній та внутрішній поверхнях огорожі:

$$\varphi_3 = 0,6 \qquad \varphi_{\text{вн}} = 0,9$$

$$P_{\text{ст1}} := \varphi_3 \cdot P''_{\text{ст1}} = 0,6 \cdot 23,03 = 13,818 \text{ мбар}$$

$$P_{\text{ст4}} := \varphi_{\text{вн}} \cdot P''_{\text{ст4}} = 0,9 \cdot 6,41 = 5,769 \text{ мбар}$$

Питомий потік водяної пари через огорожу:

$$w := \frac{P_{\text{ст1}} - P_{\text{ст4}}}{H_{\text{н}}} = \frac{23,03 - 6,41}{8,64 \cdot 10^7} = 9,316 \cdot 10^{-8} \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}$$

9. Парціальні тиски водяної пари на межах шарів та підшарів p2...p7 визначаються за формулою, подібною до формули (3.5):

$$P_{\text{ст2}} = P_{\text{ст1}} - w \cdot \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} = 23,03 - 9,316 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,001}{0,0001} = 13,818 \text{ мбар}$$

$$\begin{aligned} P_{\text{із1}} &= P_{\text{ст2}} - w \cdot \frac{\delta_{\text{із.сс.а.д}}}{\mu_2 \cdot 5} = 23,03 - 9,316 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,41}{0,05 \cdot 5} \\ &= 12,208 \text{ мбар} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_{\text{із2}} &= P_{\text{із1}} - w \cdot \frac{\delta_{\text{із.сс.а.д}}}{\mu_2 \cdot 5} = 12,208 - 9,316 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,41}{0,05 \cdot 5} \\ &= 10,598 \text{ мбар} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_{\text{із3}} &= P_{\text{із2}} - w \cdot \frac{\delta_{\text{із.сс.а.д}}}{\mu_2 \cdot 5} = 10,598 - 9,316 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,41}{0,05 \cdot 5} = \\ &= 8,989 \text{ мбар} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_{\text{із4}} &= P_{\text{із3}} - w \cdot \frac{\delta_{\text{із.сс.а.д}}}{\mu_2 \cdot 5} = 8,989 - 9,316 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,41}{0,05 \cdot 5} = \\ &= 7,379 \text{ мбар} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_{\text{із5}} &= P_{\text{із4}} - w \cdot \frac{\delta_{\text{із.сс.а.д}}}{\mu_2 \cdot 5} = 7,379 - 9,316 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,41}{0,05 \cdot 5} = \\ &= 5,769 \text{ мбар} \end{aligned}$$

$$P_{\text{ст3}} = P_{\text{із5}} = 5,769 \text{ мбар}$$

10. Для визначення можливої зони конденсації та кількості пари, що сконденсується, потрібно побудувати графіки парціального тиску p та тиску насичення p'' у координатах $p - x$ та $p - H$ (рис. 3.1 і 3.2). Якщо ці два графіки перетнуться, то між точками перетину і є зона можливої конденсації.

Якщо графіки тисків водяної пари не перетинаються або мають лише одну точку дотику, то конденсації відбуватися не буде і наступні пункти розрахунку виконувати не потрібно.

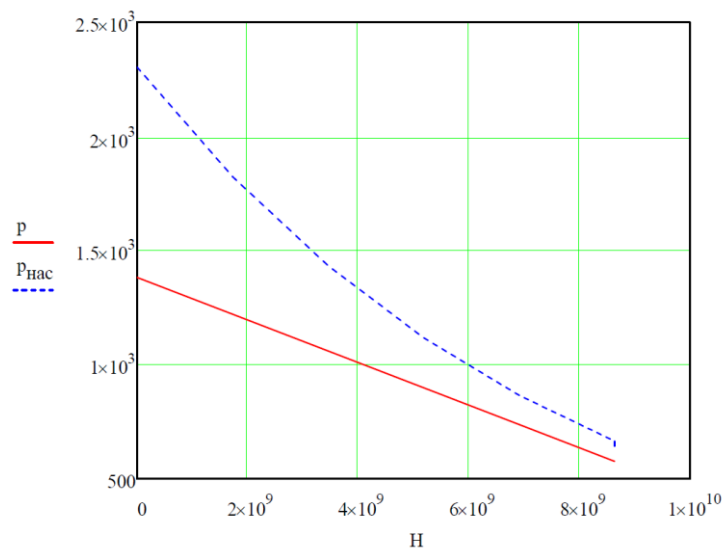


Рис.3.5. Діаграма залежності парціального тиску водяної пари від кількості вологи

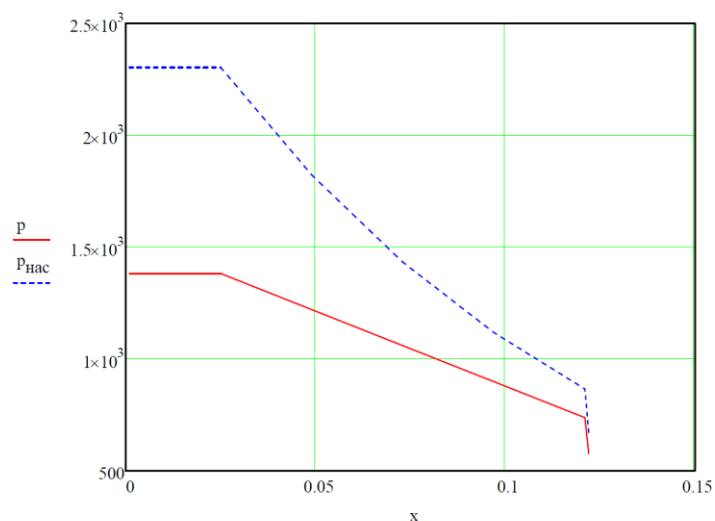


Рис.3.6. Діаграма залежності парціального тиску водяної пари від товщини стінки

3.4. Західна стіна

3.4.1. Межує з коридором

Теплофізичні властивості матеріалів стінки:

$$k_{із.зс} = 0,41 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

$\lambda_{із.ппу} = 0,0263 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$ – коефіцієнт теплопровідності ізоляції з пінополіуретану;

$\delta_{лм.ст} = 0,001 \text{ м}$ - товщина листа металу сендвіч-панелі;

$\lambda_{лм.ст} = 48 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$ - коефіцієнт теплопровідності листа металу;

Коефіцієнти тепловіддачі з зовнішнього та внутрішнього боків огороження

$$\alpha_{вн.зс} = 9,28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \quad \alpha_{з.зс} = 9,28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Звідси,

$$\begin{aligned} \delta_{із.зс} &= \lambda_{із.ппу} \cdot \left[\frac{1}{k_{із.зс}} - \left[\frac{1}{\alpha_{вн.зс}} + \left(\frac{\delta_{лм.ст}}{\lambda_{лм.ст}} \right) + \frac{1}{\alpha_{з.зс}} \right] \right] = \\ &= 0,0263 \cdot \left[\frac{1}{0,41} - \left[\frac{1}{9,28} + \left(\frac{0,001}{48} \right) + \frac{1}{9,28} \right] \right] = 0,058 \text{ м} \end{aligned}$$

Під час конструювання стін в основному використовують плитні ізоляційні матеріали, і можливо, що розрахункова товщина $\delta_{із}$ не відповідає стандартній товщині плит, що виготовляються. В цьому разі треба прийняти товщину ізоляційного шару, кратну стандартній товщині плит, та визначити дійсне значення коефіцієнта теплопередачі k_d , яке буде використовуватись у подальших розрахунках. Значення товщини ізоляційного шару заокруглюється в бік збільшення.

$$\delta_{із.зс.д} = 0,12 \text{ м}$$

$$k_{д.зс} = \left[\frac{1}{\alpha_{з.зс}} + \left(\frac{\delta_{із.зс.д}}{\lambda_{із.ппу}} + \frac{\delta_{лм.ст}}{\lambda_{лм.ст}} \right) + \frac{1}{\alpha_{вн.зс}} \right]^{-1}$$

$$= \left[\frac{1}{9,28} + \left(\frac{0,12}{0,0263} + \frac{0,001}{48} \right) + \frac{1}{9,28} \right]^{-1} = 0,209 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

3.5.Південна стіна

3.5.1. Межує з камерою

Теплофізичні властивості матеріалів стінки:

$$k_{із.н.пдс} = 0,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

$\lambda_{із.ппу} = 0,0263 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$ – коефіцієнт теплопровідності ізоляції з пінополіуретану;

$\delta_{лм.ст} = 0,001 \text{ м}$ - товщина листа металу сендвіч-панелі;

$\lambda_{лм.ст} = 48 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$ - коефіцієнт теплопровідності листа металу;

Коефіцієнти тепловіддачі з зовнішнього та внутрішнього боків огороження

$$\alpha_{вн.зс} = 9,28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \quad \alpha_{з.зс} = 9,28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Звідси,

$$\delta_{із.пдс} = \lambda_{із.ппу} \cdot \left[\frac{1}{k_{із.н.пдс}} - \left[\frac{1}{\alpha_{вн.пдс}} + \left(\frac{\delta_{лм.ст}}{\lambda_{лм.ст}} \right) + \frac{1}{\alpha_{з.пдс}} \right] \right] =$$

$$= 0,0263 \cdot \left[\frac{1}{0,3} - \left[\frac{1}{9,28} + \left(\frac{0,001}{48} \right) + \frac{1}{9,28} \right] \right] = 0,082 \text{ м}$$

Під час конструювання стін в основному використовують плитні ізоляційні матеріали, і можливо, що розрахункова товщина $\delta_{із}$ не відповідає стандартній товщині плит, що виготовляються.

В цьому разі треба прийняти товщину ізоляційного шару, кратну стандартній товщині плит, та визначити дійсне значення коефіцієнта теплопередачі k_d , яке буде використовуватись у подальших розрахунках. Значення товщини ізоляційного шару заокруглюється в бік збільшення.

$$\delta_{\text{із.пдс.д}} = 0,1 \text{ м}$$

$$k_{\text{д.пдс}} = \left[\frac{1}{\alpha_{\text{з.пдс}}} + \left(\frac{\delta_{\text{із.зс.д}}}{\lambda_{\text{із.ппу}}} + \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\lambda_{\text{лм.ст}}} \right) + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.пдс}}} \right]^{-1}$$

$$= \left[\frac{1}{9,28} + \left(\frac{0,1}{0,0263} + \frac{0,001}{48} \right) + \frac{1}{9,28} \right]^{-1} = 0,248 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

3.5.2. Перевірка на випадіння конденсату на зовнішній стіні

1. Визначити термічні опори кожного шару огорожі. Термічні опори тепловіддачі на внутрішній та зовнішній поверхнях огорожі визначають за формулою:

$$R_{\text{з.оф}} = \frac{1}{\alpha_{\text{з.пс.оф}}} = \frac{1}{9,28} = 0,108 \frac{(\text{м}^2\text{К})}{\text{Вт}}$$

$$R_{\text{вн.оф}} = \frac{1}{\alpha_{\text{вн.пс.оф}}} = \frac{1}{9,28} = 0,108 \frac{(\text{м}^2\text{К})}{\text{Вт}}$$

Термічні опори шарів ізоляційної конструкції визначають за формулою:

$$R_1 = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\lambda_{\text{лм.ст}}} = \frac{0,001}{48} = 2,083 \cdot 10^{-5} \frac{(\text{м}^2\text{К})}{\text{Вт}}$$

$$R_2 = \frac{\delta_{\text{із.пдс.д}}}{5} \cdot \frac{1}{\lambda_{\text{із.ппу}}} = \frac{0,1}{5} \cdot \frac{1}{0,0263} = 0,76 \frac{(\text{м}^2\text{К})}{\text{Вт}}$$

$$R_3 = \frac{\delta_{\text{із.пдс.д}}}{5} \cdot \frac{1}{\lambda_{\text{із.ппу}}} = \frac{0,1}{5} \cdot \frac{1}{0,0263} = 0,76 \frac{(\text{м}^2\text{К})}{\text{Вт}}$$

$$R_4 = \frac{\delta_{\text{із.пдс.д}}}{5} \cdot \frac{1}{\lambda_{\text{із.ппу}}} = \frac{0,1}{5} \cdot \frac{1}{0,0263} = 0,76 \frac{(\text{м}^2\text{К})}{\text{Вт}}$$

$$R_5 = \frac{\delta_{\text{із.пдс.д}}}{5} \cdot \frac{1}{\lambda_{\text{із.ппу}}} = \frac{0,1}{5} \cdot \frac{1}{0,0263} = 0,76 \frac{(\text{м}^2\text{К})}{\text{Вт}}$$

$$R_6 = \frac{\delta_{\text{із.пдс.д}}}{5} \cdot \frac{1}{\lambda_{\text{із.ппу}}} = \frac{0,1}{5} \cdot \frac{1}{0,0263} = 0,76 \frac{(\text{м}^2\text{К})}{\text{Вт}}$$

$$R_7 = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\lambda_{\text{лм.ст}}} = \frac{0,001}{48} = 2,083 \cdot 10^{-5} \frac{(\text{м}^2\text{К})}{\text{Вт}}$$

2. Коефіцієнт теплопередачі через огорожу:

$$k_{\text{д.пдс}} = 0,248 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

3. Тепловий потік через огорожу: $t_3 = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$ $t_{\text{вн}} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$q_{\text{пс}} = k_{\text{д.пс.оф}}(t_3 - t_{\text{вн}}) = 0,248 \cdot (20 - 0) = -1,297 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

4. Визначити температури на межах шарів матеріалів, а також слід розділити шар теплоізоляції на п'ять рівних підшарів та визначити температури на їх межах за формулою:

$$t_{\text{ст1}} = t_3 - q_{\text{пс}} \cdot R_3 = 20 - (-1,297) \cdot 0,76 = -19,944 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{ст2}} = t_{\text{ст1}} - q_{\text{пс}} \cdot R_1 = (-19,944) - (-1,297) \cdot 2,083 \cdot 10^{-5} = -19,944 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{із1}} = t_{\text{ст2}} - q_{\text{пс}} \cdot R_2 = (-19,944) - (-1,297) \cdot 0,76 = -18,958 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{із2}} = t_{\text{із1}} - q_{\text{пс}} \cdot R_3 = (-18,958) - (-1,297) \cdot 0,76 = -17,972 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{із3}} = t_{\text{із2}} - q_{\text{пс}} \cdot R_4 = (-17,972) - (-1,297) \cdot 0,76 = -16,986 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{із4}} = t_{\text{із3}} - q_{\text{пс}} \cdot R_5 = (-16,986) - (-1,297) \cdot 0,76 = -16 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{i35} = t_{i34} - q_{\text{пс}} \cdot R_6 = (-16) - (-1,297) \cdot 0,76 = -15,01419 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_{\text{ст3}} = t_{i3.5} = -15,014 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_{\text{ст4}} = t_{\text{ст3}} - q_{\text{пс}} \cdot R_7 = (-15,014) - (-1,297) \cdot 2,083 \cdot 10^{-5} = -15,01416 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Після знаходження температури внутрішньої стінки камери (останньої за даним способом) слід перевірити правильність розрахунку, додатково знайшовши цю температуру за формулою

$$t_{\text{ст4.пер}} = t_{\text{вн}} + q_{\text{пс}} \cdot R_{\text{вн}} = 0 + (-1,297) \cdot 0,108 = -0,13972 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

5. За знайденими температурами на межах шарів та підшарів слід визначити тиски насичення водяної пари p_i'' (тиск за розрахункової температури при $\phi = 100 \%$) і занести їх до табл. 3.10, а також визначити тиски насичення водяної пари для температур зовнішнього повітря p_3'' та повітря в камері $p_{\text{кам}}''$.

Таблиця 3.10. Розрахункові зміни параметрів в залежності від товщини стінки

Номер поверхні (точки)	Температура поверхні, $^{\circ}\text{C}$	Тиск насиченої водяної пари, мбар
ст1	$t_{\text{ст1}} = -19,944 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p''_{\text{ст1}} = 23,03 \text{ мбар}$
ст2	$t_{\text{ст2}} = -19,944 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p''_{\text{ст2}} = 23,03 \text{ мбар}$
і31	$t_{i31} = -18,958 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p''_{i31} = 18,23 \text{ мбар}$
і32	$t_{i32} = -17,972 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p''_{i32} = 14,33 \text{ мбар}$
і33	$t_{i33} = -16,986 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p''_{i33} = 11,18 \text{ мбар}$
і34	$t_{i34} = -16 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p''_{i34} = 8,66 \text{ мбар}$
і35	$t_{i35} = -15,01419 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p''_{i35} = 6,66 \text{ мбар}$
ст3	$t_{\text{ст3}} = -15,014 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p''_{\text{ст3}} = 6,41 \text{ мбар}$
ст4	$t_{\text{ст4}} = -15,01416 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$p''_{\text{ст4}} = 6,41 \text{ мбар}$

Знайти опір огорожі паропроникненню, (м²·с·мбар)/кг, як суму опорів окремих шарів

$$\mu_1 = 0,0001 \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с} \cdot \text{мбар}} \quad \mu_2 = 0,05 \frac{\text{мг}}{\text{м} \cdot \text{год} \cdot \text{Па}} \quad \mu_3 = 0,0001 \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с} \cdot \text{мбар}}$$

$$\mu_2 = 1,389 \cdot 10^{-9} \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с} \cdot \text{мбар}}$$

$$H_H = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} + \frac{\delta_{\text{із.пдс.д}}}{\mu_2} + \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_3} = \frac{0,001}{0,0001} + \frac{0,1}{0,05} + \frac{0,001}{0,0001}$$

$$= 7,2 \cdot 10^7 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$$

Таблиця 3.11. Розрахунковий опір огорожі паропроникненню

$H_1 = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} = \frac{0,001}{0,0001}$ $= 10 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$	$H_2 = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} + \frac{\delta_{\text{із.пдс.д}}}{5\mu_2}$ $= \frac{0,001}{0,0001} + \frac{0,1}{5 \cdot 0,05}$ $= 1,44$ $\cdot 10^7 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$
$H_3 = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} + \frac{2\delta_{\text{із.пдс.д}}}{5\mu_2}$ $= \frac{0,001}{0,0001} + \frac{2 \cdot 0,1}{5 \cdot 0,05}$ $= 2,88$ $\cdot 10^7 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$	$H_4 = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} + \frac{3\delta_{\text{із.пдс.д}}}{5\mu_2}$ $= \frac{0,001}{0,0001} + \frac{3 \cdot 0,1}{5 \cdot 0,05}$ $= 4,32$ $\cdot 10^7 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$
$H_5 = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} + \frac{4\delta_{\text{із.пдс.д}}}{5\mu_2}$ $= \frac{0,001}{0,0001} + \frac{4 \cdot 0,1}{5 \cdot 0,05}$ $= 5,76$ $\cdot 10^7 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$	$H_6 = \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} + \frac{5\delta_{\text{із.пдс.д}}}{5\mu_2}$ $= \frac{0,001}{0,0001} + \frac{5 \cdot 0,1}{5 \cdot 0,05}$ $= 7,2$ $\cdot 10^7 \frac{(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{мбар})}{\text{кг}}$

7. Парціальний тиск водяної пари відповідно на зовнішній та внутрішній поверхнях огорожі:

$$\varphi_3 = 0,6 \quad \varphi_{\text{вн}} = 0,9$$

$$P_{\text{ст1}} := \varphi_3 \cdot P''_{\text{ст1}} = 0,3 \cdot 23,03 = 13,818 \text{ мбар}$$

$$P_{\text{ст4}} := \varphi_{\text{вн}} \cdot P''_{\text{ст4}} = 0,9 \cdot 6,41 = 5,769 \text{ мбар}$$

Питомий потік водяної пари через огорожу:

$$w := \frac{P_{\text{ст1}} - P_{\text{ст4}}}{H_{\text{н}}} = \frac{23,03 - 6,41}{7,2 \cdot 10^7} = 1,118 \cdot 10^{-7} \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}$$

9. Парціальні тиски водяної пари на межах шарів та підшарів p2...p7 визначаються за формулою, подібною до формули (3.5):

$$P_{\text{ст2}} = P_{\text{ст1}} - w \cdot \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\mu_1} = 23,03 - 1,118 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{0,001}{0,0001} = 13,818 \text{ мбар}$$

$$P_{\text{і31}} = P_{\text{ст2}} - w \cdot \frac{\delta_{\text{і3.пс.вн.д}}}{\mu_2 \cdot 5} = 13,818 - 1,118 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{0,1}{0,05 \cdot 5} = 12,208 \text{ мбар}$$

$$P_{\text{і32}} = P_{\text{і31}} - w \cdot \frac{\delta_{\text{і3.пс.вн.д}}}{\mu_2 \cdot 5} = 12,208 - 1,118 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{0,1}{0,05 \cdot 5} = 10,598 \text{ мбар}$$

$$P_{\text{і33}} = P_{\text{і32}} - w \cdot \frac{\delta_{\text{і3.пс.вн.д}}}{\mu_2 \cdot 5} = 10,598 - 1,118 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{0,1}{0,05 \cdot 5} = 8,989 \text{ мбар}$$

$$P_{\text{і34}} = P_{\text{і33}} - w \cdot \frac{\delta_{\text{і3.пс.вн.д}}}{\mu_2 \cdot 5} = 8,989 - 1,118 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{0,1}{0,05 \cdot 5} = 7,379 \text{ мбар}$$

$$P_{\text{і35}} = P_{\text{і34}} - w \cdot \frac{\delta_{\text{і3.пс.вн.д}}}{\mu_2 \cdot 5} = 7,379 - 1,118 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{0,1}{0,05 \cdot 5} = 5,769 \text{ мбар}$$

$$P_{\text{ст3}} = P_{\text{і35}} = 5,769 \text{ мбар}$$

10. Для визначення можливої зони конденсації та кількості пари, що сконденсується, потрібно побудувати графіки парціального тиску p та тиску насичення p'' у координатах $p - x$ та $p - H$ (рис. 3.7 і 3.8). Якщо ці два графіки перетнуться, то між точками перетину і є зона можливої конденсації.

Якщо графіки тисків водяної пари не перетинаються або мають лише одну точку дотику, то конденсації відбуватися не буде і наступні пункти розрахунку виконувати не потрібно.

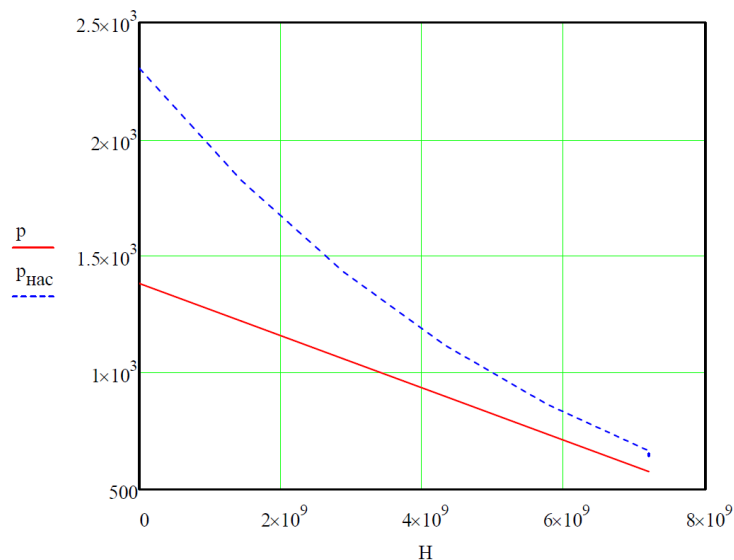


Рис.3.7. Діаграма залежності парціального тиску водяної пари від кількості вологи

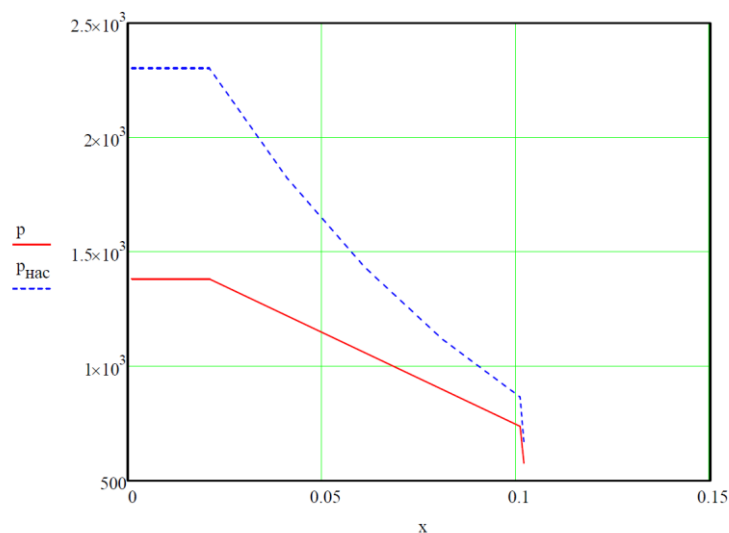


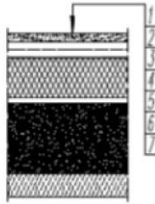
Рис.3.8. Діаграма залежності парціального тиску водяної пари від товщини стінки

3.6. Підлога

Теплоізоляцію підлоги приймаємо однаковою для всіх охолоджуваних приміщень. В якості розрахункової конструкції приймаємо конструкцію підлоги в камерах зберігання морожених вантажів (табл. 4.1). В розрахунку враховуємо тільки шари, що лежать вище бетонної підготовки з нагрівальними пристроями.

Необхідний коефіцієнт теплопередачі підлоги для камер зберігання морожених вантажів (в 30 до 20°C) згідно (табл. 8.3[1]) 0,21 Вт·м·К
Коефіцієнт тепловіддачі поверхні підлоги приймаємо α_n 9 Вт·м·К.

Таблиця 3.12. Характеристики підлоги охолоджуваних приміщень.

Підлога охолоджуваних приміщень 	1	Монолітне бетонне покриття із важкого бетону	0.040	1.86	0.022	2.43
	2	Армована бетонна стяжка	0.080	1.86	0.043	
	3	Пароізоляція - 1 шар пергаміна	0.001	0.15	не враховується	
	4	Плиткова теплоізоляція (пінопласт полістирольний ПСБ-С)	Потрібно знайти	0.05	Потрібно знайти	
	5	Цементно-пісковий розчин	0.025	0.98	0.026	
	6	Ушільнений пісок	1.35	0.58	2.338	
	7	Бетонна підготовка з електронагрівачами	—	—	—	—

Теплофізичні властивості матеріалів стінки:

$$k_{\text{із.необ.під}} = 0,21 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

$\lambda_{\text{із.плит}} = 0,05 \frac{\text{Вт}}{\text{мК}}$ — плиткова теплоізоляція (пінопласт полістирольний ПСБ-С)

$\delta_{\text{монол}} = 0,04 \text{ м}; \lambda_{\text{монол}} = 1,86 \frac{\text{Вт}}{\text{мК}}$ - монолітне бетонне покриття із важкого бетону

$\delta_{\text{арм}} = 0,08 \text{ м}; \lambda_{\text{арм}} = 1,86 \frac{\text{Вт}}{\text{мК}}$ - армована бетонна стяжка

$\delta_{\text{пароізол}} = 0,001 \text{ м}; \lambda_{\text{пароізол}} = 0,15 \frac{\text{Вт}}{\text{мК}}$ - пароізоляція - 1 шар пергаміна

$\delta_{\text{цпр}} = 0,025 \text{ м} \quad \lambda_{\text{цпр}} = 0,98 \frac{\text{Вт}}{\text{мК}}$ - цементно- пісковий розчин

$\delta_{\text{ущ.п}} = 1,35 \text{ м} \quad \lambda_{\text{ущ.п}} = 0,58 \frac{\text{Вт}}{\text{мК}}$ - ущільнений пісок

Коефіцієнти тепловіддачі з зовнішнього та внутрішнього боків огороження

$$\alpha_{\text{під}} = 9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Звідси,

$$\begin{aligned} \delta_{\text{із.під}} &= \lambda_{\text{із.плит}} \cdot \left[\frac{1}{k_{\text{із.необ.під}}} - \left[\frac{1}{\alpha_{\text{під}}} + \left(\frac{\delta_{\text{монол}}}{\lambda_{\text{монол}}} + \frac{\delta_{\text{арм}}}{\lambda_{\text{арм}}} + \frac{\delta_{\text{пароізол}}}{\lambda_{\text{пароізол}}} + \frac{\delta_{\text{цпр}}}{\lambda_{\text{цпр}}} + \frac{\delta_{\text{ущ.п}}}{\lambda_{\text{ущ.п}}} \right) \right] \right] \\ &= 0,05 \cdot \left[\frac{1}{0,21} - \left[\frac{1}{9} + \left(\frac{0,04}{1,86} + \frac{0,08}{1,86} + \frac{0,001}{0,15} + \frac{0,025}{0,98} + \frac{1,35}{0,58} \right) \right] \right] = 0,211 \text{ м} \end{aligned}$$

Під час конструювання стін в основному використовують плитні ізоляційні матеріали, і можливо, що розрахункова товщина $\delta_{\text{із}}$ не відповідає стандартній товщині плит, що виготовляються. В цьому разі треба прийняти товщину ізоляційного шару, кратну стандартній товщині плит, та визначити дійсне значення коефіцієнта теплопередачі $k_{\text{д}}$, яке буде використовуватись у подальших розрахунках. Значення товщини ізоляційного шару заокруглюється в бік збільшення.

$$\delta_{\text{із.під,д}} = 0,25 \text{ м}$$

$$\begin{aligned} k_{\text{д.під}} &= \left[\frac{1}{\alpha_{\text{з.зс}}} + \left(\frac{\delta_{\text{із.під,д}}}{\lambda_{\text{із.плит}}} + \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\lambda_{\text{лм.ст}}} \right) + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.зс}}} \right]^{-1} \\ &= \left[\frac{1}{9,28} + \left(\frac{0,25}{0,0263} + \frac{0,001}{48} \right) + \frac{1}{9,28} \right]^{-1} = 0,191 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \end{aligned}$$

3.7. Стеля

Теплофізичні властивості матеріалів стінки:

$$k_{\text{із.н.ст}} = 0,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

$\lambda_{\text{із.ппу}} = 0,0262 \frac{\text{Вт}}{\text{мК}}$ – коефіцієнт теплопровідності ізоляції з пінополіуретану;

$\delta_{\text{лм.ст}} = 0,001 \text{ м}$ - товщина листа металу сендвіч-панелі;

$\lambda_{\text{лм.ст}} = 48 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$ - коефіцієнт теплопровідності листа металу;

Коефіцієнти тепловіддачі з зовнішнього та внутрішнього боків огороження

$$\alpha_{\text{вн.ст}} = 9,28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \quad \alpha_{\text{з.ст}} = 23,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Звідси,

$$\begin{aligned} \delta_{\text{із.ст}} &= \lambda_{\text{із.ппу}} \cdot \left[\frac{1}{k_{\text{із.н.ст}}} - \left[\frac{1}{\alpha_{\text{вн.ст}}} + \left(\frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\lambda_{\text{лм.ст}}} \right) + \frac{1}{\alpha_{\text{з.ст}}} \right] \right] = \\ &= 0,0263 \cdot \left[\frac{1}{0,2} - \left[\frac{1}{9,28} + \left(\frac{0,001}{48} \right) + \frac{1}{23,3} \right] \right] = 0,127 \text{ м} \end{aligned}$$

Під час конструювання стін в основному використовують плитні ізоляційні матеріали, і можливо, що розрахункова товщина $\delta_{\text{із}}$ не відповідає стандартній товщині плит, що виготовляються. В цьому разі треба прийняти товщину ізоляційного шару, кратну стандартній товщині плит, та визначити дійсне значення коефіцієнта теплопередачі $k_{\text{д}}$, яке буде використовуватись у подальших розрахунках.

$$\delta_{\text{із.ст.д}} = 0,12 \text{ м}$$

$$\begin{aligned} k_{\text{д.ст}} &= \left[\frac{1}{\alpha_{\text{вн.ст}}} + \left(\frac{\delta_{\text{із.ст}}}{\lambda_{\text{із.ппу}}} + \frac{\delta_{\text{лм.ст}}}{\lambda_{\text{лм.ст}}} \right) + \frac{1}{\alpha_{\text{вз.ст}}} \right]^{-1} \\ &= \left[\frac{1}{9,28} + \left(\frac{0,12}{0,0263} + \frac{0,001}{48} \right) + \frac{1}{23,3} \right]^{-1} = 0,211 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \end{aligned}$$

3.8. Пароізоляція

Шаром гідро та пароізоляції є металевий лист у сандвіч панелей, з товщиною шарів металу по 1 мм. Стики панелей герметизують силіконом марки CERESIT Silikon (білий).

3.9. Ізоляція холодильних трубопроводів.

При ізоляції трубопроводів слід повністю усунути або максимально обмежити проникнення вологи в ізоляційний шар. Волога проникає всередину ізоляції через капілярну дифузію з поверхні, яка зволожується через конденсацію повітряної вологи, коли температура поверхні нижча за точку роси.

При проектуванні ізоляції трубопроводів потрібно визначити таку товщину теплоізоляційного матеріалу, яка б запобігала конденсації водяної пари з навколишнього середовища на поверхні ізоляції, а також розрахувати теплові потоки через ізоляцію.

Для ізоляції холодних трубопроводів та обладнання необхідно використовувати високоефективні теплоізоляційні матеріали, стійкі до вологи, з коефіцієнтом теплопровідності в межах 0,028–0,08 Вт/мК.

Для ізоляції трубопроводів використовують спінений каучук, який доступний у формі труб (шлангів) і рулонного листового матеріалу різної товщини (Рис. 3.9).



Рис. 3.9. Спінений каучук.

Шви з'єднують і кріплять до трубопроводів за допомогою бітумних мастик, бітумно-каучукових мастик, а також поліуретанових клеїв.

Для захисту ізоляційного матеріалу від ультрафіолетового випромінювання або механічних пошкоджень використовують вінілову стрічку шириною 100 мм, яку намотують по всій довжині ізоляції.

Спінений каучук є одним з найефективніших теплоізоляційних матеріалів, який має низьку теплопровідність (менше 0,036 Вт/(м×К) при 0°С), високий опір дифузії водяної пари, широкий температурний діапазон застосування, а також відзначається простотою монтажу і безпечністю для здоров'я.

Таблиця 3.13. Технічні характеристики спіненого каучуку.

Температурні межі	-180°С до +175°С (+85°С в випадку якщо матеріал приклеєний по всій поверхні)
Теплопровідність	при 0 °С менше 0,036 Вт / (м × К)
Опір проникненню вологи	7000
Пожежна безпека	Важкогорючий саюзатухаючий, не поширює полум'я Г1 по ГОСТ 30244-94 (Важкогорючий матеріал по СніП 21-01-97).
Запах	Нейтральний
Колір	Чорний
Властивості	Матеріал не містить вологи

Монтаж теплоізоляції трубопроводів здійснюється після проведення всіх необхідних тестів. Важливо, щоб у трубопроводах не було холодоносія.

Використовуємо теплоізоляційні матеріали у вигляді трубчастих сегментів. Перед установкою трубу розрізаємо вздовж, щоб забезпечити рівний та акуратний клейовий шов. Потім розкриваємо розрізані частини і обертаємо їх навколо труби так, щоб краї були розділені. Наносимо рівномірний шар клею на обидва розрізи. Після підсихання клею з'єднуємо краї ізоляційної трубки та сильно стискаємо їх на кілька секунд для забезпечення надійного зчеплення.

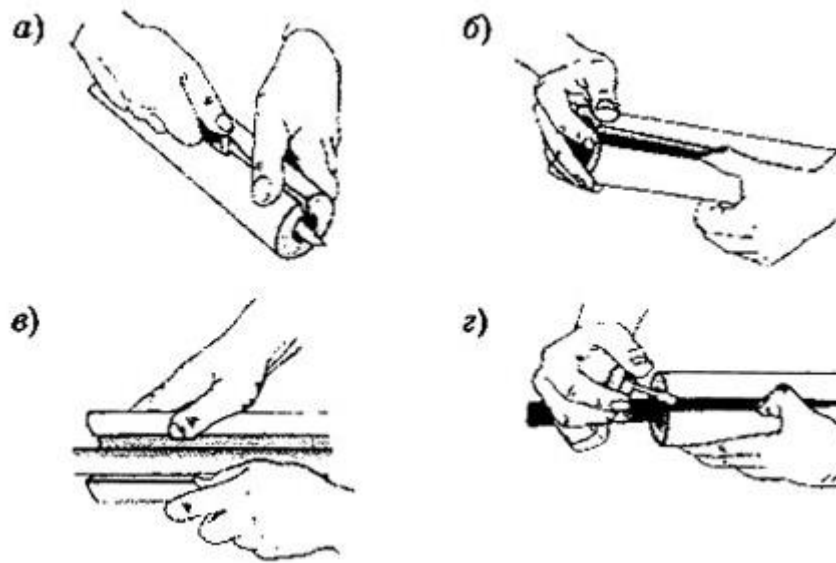


Рис. 3.10. Послідовність монтажу трубної ізоляції:

- а)- розрізання труби; б)- розкриття шва; в)- накладання на трубу;
г)- проклеювання шва.

4.Розрахунок теплонадходжень до охолоджуваних камер

Розрахунок проводимо для кожної камери окремо, що дозволяє визначити навантаження окремо по камерам.

Початковими даними для розрахунку є план холодильника з нанесенням розмірів камер та орієнтації по сторонам світу, значення коефіцієнтів теплопередачі будівельно-ізоляційних конструкцій, температура та вологість в камерах, зовнішнього повітря, та суміжних приміщень, температура та кількість вантажів що надходять до камер.

Холодильне устаткування повинне бути обране так, щоб відвід тепла, що проникає в камеру, був забезпечений при самих несприятливих умовах, тобто для логістичного складу це літній час. Основну частину складають теплонадходження через конструкції Q_1 і від продуктів при холодильній обробці Q_2 .

4.1. Теплонадходження через конструкції

Теплонадходження через конструкції:

$$Q_1 = Q_{1m} + Q_{1c}, \text{ Вт}$$

де Q_{1m} , Q_{1c} - надходження теплоти відповідно через стіни, простінки, перекриття, покрівлю, через підлогу, від сонячної радіації, Вт.

					00 ДП.142.008.022.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	4.Розрахунок теплонадходжень до охолоджуваних камер	Літ.	Арк.	Аркушів
Розроб.		Остапенко Д.І.						
Перевір.		Грищенко Р.В.					70	228
Н. контр.						ХМ – 4 – 4		
Затверд.		Петренко В.П.						

Теплонадходження через стіни, перегородки, покриття:

$$Q_{1m} = k_{\partial} \cdot F \cdot \theta = k_{\partial} \cdot F \cdot (t_3 - t_6);$$

де k_{∂} – дійсний коефіцієнт теплопередачі розрахований в розділі і наведений розрахункова різниця температур (температурний напір), °С; t_3 – розрахункова температура повітря з зовнішньої сторони огороження, °С; t_6 – розрахункова температура повітря з внутрішньої сторони огороження, °С.

Теплонадходження від сонячної радіації:

$$Q_{1c} = k_{\partial} \cdot F \cdot \Delta t_c;$$

де k_{∂} – дійсний коефіцієнт теплопередачі розрахований в попередньому розділі і наведений в табл. 4.1

$$Q_{1m} = k_{\partial} \cdot F \cdot (t_e - t_6);$$

де k_{∂} – дійсний коефіцієнт теплопередачі розрахований в попередньому розділі і наведений в табл. 4.1, Вт/м·К; F – розрахункова площа, м²; t_e – середня температура поверхні пристрою для обігріву ґрунту (при електро обігріву ґрунту $t_e = 1^{\circ}\text{C}$); t_6 – розрахункова температура повітря з внутрішньої сторони огороження, °С.

Камера №1. Визначення надходження теплоти через зовнішню західну стіну в камері зберігання сичужних сирів при $t_{\text{в}} = 0^{\circ}\text{C}$.

$$t_{\text{к.зб.}} = 0^{\circ}\text{C}; K_{\partial} = 0,222 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}; t_{\text{зов.}} = 32^{\circ}\text{C};$$

$$F = 24 \cdot 8 = 192 \text{ м}^2;$$

$$Q_{1m} = 0,222 \cdot 192 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 0,426 \text{ кВт};$$

Теплонадходження від сонячної радіації:

$$Q_{1c} = 0,222 \cdot 192 \cdot 0 \cdot 10^{-3} = 0 \text{ кВт};$$

$$Q_1 = Q_{1m} + Q_{1c} = 0,426 + 0 = 0,426 \text{ кВт};$$

					00 ДП.142.008.022.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		71

Для всіх інших камер розрахунки робимо так само і результати заносимо до таблиці 4.1.

Таблиця 4.1. Розрахункові теплонадходження через огорожувальні конструкції

Назва камери	Назва	К _д	Розміри, м				F	t _{ст}	t _в	θ	t _с	Q _{Іг}	Q _{Іс}	Q _І
	огороженя	Вт/м ²	м	L	B	H	м ²	°C	°C	°C	°C	Вт	Вт	Вт
№1 Зберігання Сичужних Сирів (літній режим)	Пн.ст. зов. част.	0,171	0,15	48	-	8/4	336	32	0	32	0	1833	0	1833
	Пн.ст. вн. част.	0,169	0,15	12	-	4	48	20	0	20	0	156	0	156
	Сх.ст.	0,222	0,12	-	24	8	192	10	0	10	0	426	0	426
	Зах.ст.	0,222	0,15	-	24	8	192	10	0	10	0	426	0	426
	Півд.ст.	0,264	0,1	48	-	8	384	-20	0	20	0	- 2028	0	- 2028
	Підлога (1 зона)	0,47	0,2	48	2	-	96	32	0	32	0	1444	0	1444
	Підлога (2 зона)	0,23	0,2	48	2	-	96	32	0	32	0	707	0	707
	Підлога (3 зона)	0,12	0,2	48	2	-	96	32	0	32	0	369	0	369
	Підлога (4 зона)	0,07	0,2	48	18	-	864	32	0	32	0	1935	0	1935
	Покриття	0,194	0,12	48	24	-	1152	32	0	32	17,7	7152	3956	11108
	Всього													16376
№1 Зберігання Сичужних Сирів (зимовий режим)	Пн.ст. зов. част.	0,171	0,15	48	-	8/4	336	-21	0	21	0	-1203	0	-1203
	Пн.ст. вн. част.	0,169	0,15	12	-	4	48	20	0	20	0	156	0	156
	Сх.ст.	0,222	0,12	-	24	8	192	10	0	10	0	426	0	426
	Зах.ст.	0,222	0,15	-	24	8	192	10	0	10	0	426	0	426
	Півд.ст.	0,264	0,1	48	-	8	384	-20	0	20	0	- 2028	0	- 2028
	Підлога (1 зона)	0,47	0,2	48	2	-	96	-21	0	21	0	-948	0	-948
	Підлога (2 зона)	0,23	0,2	48	2	-	96	-21	0	21	0	- 464	0	- 464
	Підлога (3 зона)	0,12	0,2	48	2	-	96	-21	0	21	0	-242	0	-242
	Підлога (4 зона)	0,07	0,2	48	18	-	864	-21	0	21	0	-1270	0	-1270
	Покриття	0,194	0,12	48	24	-	1152	-21	0	21	17,7	- 4693	3956	-737
	Всього													-5884
№2 Зберігання м'яса у блоках	Пн.ст.вн.	0,264	0,1	48	-	8	384	0	-20	20	0	2028	0	2028
	Сх.ст.	0,222	0,12	-	36	8	288	10	- 20	30	0	1918	0	1918
	Зах.ст.	0,222	0,12	-	36	8	288	10	-20	30	0	1918	0	1918
	Півд.ст.	0,424	0,05	48	-	8	384	-20	- 20	0	0	0	0	0
	Підлога	0,325	0,2	48	36	-	1728	1	-20	19	0	7873	0	7873
	Покриття	0,194	0,12	48	36	-	1728	32	-20	52	17,7	11630	5934	17564
	Всього													31301

№3 Зберігання морожених риби та морепродукті в	Пн.ст.вн.	0,424	0,05	48	-	8	384	-20	-20	0	0	0	0	0
	Сх.ст.	0,222	0,12	-	24	8	192	10	-20	30	0	1279	0	1279
	Зах.ст.	0,222	0,12	-	24	8	192	10	-20	30	0	1279	0	1279
	Півд.ст.	0,222	0,12	48	-	8	384	10	-20	30	0	2557	0	2557
	Підлога	0,325	0,2	48	24	-	1152	1	-20	19	0	7114	0	7114
	Покриття	0,194	0,12	48	24	-	1152	32	-20	52	17,7	11621	3956	15577
	Всього													27806
№4 Зберігання морожених риби та морепродукті в №2	Пн.ст.вн.	0,424	0,05	60	-	8	480	-20	-20	0	0	0	0	0
	Сх.ст.	0,222	0,12	-	24	8	192	10	-20	30	0	1279	0	1279
	Зах.ст.	0,222	0,12	-	24	8	192	10	-20	30	0	1279	0	1279
	Півд.ст. (меж. 3 камерою вершк. масла)	0,264	0,1	24	-	8	192	-20	-20	0	0	0	0	0
	Півд.ст. (меж. 3 універсальн ою камерою)	0,264	0,1	36	-	8	288	0	-20	20	0	1509	0	1509
	Підлога	0,325	0,2	60	36	-	2160	1	-20	19	0	13338	0	13338
	Покриття	0,194	0,12	60	36	-	2160	32	-20	52	17,7	21790	7417	29207
	Всього													46612
№5 Зберігання масла вершкового	Пн.ст.	0,264	0,1	24	-	8	192	-20	-20	0	0	0	0	0
	Сх.ст.	0,264	0,1	-	24	8	192	0	-20	20	0	1014	0	1014
	Зах.ст.	0,222	0,12	24	-	8	192	10	-20	30	0	1279	0	1279
	Півд.ст.	0,222	0,12	24	-	8	192	10	-20	30	0	1279	0	1279
	Підлога	0,325	0,2	24	24	-	574	1	-20	19	0	3544	0	3544
	Покриття	0,194	0,12	24	24	-	574	32	-20	52	17,7	5791	1971	7762
	Всього													14878
№6 Зберігання мороженої птиці	Пн.ст.вн.	0,264	0,1	60	-	8	480	0	-20	20	0	2534	0	2534
	Сх.ст.	0,222	0,12	36	-	8	288	10	-20	30	0	1918	0	1918
	Зах.ст.	0,222	0,12	36	-	8	288	10	-20	30	0	1918	0	1918
	Півд.ст.	0,424	0,05	60	-	8	480	-20	-20	0	0	0	0	0
	Підлога	0,325	0,2	60	36	-	2160	1	-20	19	0	13338	0	13338
	Покриття	0,194	0,12	60	36	-	2160	32	-20	52	17,7	21790	7417	29206
	Всього													48914
№7 Зберігання розсілених сирів (зимовий режим)	Пн.ст. зов. част.	0,171	0,15	60	-	8/4	384	-21	0	21	0	-1379	0	-1379
	Пн.ст. вн. част.	0,169	0,15	24	-	4	96	20	0	20	0	324	0	324
	Зах.ст.	0,222	0,12	-	24	8	192	10	0	10	0	426	0	426
	Сх.ст.	0,222	0,12	-	24	8	192	10	0	10	0	426	0	426
	Півд.ст.	0,264	0,1	60	-	8	480	-20	0	20	0	-2534	0	-2534
	Підлога (1 зона)	0,47	0,2	60	2	-	120	-21	0	21	0	-1184	0	-1184
	Підлога (2 зона)	0,23	0,2	60	2	-	120	-21	0	21	0	-580	0	-580
	Підлога (3 зона)	0,12	0,2	60	2	-	120	-21	0	21	0	-302	0	-302
	Підлога (4 зона)	0,07	0,2	60	18	-	1080	-21	0	21	0	-176	0	-176
	Покриття	0,194	0,12	60	24	-	1440	-21	0	21	0	-5867	0	-5867
	Всього													-10846

№7 Зберігання розсільних сирів (літній режим)	Пн.ст. зов. част.	0,171	0,15	60	-	8/4	384	32	0	32	0	2101	0	2101
	Пн.ст. вн. част.	0,169	0,15	24	-	4	96	20	0	20	0	324	0	324
	Зах.ст.	0,222	0,12	-	24	8	192	10	0	10	0	426	0	426
	Сх.ст.	0,222	0,12	--	24	8	192	10	0	10	0	426	0	426
	Півд.ст.	0,264	0,1	60	-	8	480	-20	0	20	0	-2534	0	-2534
	Підлога (1 зона)	0,47	0,2	60	2	-	120	32	0	32	0	1805	0	1805
	Підлога (2 зона)	0,23	0,2	60	2	-	120	32	0	32	0	883	0	883
	Підлога (3 зона)	0,12	0,2	60	2	-	120	32	0	32	0	461	0	461
	Підлога (4 зона)	0,07	0,2	60	18	-	1080	32	0	32	0	2419	0	2419
	Покриття	0,194	0,12	60	24	-	1440	32	0	32	17,7	8940	4945	13885
Всього														20196
№8 Універсальна камера (t=- 20°C)	Пн.ст.	0,264	0,1	36	-	8	288	-20	-20	0	0	0	0	0
	Сх.ст.	0,222	0,12	--	24	8	192	10	-20	30	0	1279	0	1279
	Зах.ст.	0,264	0,1	-	24	8	192	-20	-20	0	0	0	0	0
	Півд.ст.	0,222	0,12	-	36	8	288	10	-20	30	0	1918	0	1918
	Підлога	0,325	0,2	36	24	-	864	1	-20	21	0	5897	0	5897
	Покриття	0,194	0,12	36	24	-	864	32	-20	52	17,7	8716	2967	11683
Всього														20777
№8 Універсальна камера (t=0°C) літній режим	Пн.ст.	0,264	0,1	36	-	8	288	-20	0	20	0	-1509	0	-1509
	Сх.ст.	0,222	0,12	--	24	8	192	10	0	10	0	426	0	426
	Зах.ст.	0,264	0,1	-	24	8	192	-20	0	20	0	-1014	0	-1014
	Півд.ст.	0,222	0,12	-	36	8	288	10	0	10	0	640	0	640
	Підлога (4 зона)	0,07	0,2	36	24	-	864	32	0	32	0	1935	0	1935
	Покриття	0,194	0,12	36	24	-	864	32	0	32	17,7	5364	2967	8331
Всього														8809
№8 Універсальна камера (t=0°C) зимовий режим	Пн.ст.	0,264	0,1	36	-	8	288	-20	0	20	0	-1509	0	-1509
	Сх.ст.	0,222	0,12	--	24	8	192	10	0	10	0	426	0	426
	Зах.ст.	0,264	0,1	-	24	8	192	-20	0	20	0	-1014	0	-1014
	Півд.ст.	0,222	0,12	-	36	8	288	10	0	10	0	640	0	640
	Підлога (4 зона)	0,07	0,2	36	24	-	864	-21	0	21	0	-1270	0	-1270
	Покриття	0,194	0,12	36	24	-	864	-21	0	21	17,7	-3520	0	-3520
Всього														-6247
№9 Машинне приміщення (зимовий режим)	Пн.ст.	0,222	0,12	36	-	8	288	-20	10	30	0	-1918	0	-1918
	Сх.ст.	0,424	0,05	-	24	8	192	10	10	0	0	0	0	0
	Зах.ст.	0,222	0,12	-	24	8	192	10	10	0	0	0	0	0
	Півд.ст.	0,424	0,05	36	-	4	144	10	10	0	0	0	0	0
	Підлога (4 зона)	0,07	0,2	36	24	-	864	-21	10	31	0	-1875	0	-1875
	Покриття	0,194	0,12	36	24	-	864	-21	10	0	17,7	-5196	0	-5196
Всього														-8989
№9 Машинне приміщення (літній режим)	Пн.ст.	0,222	0,12	36	-	8	288	-20	10	30	0	-1918	0	-1918
	Сх.ст.	0,424	0,05	-	24	8	192	10	10	0	0	0	0	0
	Зах.ст.	0,222	0,12	-	24	8	192	10	10	0	0	0	0	0
	Півд.ст.	0,424	0,05	36	-	4	144	10	10	0	0	0	0	0
	Підлога (4 зона)	0,07	0,2	36	24	-	864	32	10	22	0	1331	0	1331
	Покриття	0,194	0,12	36	24	-	864	32	10	22	17,7	3688	2967	6655
Всього														6068

№10 Коридор та автомобільна платформа (літній режим)	Зовн. стіна Півн. част	0,171	0,15	15	-	8	120	32	10	22	0	451	0	451
	Зовн. Стіна Зах.част	0,171	0,15	115,5	-	8	924	32	10	22	7,2	3476	1138	4614
	Зовн. Стіна Східна част	0,171	0,15	115,5	-	8	924	32	10	22	6,0	3476	948	4424
	Зовн. Стіна Півд част	0,171	0,15	-	135	8	1080	32	10	22	4,9	4063	905	4968
	Внутр. Стіна. Зах.част Авт плат, що меж з камерами - 20	0,222	0,12	84	-	8	672	-20	10	30	0	- 4476	0	-4476
	Внутр. Стіна. Зах.част Авт плат, що меж з камерами 0	0,222	0,12	24	-	8	192	0	10	10	0	-426	0	-426
	Внутр. Стіна. півд.част Авт плат, що меж з камерами - 20	0,222	0,12	-	24	8	192	-20	10	30	0	-1279	0	-1279
	Внутр. Стіна. півд.част Авт. плат, що меж з камерами 0	0,222	0,12	-	36	8	288	0	10	10	0	-639	0	-639
	Внутр. Стіна. схід.част Авт. плат, що меж з камерами - 20	0,222	0,12	60	-	8	480	-20	10	30	0	-3196	0	-3196
	Внутр. Стіна. схід.част Авт плат, що меж з камерами 0	0,222	0,12	24	-	8	192	0	10	10	0	-426	0	-426
	Коридор зах ст. що меж з камерами - 20	0,222	0,12	60	-	8	480	-20	10	30	0	-3196	0	-3196
	Коридор зах ст. що меж з камерами 0	0,222	0,12	48	-	8	384	0	10	10	0	-853	0	-853
	Коридор схід ст. що меж з камерами - 20	0,222	0,12	60	-	8	480	-20	10	30	0	-3196	0	-3196
	Коридор схід ст. що меж з камерами 0	0,222	0,12	24	-	8	192	0	10	10	0	-426	0	-426
	Підлога (1 зона)	0,47	0,2	115,5 135 115,5	2 2 2	-	732	32	10	22	0	7569	0	7569
	Підлога (2 зона)	0,23	0,2	111,5 131 111,5	2 2 2	-	708	32	10	22	0	3582	0	3582
	Підлога (3 зона)	0,12	0,2	109,5 127 109,5	2 2 2	-	692	32	10	22	0	1827	0	1827
	Підлога (4 зона)	0,07	0,2	107,5 124 107,5	1,5 1,5 1,5	-	476,25	32	10	22	0	733	0	733
	Покриття	0,194	0,12	115,5 120 115,5	7,5 7,5 7,5	-	2632,5	32	10	22	17,7	11236	9039	20275

	Північна стіна парковки для кар	0,222	0,12	12	-	8	96	- 20	10	30	0	-639	0	-639
	Західна стіна парковки для кар	0,222	0,12	-	24	8	192	10	10	0	0	0	0	0
	Підлога парковки (4 зона)	0,07	0,2	24	12	-	288	32	10	22	0	444	0	444
	Підлога (1 зона) коридор	0,47	0,2	12	2	-	24	32	10	22	0	248	0	248
	Підлога (2 зона) коридор	0,23	0,2	12	2	-	24	32	10	22	0	121	0	121
	Підлога (3 зона) коридор	0,12	0,2	12	2	-	24	32	10	22	0	63	0	63
	Підлога (4 зона) коридор	0,07	0,2	102	12	-	1224	32	10	22	0	1885	0	1885
	Покриття коридор	0,194	0,12	108	12	-	1296	32	10	22	17,7	5531	4450	9981
		Всього 42433												
№10 Коридор та автомобільна платформа	Зовн. стіна Півн. част	0,171	0,15	15	-	8	120	-21	10	31	0	-636	0	-636
	Зовн. Стіна Зах. част	0,171	0,15	115,5	-	8	924	-21	10	31	0	-4898	0	-4898
	Зовн. Стіна Східна част	0,171	0,15	115,5	-	8	924	-21	10	31	0	-4898	0	-4898
	Зовн. Стіна Півд част	0,171	0,15	-	135	8	1080	-21	10	31	0	-5725	0	-5725
	Внутр. Стіна. Зах. част Авт плат, що меж з камерами - 20	0,222	0,12	84	-	8	672	-20	10	30	0	- 4476	0	-4476
	Внутр. Стіна. Зах. част Авт плат, що меж з камерами 0	0,222	0,12	24	-	8	192	0	10	10	0	-426	0	-426
	Внутр. Стіна. півд. част Авт плат, що меж з камерами - 20	0,222	0,12	-	24	8	192	-20	10	30	0	-1279	0	-1279
	Внутр. Стіна. півд. част Авт. плат, що меж з камерами 0	0,222	0,12	-	36	8	288	0	10	10	0	-639	0	-639
	Внутр. Стіна. схід. част Авт. плат, що меж з камерами - 20	0,222	0,12	60	-	8	480	-20	10	30	0	-3196	0	-3196
	Внутр. Стіна. схід. част Авт плат, що меж з камерами 0	0,222	0,12	24	-	8	192	0	10	10	0	-426	0	-426
	Коридор зах ст. що меж з камерами - 20	0,222	0,12	60	-	8	480	-20	10	30	0	-3196	0	-3196
	Коридор зах ст. що меж з камерами 0	0,222	0,12	48	-	8	384	0	10	10	0	-853	0	-853

Коридор схід ст. що меж з камерами - 20	0,222	0,12	60	-	8	480	-20	10	30	0	-3196	0	-3196
Коридор схід ст. що меж з камерами 0	0,222	0,12	24	-	8	192	0	10	10	0	-426	0	-426
Підлога (1 зона)	0,47	0,2	115,5 135 115,5	2 2 2	-	732	-21	10	31	0	-10665	0	-10665
Підлога (2 зона)	0,23	0,2	111,5 131 111,5	2 2 2	-	708	-21	10	31	0	-5048	0	-5048
Підлога (3 зона)	0,12	0,2	109,5 127 109,5	2 2 2	-	692	-21	10	31	0	-2574	0	-2574
Підлога (4 зона)	0,07	0,2	107,5 124 107,5	1,5 1,5 1,5	-	476,25	-21	10	31	0	-1033	0	-1033
Покриття	0,194	0,12	115,5 120 115,5	7,5 7,5 7,5	-	2632,5	-21	10	31	0	-15832	0	-15832
Північна стіна парковки для кар	0,222	0,12	12	-	8	96	-20	10	30	0	-639	0	-639
Західна стіна парковки для кар	0,222	0,12	-	24	8	192	10	10	0	0	0	0	0
Підлога парковки (4 зона)	0,07	0,2	24	12	-	288	-21	10	31	0	-625	0	-625
Підлога (1 зона) коридор	0,47	0,2	12	2	-	24	-21	10	31	0	-350	0	-350
Підлога (2 зона) коридор	0,23	0,2	12	2	-	24	-21	10	31	0	-171	0	-171
Підлога (3 зона) коридор	0,12	0,2	12	2	-	24	-21	10	31	0	-89	0	-89
Підлога (4 зона) коридор	0,07	0,2	102	12	-	1224	-21	10	31	0	-2656	0	-2656
Покриття коридор	0,194	0,12	108	12	-	1296	-21	10	31	0	-7875	0	-7875
Всього													-81827

4.2. Розрахунок теплонадходження при холодильній обробці продуктів

Теплонадходження при холодильній обробці:

$$Q_2 = Q_{2np} + Q_{2m}, \text{ Вт.}$$

Теплонадходження при охолоджуванні і доморожуванні
продуктів в камерах зберігання Q_{2np} (в кВт):

$$Q_{2np} = M_{np} \cdot \Delta i \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600}$$

де $M_{np.}$ – добове надходження продуктів, т; Δi – різниця ентальпій продуктів, відповідно початковій і кінцевій температурі продукта, кДж/кг.

Добове надходження продуктів

$$M_{np.} = 0,2 \cdot V_{ep.} \cdot q_v;$$

де $V_{ep.}$ – грзовий об'єм камери м³; q_v – норма навантаження на 1 м³, т/м³. Теплонадходження від тари Q_{2m} (в кВт):

$$Q_{2т} = M_{т} \cdot c_{т} \cdot (t_1 - t_2) \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600}$$

де $M_{т.}$ – добове надходження тари (20% від маси вантажу), т/добу; $c_{т}$ – питома теплоємність тари, кДж/кг·К; t_1 і t_2 – початкова і кінцева температура тари (приймаються рівними початковій і кінцевій температурі продукту), °С.

Камера №1 зберігання сичужних сирів:

$$M_{np} = 0,2 \cdot 664 = 132,8 \text{ т}$$

$$Q_{2np} = 132,8 \cdot (47,7 - 19) \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600} = 44,1 \text{ кВт}$$

$$Q_{2т} = 132,8 \cdot 0,2 \cdot (10 - 0) \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600} = 3,3 \text{ кВт}$$

$$Q_2 = Q_{2np} + Q_{2т} = 44,1 + 3,3 = 47,4 \text{ кВт}$$

Далі розрахунки ведемо аналогічно, результати розрахунків теплонадходжень до охолоджуваних приміщень заносимо до таблиці 4.2.

Таблиця 4.2. Теплонадходження від продукту

№ камери	Температура продукту, °С		Час охол., год	Питома теплоємність, кДж/кг·К	Питома ентальпія продукту, кДж/кг		M _{пр.} , т	Q _{2пр.} , кВт	Q _{2т.} , кВт	Q ₂ , кВт
	t ₁	t ₂			i ₁	i ₂				
1	10	0	24	2,3	47,7	19	132,8	44,1	3,3	47,4
2	-10	-20	24	2,3	29,8	0	272	93,8	6,8	100,6
3	-10	-20	24	2,3	33,6	0	119,6	46,5	3,0	49,5
4	-10	-20	24	2,3	33,6	0	154,0	59,9	3,9	63,8
5	-10	-20	24	2,3	23,5	0	109,4	29,8	2,7	32,5
6	-10	-20	24	2,3	36,2	0	259,4	108,7	6,5	115,2
7	10	0	24	2,3	148,7	89	92,4	63,8	2,3	66,1
8	10	0	24	2,3	293	266	99,6	31,1	4,7	35,8
	-10	-20	24	2,3	14,3	0	99,6	16,5	2,5	19,0

4.3. Експлуатаційні теплонадходження

Експлуатаційні теплонадходження (в кВт):

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

Теплонадходження від освітлення q_1 (в кВт):

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

де A – теплота, яка виділяється джерелами освітлення за одиницю часу на 1 м^2 площі пола, Вт/м^2 ; F – площа камери, м^2 .

Теплонадходження від перебування людей q_2 (в кВт):

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

де n – число людей, які працюють в даному приміщенні;

0,35 –тепловиділення однієї людини, кВт.

Теплонадходження від працюючих електродвигунів q_3 (в кВт):

$$q_3 = N_e \cdot 5_e;$$

де N_e – сумарна потужність електродвигунів, кВт;

5_e – ККД електродвигуна(0.8..0.9).

Теплонадходження від відкривання дверей q_4 (в кВт):

$$q_4 = K \cdot F \cdot 10^{-3};$$

де K – питоме надходження теплоти від відкривання дверей, Вт/м²; F – площа камери, м².

Камера №1 зберігання сичужних сирів:

$$q_1 = A \cdot F \cdot 10^{-3} = 1,5 \cdot 1152 \cdot 10^{-3} = 1,73 \text{ кВт};$$

$$q_2 = 0,35 \cdot n = 0,35 \cdot 8 = 2,8 \text{ кВт};$$

$$q_3 = N_e \cdot 5_e = 4 \text{ кВт};$$

$$q_4 = K \cdot F \cdot 10^{-3} = 8 \cdot 1152 \cdot 10^{-3} = 9,22 \text{ кВт};$$

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 = 1,73 + 2,8 + 4 + 9,22 = 17,75 \text{ кВт}.$$

Далі розрахунки ведемо аналогічно, результати розрахунків теплонадходжень до охолоджуваних приміщень заносимо до таблиці 4.3.

Таблиця 4.3. Теплонадходження від експлуатації

№ камери	Fk, м ²	A, Вт/м ²	n, чол.	K, Вт/м ²	q ₁ , кВт	q ₂ , кВт	q ₃ , кВт	q ₄ , кВт	Q ₄ , кВт
1	1152	1,5	8	8	1,73	2,8	4	9,22	17,75
2	1728	1,5	12	8	2,59	4,2	4	13,82	24,61
3	1152	1,5	8	8	1,73	2,8	4	9,22	17,75
4	1440	1,5	10	8	2,22	3,5	4	11,52	21,24
5	576	1,5	4	8	0,86	1,4	4	4,61	10,87
6	2160	1,5	14	8	3,24	4,9	4	17,28	29,42
7	1440	1,5	10	8	1,73	3,5	4	11,52	21,24
8	864	1,5	6	8	1,30	2,1	4	6,91	14,31
Коридор та автомоб. плат.	3928,5	1,5	20	8	5,9	7,0	4	31,4	48,3
Машинне відділення	865	1,5	6	8	1,30	2,1	4	6,91	14,31

Отримані значення Q_1 , Q_2 , Q_4 заносимо в зведену таблицю 4.4.

Таблиця 4.4. Теплонадходження узагальнюючі дані

№ камери	Температура, °C		Q ₁ , кВт	Q ₂ , кВт	Q ₄ , кВт	ΣQ, кВт
	t _в	t _о				
Коридор та автомоб. плат.	10	0	42,4	-	48,3	90,7
Машинне відділення	10	0	6,1	-	14,3	20,4
1	0	-10	16,4	47,4	17,8	81,6
2	-20	-30	31,3	100,6	24,6	156,5
3	-20	-30	27,8	49,5	17,8	95,1
4	-20	-30	46,6	63,8	21,2	131,6
5	-20	-30	14,9	32,5	10,9	58,3
6	-20	-30	48,9	115,2	29,4	193,5
7	0	-10	20,2	66,1	21,2	107,5
8	0	-10	8,8	35,8	14,3	58,91
	-20	-30	20,7	19,0	14,3	54,01
Всього при температурі в камері — 20°C			190,2/169,6	380,6/361,6	118,2/103,9	689/635,1
Всього при температурі в камері 10°C			48,5	-	62,6	111,1
Всього при температурі в камері 0°C			45,4/36,6	149,3/113,5	53,3/39,0	248/189,1

5. Визначення навантаження на теплообмінне обладнання камер та компресори

Правильно вибраний температурний режим роботи холодильної установки визначає її ефективність та економічність.

Розраховувати навантаження на компресор будемо по спрощеній схемі.

Навантаження на компресори від теплонадходжень через будівельні конструкції враховуються в повній мірі

$$Q_{KM_1} = \sum Q_1.$$

Навантаження на компресори від теплонадходжень при холодильній обробці враховують у розмірі 50-60% максимальних значень

$$Q_{KM_2} = 0,6 \cdot \sum Q_2.$$

Навантаження на компресори від експлуатаційних теплонадходжень враховують у розмірі 50-75% максимальних значень

$$Q_{KM_4} = 0,7 \cdot \sum Q_4$$

Навантаження на компресори:

а) при підтриманні в універсальній камері $t = -20^{\circ}\text{C}$:

навантаження на компресори працюючих при температурі кипіння $t_0 = -30^{\circ}\text{C}$:

					00 ДП.142.008.022.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	5. Визначення навантаження на теплообмінне обладнання камер та компресори	Літ.	Арк.	Аркушів
Розроб.		Остапенко Д.І.						
Перевір.		Грищенко Р.В.					82	228
Н. контр.						ХМ – 4 – 4		
Затверд.		Петренко В.П.						

$$\begin{aligned}\sum Q_{(-30)} &= \sum Q_1 + 0,6 \cdot \sum Q_2 + 0,7 \cdot \sum Q_4 = \\ &= 190,2 + 0,6 \cdot 380,6 + 0,7 \cdot 118,2 = 501,3 \text{ кВт};\end{aligned}$$

навантаження на компресори працюючих при температурі кипіння
 $t_0 = -10^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned}\sum Q_{(-10)} &= \sum Q_1 + 0,6 \cdot \sum Q_2 + 0,7 \cdot \sum Q_4 = \\ &= 36,6 + 0,6 \cdot 113,5 + 39 = 144 \text{ кВт};\end{aligned}$$

навантаження на компресори працюючих при температурі кипіння
 $t_0 = 0^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned}\sum Q_{(0)} &= \sum Q_{(-30)} + \sum Q_{(-10)} + \sum Q_1 + 0,7 \cdot \sum Q_4 = 501,3 + 144 + \\ &48,5 + 0,7 \cdot 62,6 = 789 \text{ кВт};\end{aligned}$$

б) при підтриманні в універсальній камері $t = 0^\circ\text{C}$:

навантаження на компресори працюючих при температурі кипіння
 $t_0 = -30^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned}\sum Q_{(-30)} &= \sum Q_1 + 0,6 \cdot \sum Q_2 + 0,7 \cdot \sum Q_4 = \\ &= 169,6 + 0,6 \cdot 361,6 + 0,7 \cdot 103,9 = 459,29 \text{ кВт};\end{aligned}$$

навантаження на компресори працюючих при температурі кипіння
 $t_0 = -10^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned}\sum Q_{(-10)} &= \sum Q_1 + 0,6 \cdot \sum Q_2 + 0,7 \cdot \sum Q_4 = \\ &= 45,4 + 0,6 \cdot 149,3 + 0,7 \cdot 53,3 = 172,4 \text{ кВт}.\end{aligned}$$

навантаження на компресори працюючих при температурі кипіння
 $t_0 = 0^\circ\text{C}$

$$\sum Q_{(0)} = \sum Q_{(-30)} + \sum Q_{(-10)} + \sum Q_1 + 0,7 \cdot \sum Q_4$$

$$= 459,29 + 172,4 + 48,5 + 0,7 \cdot 62,6 = 775 \text{ кВт};$$

Навантаження на компресор з $t_0 = -30^\circ\text{C}$ приймаємо по варіанту «а», при $t_0 = -10^\circ\text{C}$ по варіанту «б», коефіцієнт робочого часу приймемо $b = 0,9$, відповідно розрахункова холодопродуктивність для підбора компресора:

$$Q_{0(-30)} = \frac{k \cdot \sum Q_{\text{км}}}{b} = \frac{1,12 \cdot 501,3}{0,9} = 624 \text{ кВт}$$

$$Q_{0(-10)} = \frac{k \cdot \sum Q_{\text{км}}}{b} = \frac{1,12 \cdot 172,4}{0,9} = 215 \text{ кВт}$$

$$Q_{0(0)} = \frac{k \cdot \sum Q_{\text{км}}}{b} = \frac{1,12 \cdot 789}{0,9} = 982 \text{ кВт}$$

де k – коефіцієнт, що враховує втрати в трубопроводах та апаратах холодильної установки (в системах безпосереднього охолодження $k = 1,07$, розсільного охолодження $k = 1,12$); $Q_{\text{км}}$ – загальне навантаження на компресор, прийняте з урахуванням вищенаведених міркувань; b – коефіцієнт робочого часу (на великих холодильниках дорівнює $0,9$, що відповідає 22 годинам роботи на добу; для малих – $0,5 \dots 0,7$).

6. Вибір розрахункового режиму роботи холодильної машини

Для теплового розрахунку холодильної машини заданої холодопродуктивності (Q_0 – кількість теплоти, яка відводиться під час роботи машини в одиницю часу, Вт), необхідно знати умови її роботи. Останні задаються у вигляді температур охолодного та навколишнього середовища та схемою машини. Режим роботи парової компресорної холодильної машини характеризується такими температурами: кипіння t_0 , конденсації t_k , переохолодження $t_{по}$, перед РВ $t_{рв}$ та всмоктування $t_{вс}$.

Умовою виконання проекту задаємо випарний конденсатор температура конденсації у випарних конденсаторах (рис. 6.1.) визначається за температурою мокрого термометру та густиною теплового потоку q_f (оптимальним є $q_f = 2,5$ кВт).

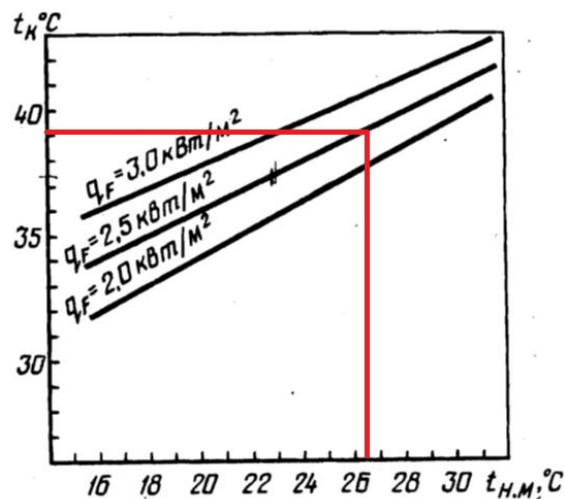


Рис.6.1. Діаграма визначення температури конденсації для випарного конденсатору.

					00 ДП.142.008.022.ПЗ						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата							
Розроб.		Остапенко Д.І.			6. Вибір розрахункового режиму роботи холодильної машини			Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевір.		Грищенко Р.В.								85	228
								ХМ – 4 – 4			
Н. контр.											
Затверд.		Петренко В.П.									

Температура конденсації згідно з діаграмою на рис.6.1.

$$t_k = 39 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Температуру переохолодження робочої речовини в конденсаторі, $^{\circ}\text{C}$, приймають такою, що дорівнює

$$t_{\text{по}} = t_k - (2 \dots 4) = 39 - 2 = 37 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Для приладів охолодження холодильних камер що працюють на проміжному холодоносієві, температура цього холодоносія на виході $t_{\text{х.вих}}$ з приладу охолодження приймається на $3 \dots 5 \text{ K}$ нижче температури повітря в камері $t_{\text{кам}}$, а нагрів холодоносія в приладі охолодження коливається в межах $2 \dots 5 \text{ K}$.

$$t_{\text{вих.хол1}} = t_{\text{кам1}} - 5\text{K} = -20 - 5 = -25^{\circ}\text{C}$$

$$t_{\text{вих.хол2}} = t_{\text{кам2}} - 5\text{K} = 0 - 5 = -5^{\circ}\text{C}$$

$$t_{\text{вих.хол3}} = t_{\text{кам3}} - 5\text{K} = 10 - 5 = 5^{\circ}\text{C}$$

$$t_{\text{вх.хол1}} = t_{\text{вих.хол1}} - 5\text{K} = -25 - 5 = -30^{\circ}\text{C}$$

$$t_{\text{вх.хол2}} = t_{\text{вих.хол2}} - 5\text{K} = -5 - 5 = -10^{\circ}\text{C}$$

$$t_{\text{вх.хол3}} = t_{\text{вих.хол3}} - 5\text{K} = 5 - 5 = 0^{\circ}\text{C}$$

Температура кипіння холодильного агента у випарнику комплексної холодильної машини приймається нижчою на $5 \dots 8^{\circ}\text{C}$ від середньої температури проміжного холодоносія (за умовою завдання - гліколю).

$$t_{0_1} = \frac{t_{\text{вих.хол1}} + t_{\text{вх.хол1}}}{2} - 6 = \frac{-25 - 30}{2} - 6,5 = -34^{\circ}\text{C}$$

					00 ДП.142.008.022.ПЗ	Аркуш
						86
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$t_{0_2} = \frac{t_{\text{вих.хол2}} + t_{\text{вих.хол2}}}{2} - 6 = \frac{-5 - 10}{2} - 6,5 = -14 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_{0_3} = \frac{t_{\text{вих.хол3}} + t_{\text{вих.хол3}}}{2} - 6 = \frac{5 + 0}{2} - 6,5 = -4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

де $t_{\text{вих.хол}}$ - температура проміжного холодоносія на вході у випарник,
 $t_{\text{вих.конд}}$ - температура проміжного холодоносія на виході з випарника;

Перегрів холодильного агенту у приладах охолодження залежить від типу дрослюючого пристрою. Для ЕРВ корисний перегрів $\Delta t_{n.\text{кор}}$ складає 5...7 К.

У магістральних трубопроводах пари холодильного агенту нагріваються із-за неідеальної теплоізоляції магістралі. Визначити нагрів холодоагенту у трубопроводі. можливо з його теплового балансу. Проте, на момент проектування не відомі діаметри та довжини трубопроводів, товщини теплоізоляції, тому нагрів у трубопроводах $\Delta t_{n.\text{труб}}$ доцільно приймати від 0 К до 5 К. Величина «шкідливого» перегріву залежить на сам перед від температури кипіння та довжини всмоктувального трубопроводу.

$$t_{\text{вс1}} = t_0 + (5 \dots 10) = -34 + 7 + 1 = -26^{\circ}\text{C}$$

$$t_{\text{вс2}} = t_0 + (5 \dots 10) = -14 + 7 + 1 = -6^{\circ}\text{C}$$

$$t_{\text{вс3}} = t_0 + (5 \dots 10) = -4 + 7 + 1 = 4^{\circ}\text{C}$$

Визначивши характерні температури переходимо до теплового розрахунку ХМ.

7.Тепловий розрахунок та вибір компресора холодильної машини

Метою теплового розрахунку є визначення теоретичної об'ємної продуктивності компресора V_h та електричної потужності приводу $N_{ел.}$

Розрахунок починаємо з побудови циклу холодильної машини на діаграмі $\lg p-h$ відповідного до холодильного агента та визначаємо значення параметрів у вузлових точках (тиск, температуру, ентальпію, питомий об'єм, ступінь сухості). Для побудови циклу, визначення параметрів у його вузлових точках та розрахунку скористаємось прикладною програмою **Coolpack**.

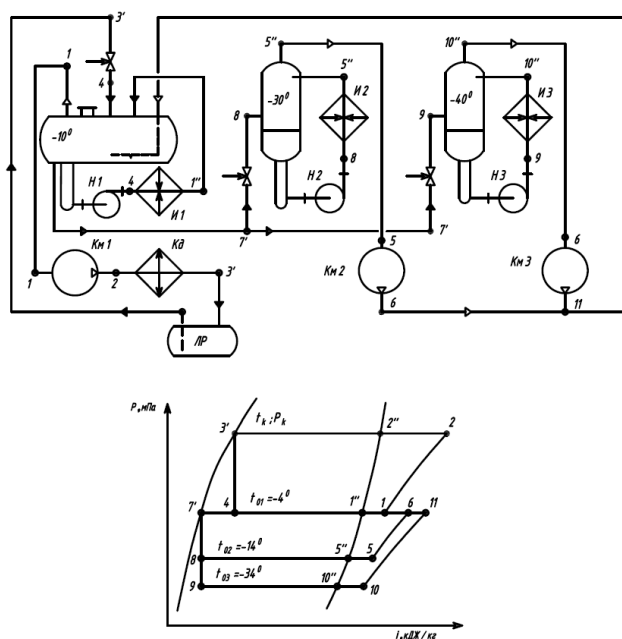


Рис.7.1. Двоступенева аміачна холодильна машина на три температури кипіння з компаундним циркуляційним ресивером.

					00 ДП.142.008.022.ПЗ								
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата									
Розроб.		Остапенко Д.І.			7.Тепловий розрахунок та вибір компресора холодильної машини				Літ.	Арк.	Аркушів		
Перевір.		Грищенко Р.В.									88	228	
Н. контр.									ХМ – 4 – 4				
Затверд.		Петренко В.П.											

Для визначення питомої холодопродуктивності в холодильних машинах, які працюють на аміаку, приймають, що з випарника виходить суха насичена пара та використовують рівняння

$$q_{0m(0^{\circ}\text{C})} = h_{1''} - h_4 = 1456 - 372 = 1084 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$q_{0m(-10^{\circ}\text{C})} = h_{5''} - h_8 = 1443 - 181 = 1262 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$q_{0m(-30^{\circ}\text{C})} = h_{10''} - h_9 = 1415 - 181 = 1234 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

де h_i – ентальпія у відповідних точках циклу, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

- питому об'ємну холодопродуктивність

$$q_{0v(0^{\circ}\text{C})} = \frac{q_{0m(0^{\circ}\text{C})}}{v_1} = \frac{1275}{0,4} = 3188 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

$$q_{0v(-10^{\circ}\text{C})} = \frac{q_{0m(-10^{\circ}\text{C})}}{v_5} = \frac{1262}{0,5} = 2524 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

$$q_{0v(-30^{\circ}\text{C})} = \frac{q_{0m(-30^{\circ}\text{C})}}{v_{10}} = \frac{1234}{1,23} = 1003 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

де v_i – питомий об'єм у відповідних точках циклу, $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$.

- питому теоретичну роботу компресора

$$w_{h(0^{\circ}\text{C})} = h_2 - h_1 = 1824 - 1565 = 259 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$w_{h(-10^{\circ}\text{C})} = h_6 - h_5 = 1522 - 1464 = 58 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$w_{h(-30^{\circ}\text{C})} = h_{11} - h_{10} = 1620 - 1434 = 186 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

- питоме теоретичне навантаження конденсатора

$$q_{km} = h_2 - h_3 = 1824 - 372 = 1452 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

- холодильний коефіцієнт циклу

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{w_{h(10^\circ\text{C})} + w_{h(0^\circ\text{C})} + w_{h(-20^\circ\text{C})}} = \frac{964}{18 + 58 + 186} = 3,68$$

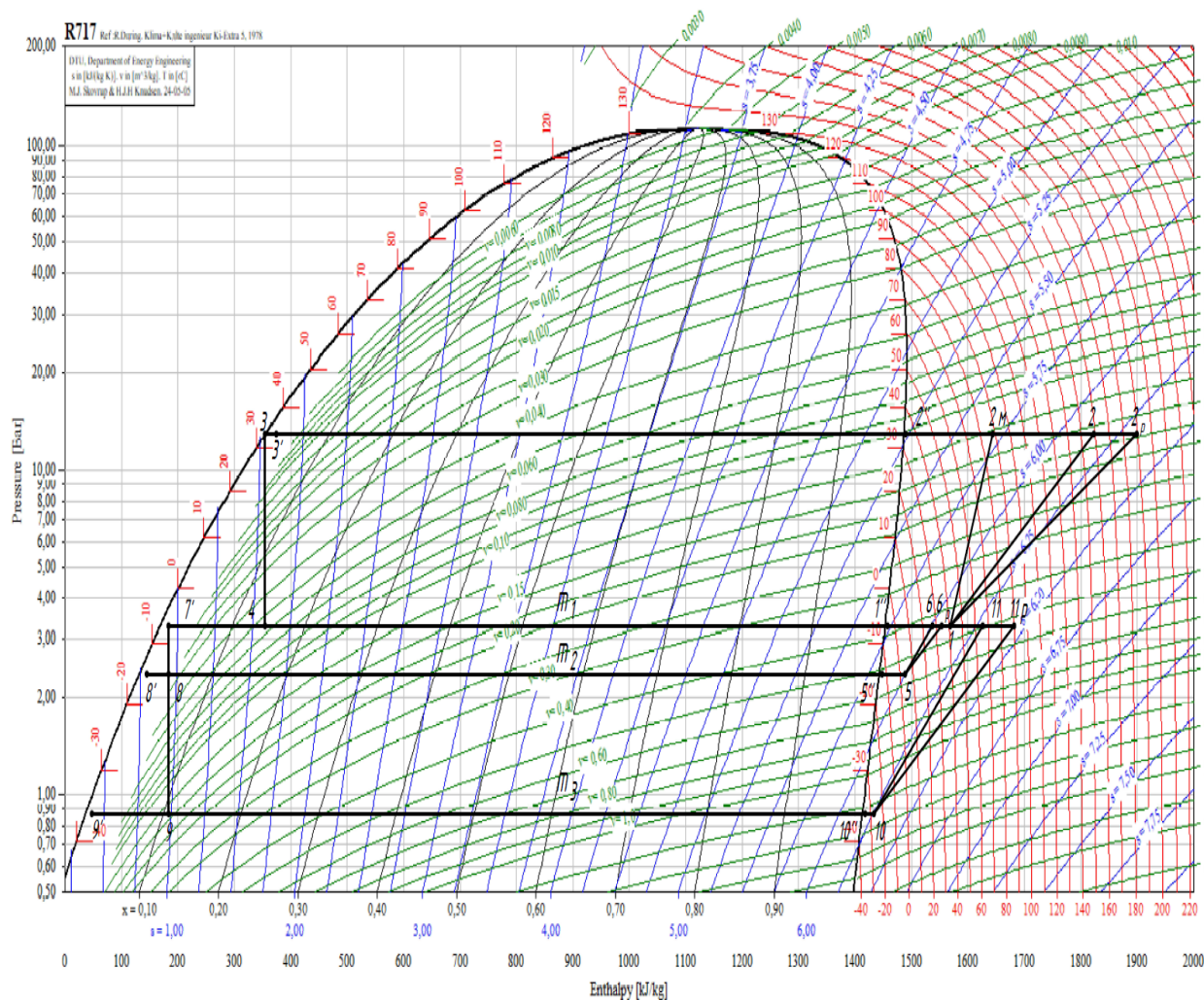


Рис.7.2. Цикл холодильної машини в діаграмі lgp-h (R717)

Дані по кожній з точок циклу заносимо до таблиці 1.

					00 ДП.142.008.022.ПЗ	Аркуш
						90
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 7.1. Робочі точки аміачної холодильної машини

№	T, °C	P, бар	$h, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$v, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$
1	42	3,68	1565	0,4
1''	-4	3,68	1456	0,34
2	160	15,18	1824	0,13
2p	190	15,18	1889	0,42
2м	90	15,18	1632	0,105
2''	39	15,18	1487	0,085
3'	39	15,18	385	-
3	37	15,18	372	-
4	-4	3,68	372	0,046
5	-6	2,47	1464	0,5
5''	-14	2,47	1443	0,49
6	23	3,68	1522	0,38
6p	35	3,68	1537	0,4
7'	-4	3,68	181	-
8	-14	2,47	181	0,0185
8'	-14	2,47	135	-
9	-34	0,98	181	0,113
9'	-34	0,98	51	-
10''	-34	0,98	1415	1,21
10	-26	0,98	1434	1,23
11	63	3,68	1620	0,44
11p	90	3,68	1667	0,486

Знаходимо масовий потік пари що випаровується у випарниках:

$$m_{(0)} = \frac{Q_0}{q_{0m}} = \frac{143}{1084} = 0,132 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$m_{(-10)} = \frac{Q_0}{q_{0m}} = \frac{215}{1262} = 0,170 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$m_{(-30)} = \frac{Q_0}{q_{0m}} = \frac{624}{1234} = 0,506 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

де Q_0 , кВт – холодопродуктивність машини задана умовою завдання.

Масова витрата холодоагенту з урахуванням кратності циркуляції

$$m_{п(0)} = m_{(0)} \cdot x_1 = 0,132 \cdot 0,2 = 0,0264 \text{ кг/с.}$$

$$m_{п(-10)} = m_{(-10)} \cdot x_2 = 0,170 \cdot 0,2 = 0,034 \text{ кг/с.}$$

$$m_{п(-30)} = m_{(-30)} \cdot x_3 = 0,506 \cdot 0,5 = 0,253 \text{ кг/с.}$$

Враховуємо необоротні втрати маси холодильного агента на випаровування при дроселюванні за допомогою теплового балансу:

$$(m_{п(-30)} + m_{д(-30)}) \cdot h_9 = m_{п(-30)} \cdot h_{9'} + m_{д(-30)} \cdot h_{10''}$$

$$m_{д(-30)} = \frac{m_{п(-30)} \cdot (h_{9'} - h_9)}{h_9 - h_{10''}} = \frac{0,253 \cdot (51 - 181)}{181 - 1415} = 0,0062 \text{ кг/с}$$

Загальний масовий потік холодоагенту через циркуляційний ресивер:

$$m_{з(-30)} = m_{д(-30)} + m_{п(-30)} = 0,0062 + 0,253 = 0,259 \text{ кг/с}$$

Враховуємо необоротні втрати маси холодильного агента на випаровування при дроселюванні за допомогою теплового балансу:

$$(m_{п(-10)} + m_{д(-10)}) \cdot h_8 = m_{п(-10)} \cdot h_{8'} + m_{д(-10)} \cdot h_{5''}$$

$$m_{д(-10)} = \frac{m_{п(-10)} \cdot (h_{8'} - h_8)}{h_8 - h_{5''}} = \frac{0,034 \cdot (135 - 181)}{181 - 1443} = 0,0012 \text{ кг/с}$$

Загальний масовий потік холодоагенту через циркуляційний ресивер:

$$m_{з(-10)} = m_{д(-10)} + m_{п(-10)} = 0,0012 + 0,034 = 0,035 \text{ кг/с}$$

Враховуємо необоротні втрати маси холодильного агента на випаровування при дроселюванні за допомогою теплового балансу:

$$\begin{aligned} & (m_{з(-30)} + m_{з(-10)} + m_{п(0)} + m_{д(0)}) \cdot h_4 \\ & = (m_{з(-30)} + m_{з(-10)} + m_{п(0)}) \cdot h_{7'} + m_{д(0)} \cdot h_{1''} \end{aligned}$$

$$m_{д(0)} = \frac{(m_{з(-30)} + m_{з(-10)} + m_{п(0)}) \cdot (h_{7'} - h_4)}{h_4 - h_{1''}}$$

$$= \frac{(0,259 + 0,035 + 0,0264) \cdot (181 - 372)}{372 - 1456} = 0,056 \text{ кг/с}$$

Загальний масовий потік холодоагенту через компаундний циркуляційний ресивер:

$$m_{з(0)} = m_{д(0)} + m_{п(0)} + m_{з(-30)} + m_{з(-10)}$$

$$= 0,056 + 0,0264 + 0,259 + 0,035 = 0,376 \text{ кг/с}$$

Тепловий баланс КЦР буде мати вигляд:

$$m_{з(-30)} \cdot h_{11p} + m_{з(-10)} \cdot h_{6p} + m_{п(0)} \cdot h_{1''} + m_{з(0)} \cdot h_4$$

$$= m_{з(0)} \cdot h_1 + (m_{з(-30)} + m_{з(-10)}) \cdot h_{7'} + m_{п(0)} \cdot h_4$$

Звідси

$$h_1 = \frac{m_{з(-30)} \cdot h_{11} + m_{з(-10)} \cdot h_6 + m_{п(0)} \cdot h_{1''} + m_{з(0)} \cdot h_4 - (m_{з(-30)} + m_{з(-10)}) \cdot h_{7'} - m_{п(0)} \cdot h_4}{m_{з(0)}}$$

$$= \frac{0,259 \cdot 1667 + 0,035 \cdot 1537 + 0,0264 \cdot 1466 + 0,376 \cdot 372 - (0,259 + 0,035) \cdot 181 - 0,0264 \cdot 372}{0,376}$$

$$= 1565 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Отже

$$h_1 = 1565 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Масова продуктивність компресора

$$q_{км(0)} = m_{з(0)} = 0,376 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$q_{км(-10)} = m_{з(-10)} = 0,035 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$q_{км(-30)} = m_{з(-30)} = 0,259 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Об'ємну продуктивність компресора (об'ємна подача)

$$V_{д(0)} = q_{км(0)} \cdot v_1 = 0,376 \cdot 0,4 = 0,15 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$V_{д(-10)} = q_{км(-10)} \cdot v_5 = 0,035 \cdot 0,5 = 0,0175 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$V_{д(-30)} = q_{км(-30)} \cdot v_{10} = 0,259 \cdot 1,23 = 0,329 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Після проведення теплового розрахунку вибраної схеми холодильної машини, який завершиться визначенням об'ємної продуктивності компресора та теплового навантаження теплообмінних апаратів, необхідно провести тепловий розрахунок холодильного компресора. Метою цього розрахунку є визначення об'єму описуваного поршнями компресора (теоретичний описаний об'єм V_h), та потужності на клемі електродвигуна ($N_{ел}$).

Теоретичну подачу компресора, м³/с, визначають за формулою

$$V_{т(0)} = \frac{V_{д(0)}}{\lambda_{(0)}} = \frac{0,15}{0,835} = 0,18 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 684 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

$$V_{т(-10)} = \frac{V_{д(-10)}}{\lambda_{(-10)}} = \frac{0,0175}{0,885} = 0,0198 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 71,28 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

$$V_{т(-30)} = \frac{V_{д(-30)}}{\lambda_{(-30)}} = \frac{0,329}{0,84} = 0,392 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 1411 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

де V_t – об'ємний коефіцієнт подачі компресора.

Для визначення теоретичного описаного об'єму коефіцієнт подачі гвинтових мастилонаповнених компресорів (ГМК) визначають за дослідними даними (рис.7.3.) з посібника [1] залежно зовнішнього відношення тисків початку та кінця стиснення (для одноступеневого компресора – конденсації та випаровування) $p_{зов}$.

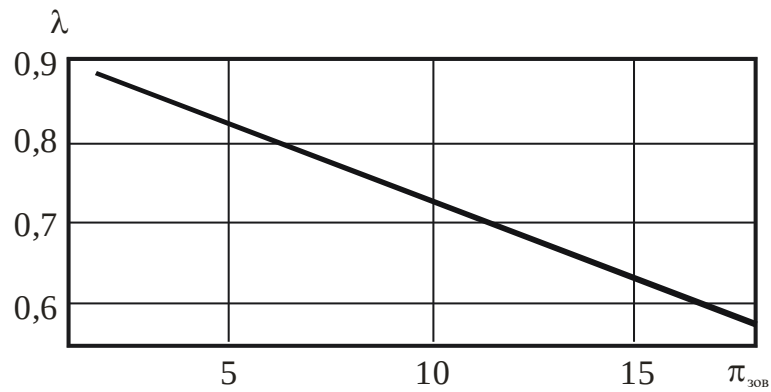


Рис.7.3.Залежність коефіцієнта подачі аміачних та хладонових ГМК від степені підвищення тиску

$$\text{Звідси, } \lambda_{(0)} = 0,835$$

$$\lambda_{(-10)} = 0,885$$

$$\lambda_{(-30)} = 0,84$$

Для визначення електричної потужності приводу ефективний ККД аміачних (ГМК) знаходять за рис.7.4. [1] залежно від зовнішньої степені підвищення тиску та різної геометричної степені стиснення.

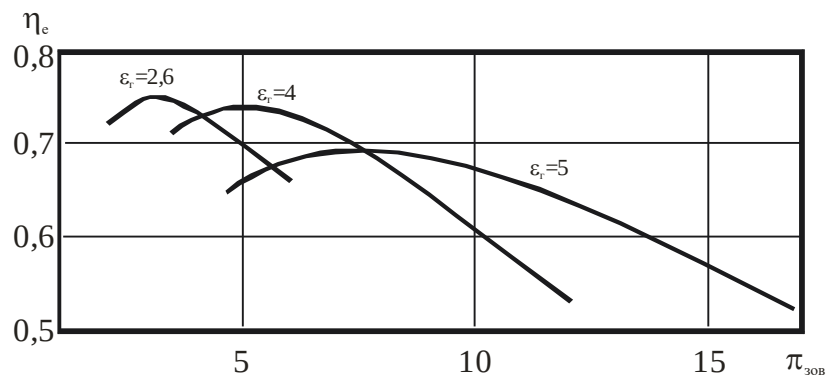


Рис.7.4. Залежність ефективного ККД для аміачних ГМК

Геометрична степінь стиснення визначається за формулою

$$\varepsilon_{\Gamma(0)} = \pi_{\text{зov}(0)}^{1/n_{\text{ст}}} = \left(\frac{15,18}{3,68} \right)^{\frac{1}{1,25}} = (4,125)^{\frac{1}{1,25}} = 3,11$$

$$\varepsilon_{\Gamma(-10)} = \pi_{\text{зov}(-10)}^{1/n_{\text{ст}}} = \left(\frac{3,68}{2,47} \right)^{\frac{1}{1,25}} = (1,49)^{\frac{1}{1,25}} = 1,38$$

$$\varepsilon_{\Gamma(-30)} = \pi_{\text{зов}(-30)}^{1/n_{\text{ст}}} = \left(\frac{3,68}{0,98}\right)^{\frac{1}{1,25}} = (3,755)^{\frac{1}{1,25}} = 2,88$$

де $n_{\text{ст}}$ – показник політропи стиснення (для аміачних компресорів приймають 1,2...1,25, для хладонових – 1,05...1,1).

$$\text{Звідси, } \eta_{e(0)} = 0,735$$

$$\eta_{e(-10)} = 0,780$$

$$\eta_{e(-30)} = 0,740$$

Теоретична потужність компресора (ізоентропна):

$$N_{s(0)} = q_{k_{m(0)}} \cdot w_{h(0)} = 0,376 \cdot 259 = 97,4 \text{ кВт}$$

$$N_{s(-10)} = q_{k_{m(-10)}} \cdot w_{h(-10)} = 0,035 \cdot 58 = 2,03 \text{ кВт}$$

$$N_{s(-30)} = q_{k_{m(-30)}} \cdot w_{h(-30)} = 0,259 \cdot 186 = 48,2 \text{ кВт}$$

Дійсну (індикаторну) потужність компресора, кВт, розраховують за формулою

$$N_{i(0)} = N_{s(0)} / \eta_{i(0)} = \frac{97,4}{0,854} = 114,0 \text{ кВт}$$

$$N_{i(-10)} = N_{s(-10)} / \eta_{i(-10)} = \frac{2,03}{0,935} = 2,17 \text{ кВт}$$

$$N_{i(-30)} = N_{s(-30)} / \eta_{i(-30)} = \frac{48,2}{0,821} = 58,7 \text{ кВт}$$

де η_i – індикаторний ККД компресора, який може бути визначений за формулою І.І.Левіна:

$$\eta_{i(0)} = \lambda'_{\omega(0)} + b t_0 = 0,862 + 0,002 \cdot (-4) = 0,854$$

$$\eta_{i(-10)} = \lambda'_{\omega(-10)} + b t_0 = 0,963 + 0,002 \cdot (-14) = 0,935$$

$$\eta_{i(-30)} = \lambda'_{\omega(-30)} + b t_0 = 0,889 + 0,002 \cdot (-34) = 0,821$$

де b – дослідний коефіцієнт, $b=0,002$ та $b=0,001$ відповідно для аміачних горизонтальних та вертикальних компресорів, $v=0,0025$ – для хладонових машин; t_0 – температура кипіння з відповідним знаком;

Знаходимо коефіцієнт, що враховує втрати від нагрівання та нещільностей,

$$\lambda'_{\omega(0)} = \lambda_{\omega} \lambda_{\text{щ}} = T_0 / T_{\text{к}} = \frac{-4 + 273,15}{39 + 273,15} = 0,862$$

$$\lambda'_{\omega(-10)} = \lambda_{\omega} \lambda_{\text{щ}} = T_0 / T_{\text{к}} = \frac{-14 + 273,15}{-4 + 273,15} = 0,963$$

$$\lambda'_{\omega(-30)} = \lambda_{\omega} \lambda_{\text{щ}} = T_0 / T_{\text{к}} = \frac{-34 + 273,15}{-4 + 273,15} = 0,889$$

Ефективну потужність компресора, що враховує витрату потужності в парах тертя, визначають за формулою

$$N_{e(0)} = N_{s(0)} / \eta_{e(0)} = \frac{97,4}{0,735} = 132,5 \text{ кВт}$$

$$N_{e(-10)} = N_{s(-10)} / \eta_{e(-10)} = \frac{2,03}{0,780} = 2,60 \text{ кВт}$$

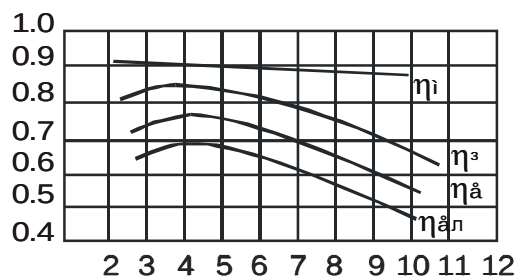
$$N_{e(-30)} = N_{s(-30)} / \eta_{e(-30)} = \frac{58,7}{0,740} = 79,3 \text{ кВт}$$

Потужність тертя,

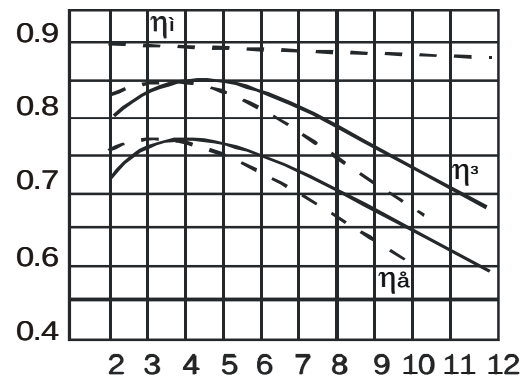
$$N_{\text{тр}(0)} = N_{e(0)} - N_{i(0)} = 132,5 - 114,0 = 18,5 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{тр}(-10)} = N_{e(-10)} - N_{i(-10)} = 2,60 - 2,17 = 0,43 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{тр}(-30)} = N_{e(-30)} - N_{i(-30)} = 79,3 - 58,7 = 20,6 \text{ кВт}$$



а



б

Рис.7.5.Залежність $\eta_i, \eta_m, \eta_e, \eta_{ел}$ від ступеня стиснення (R 22 – суцільна лінія, R 717 – пунктир): а – із вмонтованим електродвигуном; б – із зовнішнім приводом

Необхідна потужність електродвигуна

$$N_{ел(0)} = N_{е(0)} / (\eta_{ел} \eta_{п}) = \frac{132,5}{0,89 \cdot 0,98} = 151,9 \text{ кВт}$$

$$N_{ел(-10)} = N_{е(-10)} / (\eta_{ел} \eta_{п}) = \frac{2,60}{0,90 \cdot 0,98} = 2,95 \text{ кВт}$$

$$N_{ел(-30)} = N_{е(-30)} / (\eta_{ел} \eta_{п}) = \frac{79,3}{0,895 \cdot 0,98} = 90,4 \text{ кВт}$$

де $\eta_{ел}$ – електричний ККД електродвигуна компресора може бути визначений за рисунком 7.5.а, $\eta_{п}$ – ККД передачі.

Для герметичних та напівгерметичних компресорів $\eta_{п} = 1$, для компресорів із зовнішнім приводом залежить від типу приводу: із клиноремінною або цепною передачею – $0,95 \div 0,98$, через муфту – $0,98 \div 0,99$.

ККД електродвигуна залежить від потужності останнього і може бути прийнятий: для двигунів потужністю до 10 кВт – $0,66 \div 0,85$, від 10 до 100 кВт – $0,75 \div 0,9$, більше 100 кВт – $0,9 \div 0,97$

Для компресорів, що працюють на температуру кипіння -4°C , обираємо 3 електродвигуни марки ABB модель M3BP 250 SMA 2 номінальною потужністю 55 кВт. Креслення та технічні характеристики наведені в додатку 1.

Для компресорів, що працюють на температуру кипіння -14°C , обираємо 2 електродвигуни марки ABB модель M3BP 160 MLB 2 номінальною потужністю 15 кВт. Креслення та технічні характеристики наведені в додатку 1.

Для компресорів, що працюють на температуру кипіння -34°C , обираємо 4 електродвигуни марки ABB модель M3BP 200 MLA 2 номінальною потужністю 30 кВт. Креслення та технічні характеристики наведені в додатку 1.

Для визначення витрати води чи холодильного агента (термосифонне охолодження) для охолодження мастила ГМК та подальшого розрахунку мастилоохолодників та систем оборотного водопостачання необхідно знайти витрату мастила та кількість теплоти, яку воно відводить.

Впорскування мастила в компресор призводить до заповнення зазорів мастилом та охолодження гвинтів та корпусу, що зменшує ефективні перетини зазорів і, як наслідок, збільшує коефіцієнт подачі, а також зменшує споживану потужність. Однак на розбризкування мастила, надання йому направленої руху витрачається певна потужність. Таким чином визначення оптимальної кількості мастила є важливою задачею.

Кількість теплоти, яка відводиться від мастила може бути знайдена за формулою

$$Q_m = (m_{3(0)}) \cdot (h_{2p} - h_{2m}) = 0,376 \cdot (1889 - 1632) = 96,6 \text{ кВт}$$

де Q_{0m} – масова витрата холодильного агенту, кг/с; h_{2c} – ентальпія холодильного агента в кінці процесу стиснення, якщо він проходить без мастила (сухе стискання), кДж/кг; h_{2m} – ентальпія холодильного агента в кінці процесу стиснення, якщо він проходить з мастилом, кДж/кг.

Ентальпія холодильного агента у випадку сухого стиснення може бути знайдена за формулою

$$h_{2p} = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_{\text{пол}}} = 1565 + \frac{1824 - 1565}{0,8} = 1889 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$h_{6p} = h_5 + \frac{h_6 - h_5}{\eta_{\text{пол}}} = 1464 + \frac{1522 - 1464}{0,8} = 1537 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$h_{11p} = h_{10} + \frac{h_{11} - h_{10}}{\eta_{\text{пол}}} = 1434 + \frac{1620 - 1434}{0,8} = 1667 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

де $\eta_{\text{пол}} = 0,8$ – політропний ККД процесу стиснення в ГМК.

За значенням ентальпії знаходять температуру в кінці процесу стиснення t_{2c} .

Ентальпія в точці 2м приймається з умови, що температура в ній становить як правило 60-90°C

$$t_{2m} = 90^\circ\text{C}$$

Ентальпія у точці 2м знаходиться за діаграмою lgr-h на перетині ізотерми $t_{2m}=\text{const}$ та ізобари кінця процесу стиснення.

$$\text{Звідси, } h_{2m} = 1632 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Параметри в точках 2с та 2м також заносимо до таб.1.

					00 ДП.142.008.022.ПЗ	Аркуш
						100
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Крім мастила, яке вприскується в робочу порожнину компресора, в нього подається мастило на змащення підшипників, на розвантажувальні поршні, на сальникові ущільнення. Загальна кількість мастила дорівнює сумі всіх складових. З цієї причини кількість теплоти, яку необхідно відвести мастилу, збільшують на 5–10%. Знайшовши значення Q_m можна знайти витрату мастила

$$G_m = \frac{Q_m}{(c_m \Delta t_m)} = \frac{96,6}{2,1 \cdot 30} = 1,53 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Підвищення температури мастила в компресорі приймається в межах $\Delta t_m = 20 \dots 40^\circ\text{C}$.

Отже, на основі проведених розрахунків, для температури кипіння -34°C обираємо до встановлення компресор Марки Bitzer Моделі OSNA95103-K виробничою потужністю $265 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$ у кількості 3 одиниці, що забезпечить загальну витрату в $795 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} > 684 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$. Характеристики компресору наведені в додатку 4.

Отже, на основі проведених розрахунків, для температури кипіння -14°C обираємо до встановлення компресор Марки Bitzer Моделі OSKA7452-K виробничою потужністю $51 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$ у кількості 2 одиниці, що забезпечить загальну витрату в $102 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} > 71 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$. Характеристики компресору наведені в додатку 3.

Отже, на основі проведених розрахунків, для температури кипіння -4°C обираємо до встановлення компресор Марки Bitzer Моделі OSKA8561-K виробничою потужністю $435 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$ у кількості 3 одиниці, що

забезпечить загальну витрату в $1740 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} > 1411 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$. Характеристики компресору наведені в додатку 2.

Також використаємо до них мастило Reniso KC 68 – додаток 6.

					00 ДП.142.008.022.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		102

8.Вибір теплообмінних апаратів

8.1. Розрахунок та вибір конденсатора.

Розраховуємо дійсне теплове навантаження на конденсатор:

$$Q_k = Q_0 + N_{i(0)} + N_{i(-10)} + N_{i(-30)} = 982 + 168,3 + 2,17 + 58,7 \\ = 1211 \text{ кВт}$$

Середню логарифмічну різницю температур між холодильним агентом (R717), що конденсується і охолоджуючим середовищем(повітрям) приймаємо по літературі [9]:

$$\overline{\Delta t}_{\text{конд}} = 8 \dots 12^\circ\text{C}$$

$$\overline{\Delta t}_{\text{конд}} = 10^\circ\text{C}$$

Основне рівняння теплопередачі:

$$Q_k = K_{\text{вип.конд}} \cdot F_{\text{конд}} \cdot \overline{\Delta t}_{\text{конд}}$$

Де $K_{\text{вип.конд}}$ – коефіцієнт теплопередачі випарного конденсатора,

$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$; $F_{\text{конд}}$ – площа теплопередачі конденсатора, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Звідси виражаємо з даного рівня величину необхідної площі:

$$F_{\text{конд}} = \frac{Q_k}{K_{\text{вип.конд}} \cdot \overline{\Delta t}_{\text{конд}}}$$

Коефіцієнт теплопередачі для випарного конденсатора обирається на рівні:

$$K_{\text{вип.конд}} = 250 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

					00 ДП.142.008.022.ПЗ								
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата									
Розроб.		Остапенко Д.І.			8.Вибір теплообмінних апаратів				Літ.		Арк.	Аркушів	
Перевір.		Грищенко Р.В.									103	228	
									ХМ – 4 – 4				
Н. контр.													
Затверд.		Петренко В.П.											

Тоді необхідна площа теплообмінної поверхні:

$$F_{\text{конд}} = \frac{Q_{\text{к}}}{K_{\text{пласт.конд}} \cdot \Delta t_{\text{конд}}} = \frac{1211000}{250 \cdot 10} = 484,4 \text{ м}^2$$

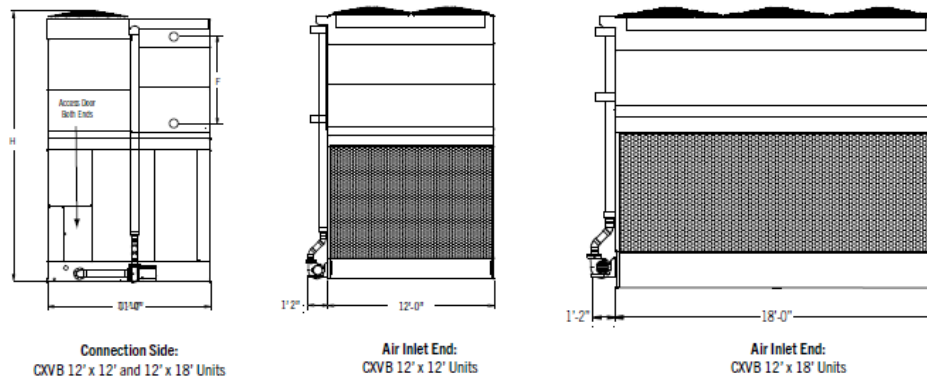


Рис.8.1. Креслення випарного конденсатору Baltimore Aircool моделі CXVB-264-1212-

10

Приймаю 2 випарних конденсатори Baltimore Aircool моделі CXVB-264-1212-10, технічні характеристики якого в **додатку 5** та в **таблиці 8.1.**

Таблиця 8.1. Технічні характеристики випарного конденсатора

Модель	Розхід повітря м³/год	Вентилятор п*мм	Розміри,мм			Вага, кг	Площа, м²	Обєм труб, м³	Розхід води	
			L	B	H				що циркулює, м³/год	на підживлен ня, м³/год
CXVB-264-1212-10	38000	3*800	5500	3600	4800	9200	264	1.51	31.4	0.3

8.2. Розрахунок та вибір випарника.

8.2.1. Випарник для кипіння -4°C

Дійсне теплове навантаження на випарник:

$$Q_{\text{в}} = Q_0 = 143 \text{ кВт}$$

Логарифмічна різниця температур:

$$\overline{\Delta t}_{\text{вип}} = \frac{t_{\text{пр1}} - t_{\text{пр2}}}{\ln \frac{t_{\text{пр1}} - t_0}{t_{\text{пр2}} - t_0}} = \frac{5 - 0}{\ln \frac{5 - (-4)}{0 - (-4)}} = 6,166 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

де $t_{\text{пр1}}$ – температура проміжного холодоносія на вході у випарник, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{пр2}}$ – температура проміжного холодоносія на виході з випарника, $^{\circ}\text{C}$; t_0 – температура кипіння холодильного агенту, $^{\circ}\text{C}$.

В якості випарника обираю пластинчатий теплообмінний апарат фірми Alfa Laval. Коефіцієнт теплопередачі для пластинчастого теплообмінника обирається на рівні

$$K_{\text{пласт.вип}} = 900 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}}$$

Аналогічно до розділу 4 необхідна площа теплообмінної поверхні:

$$F_{\text{вип}} = \frac{Q_{\text{в}}}{K_{\text{пласт.вип}} \cdot \overline{\Delta t}_{\text{вип}}} = \frac{143000}{900 \cdot 6,166} = 25,8 \text{ м}^2$$

Визначаємо кількість пластин. Поверхню теплообміну можна виразити через наступне рівняння:

$$F_{\text{вип}} = F_{\text{пласт}}(n_{\text{вип}} - 2)$$

$$n_{\text{вип}} = \frac{F_{\text{вип}} + 2 \cdot F_{\text{пласт}}}{F_{\text{пласт}}} = \frac{25,8 + 2 \cdot 0,24}{0,24} = 109,5$$

Обираю пластинчатий випарник Alfa Laval M10 RE. Реальна площа теплообмінної поверхні пластинчатого теплообмінного апарату – 26,4 м^2 . Кількість пластин – 110; Загальні гідравлічні втрати тиску зі сторони холодильного агенту складають 7,2 $\text{kPa} = 0,072 \text{ бар}$. технічні характеристики містяться в **додатку 10**.

8.2.2. Випарник для кипіння -14°C

Дійсне теплове навантаження на випарник:

$$Q_v = Q_0 = 215 \text{ кВт}$$

Логарифмічна різниця температур:

$$\overline{\Delta t}_{\text{вип}} = \frac{t_{\text{пр1}} - t_{\text{пр2}}}{\ln \frac{t_{\text{пр1}} - t_0}{t_{\text{пр2}} - t_0}} = \frac{-5 - (-10)}{\ln \frac{-5 - (-14)}{-10 - (-14)}} = 6,166 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

де $t_{\text{пр1}}$ – температура проміжного холодоносія на вході у випарник, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{пр2}}$ – температура проміжного холодоносія на виході з випарника, $^{\circ}\text{C}$;

t_0 – температура кипіння холодильного агенту, $^{\circ}\text{C}$.

В якості випарника обираю пластинчатий теплообмінний апарат фірми Alfa Laval. Коефіцієнт теплопередачі для пластинчастого теплообмінника обирається на рівні $K_{\text{пласт.вип}} = 900 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}}$

Аналогічно до розділу 4 необхідна площа теплообмінної поверхні:

$$F_{\text{вип}} = \frac{Q_v}{K_{\text{пласт.вип}} \cdot \overline{\Delta t}_{\text{вип}}} = \frac{215000}{900 \cdot 6,166} = 38,74 \text{ м}^2$$

Визначаємо кількість пластин. Поверхню теплообміну можна виразити через наступне рівняння:

$$F_{\text{вип}} = F_{\text{пласт}}(n_{\text{вип}} - 2)$$

$$n_{\text{вип}} = \frac{F_{\text{вип}} + 2 \cdot F_{\text{пласт}}}{F_{\text{пласт}}} = \frac{38,74 + 2 \cdot 0,24}{0,24} = 163$$

Обираю пластинчатий випарник Alfa Laval M10 RE. Реальна площа теплообмінної поверхні пластинчатого теплообмінного апарату – 39,36 м². Кількість пластин – 164; Загальні гідравлічні втрати тиску зі сторони холодильного агенту складають 7.2 кПа = 0.072 бар. технічні характеристики містяться в додатку 10.

8.2.3. Випарник для кипіння -34°C

Дійсне теплове навантаження на випарник:

$$Q_v = Q_0 = 624 \text{ кВт}$$

Логарифмічна різниця температур:

$$\overline{\Delta t}_{\text{вип}} = \frac{t_{\text{пр1}} - t_{\text{пр2}}}{\ln \frac{t_{\text{пр1}} - t_0}{t_{\text{пр2}} - t_0}} = \frac{-25 - (-30)}{\ln \frac{-25 - (-34)}{-30 - (-34)}} = 6,166 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

де $t_{\text{пр1}}$ – температура проміжного холодоносія на вході у випарник, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{пр2}}$ – температура проміжного холодоносія на виході з випарника, $^{\circ}\text{C}$;

t_0 – температура кипіння холодильного агенту, $^{\circ}\text{C}$.

В якості випарника обираю пластинчатий теплообмінний апарат фірми Alfa Laval. Коефіцієнт теплопередачі для пластинчастого теплообмінника обирається на рівні $K_{\text{пласт.вип}} = 900 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}}$

Аналогічно до розділу 4 необхідна площа теплообмінної поверхні:

$$F_{\text{вип}} = \frac{Q_v}{K_{\text{пласт.вип}} \cdot \overline{\Delta t}_{\text{вип}}} = \frac{624000}{900 \cdot 6,166} = 112,4 \text{ м}^2$$

Визначаємо кількість пластин. Поверхню теплообміну можна виразити через наступне рівняння:

$$F_{\text{вип}} = F_{\text{пласт}}(n_{\text{вип}} - 2)$$
$$n_{\text{вип}} = \frac{F_{\text{вип}} + 2 \cdot F_{\text{пласт}}}{F_{\text{пласт}}} = \frac{112,4 + 2 \cdot 0,75}{0,75} = 151,8$$

Обираю пластинчатий випарник Alfa Laval A15-BW FGR. Реальна площа теплообмінної поверхні пластинчатого теплообмінного апарату – 114 м². Кількість пластин – 152; Загальні гідравлічні втрати тиску зі сторони холодильного агенту складають 7,2 кПа = 0,072 бар. технічні характеристики містяться в додатку 8.

8.3. Розрахунок та вибір повітроохолодників.

В камерах холодильника встановлюємо підвісні повітроохолодники. Площу поверхні повітроохолодника розраховуємо за методикою [6]:

$$V = \frac{Q_{об}}{K_k \cdot \theta_{ср}};$$

де $Q_{об}$ – сумарне теплове навантаження на обладнання, Вт;
 k_k – коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника, приймають для повітроохолодників з оребреною зовнішньою поверхнею труб в залежності від температури кипіння холодоагента, $\frac{Вт}{м^2 \cdot K}$;
 $\theta_{ср}$ – середня логарифмічна різниця температур, °C .

Об'ємну подачу повітроохолодника перевіряють за формулою :

$$V_{пов} = \frac{Q_{об}}{\rho_{пов} \cdot (h_1 - h_2)};$$

де $Q_{об}$ – сумарне теплове навантаження на обладнання, кВт;
 $\rho_{пов}$ – густина повітря, що виходить з повітроохолодника; кг/м³;
 h_1, h_2 - різниця ентальпій повітря, що входить та виходить з повітроохолодника; кДж/кг.

Підбираю повітроохолодник для камери №1 (Зберігання сичужних сирів):

Для камер зберігання морожених напівфабрикатів:

сумарне теплове навантаження на обладнання $Q_{об} = 81,6$ кВт;

коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника $k_k = 12,5 \frac{Вт}{м^2 \cdot K}$, при $t = 0^\circ C$;

середня логарифмічна різниця температур $\theta_{cp} = 7^{\circ}\text{C}$

$$F = \frac{Q_{об}}{K_{п} \cdot \theta_{cp}} = \frac{81600}{25,2 \cdot 7} = 462,6 \text{ м}^2.$$

Приймаю 12 повітроохолодників фірми Guntner

GACC FP 050.1/1SN/HNA7A.UNNN28 загальною поверхнею охолодження 483,6 м².

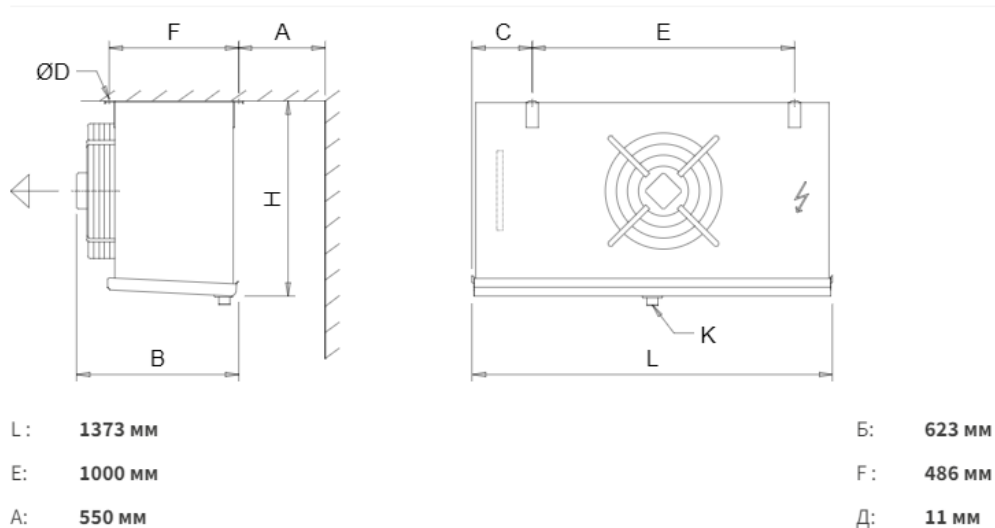


Рис.8.2. Креслення повітроохолодника Guntner

GACC FP 050.1/1SN/HNA7A.UNNN28

Технічні характеристики повітроохолодника Guntner

GACC FP 050.1/1SN/HNA7A.UNNN28

Резерв поверхні:	10,4 %
Розхід повітря:	6659 м³/год
Швидкість повітря:	2,7 м/с
Воздух на входе:	0,0 °C
Воздух на выходе:	-2,4 °C
Давлення повітря:	1013 мбар

Вентилятори (АС):	1 шт. 3~400 В 50 Гц Y/(--)
Технічні характеристики вент. узла:	
Скор. вращ.:	1390 хв-1 / (--)
Мощність (мех./ел.):	0,56 кВт/0,75 кВт
Потік:	1,8 А ⁽⁴⁾
ErP:	Відповідає ⁽⁷⁾

Общее потребл. ел. энергии:	0,62 кВт
-----------------------------	----------

Корпус:	AlMg, Порошковое покрытие RAL 9003
Площадь пов-ти:	40,3 м²
Объем труб:	13,5 л
Шаг оребрения:	7,00 мм
Вес (пустой):	58 кг ⁽¹⁰⁾
Макс. рабочее тиск:	10,0 бар
З'єднання в напрямку руху повітря:	справа

Розміри: ⁽¹⁰⁾	
Длина:	1373 мм
Ширина:	623 мм
Висота:	755 мм ⁽¹⁰⁾
Кол-во підвесок:	4
Колектор на вых.:	28 * 1,50 мм
Колектор на вх.:	28 * 1,50 мм
К-во контурів:	1N
Nhodov:	28
Розпределители:	4

Середа:	Пропілен гліколь 30 Vol. % ⁽³⁾
Вхід:	-10,0 °C
Вихід:	-5,0 °C
Потери тиску:	0,83 бар
Объемный расход:	1,23 м³/год

Рівень звукового тиску:	55 дБ(А) на 3,0 м ⁽⁵⁾
Уровень звуковой мощности:	77 дБ(А)
Струя повітря:	близько 19 м ⁽⁶⁾
Іней:	0,0 мм

клас енергетич. ефективність:	--
-------------------------------	----

труби:	Медь ⁽⁸⁾
Оребрение:	Алюміній ⁽⁸⁾
Підключення (на один апарат):	
Вхід:	28 * 1,50 мм
Вихід:	28 * 1,50 мм
Класифікація згідно PED:	ст. 4, абз. 3 ⁽⁹⁾

Об'єм подачі повітря:

$$V_{\text{пов}} = \frac{Q_{\text{об}}}{P_{\text{пов}} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{81,6}{1,38 \cdot (15 - 11)} = 14,78 \text{ м}^3/\text{с} = 53208 \text{ м}^3/\text{год}$$

Як бачимо існує запас $79908 > 53208$. Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

Підбираю повітроохолодник для камери №2 (Зберігання м'яса у блоках):

Для камер зберігання морожених напівфабрикатів:

сумарне теплове навантаження на обладнання $Q_{\text{об}} = 156,5 \text{ кВт}$;

					00 ДП.142.008.022.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		111

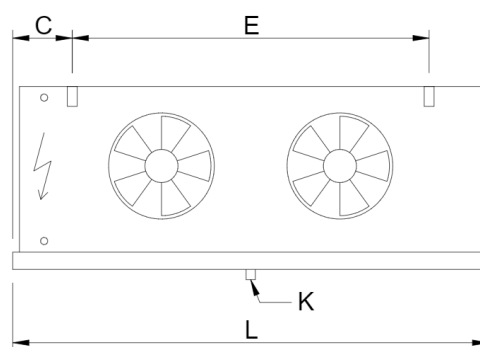
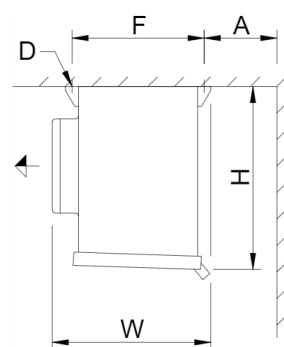
коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника $k_{\Pi} = 12,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$, при $t = -20^{\circ}\text{C}$;

середня логарифмічна різниця температур $\theta_{\text{cp}} = 7^{\circ}\text{C}$

$$F = \frac{Q_{\text{об}}}{K_{\Pi} \cdot \theta_{\text{cp}}} = \frac{156500}{12,5 \cdot 7} = 1783 \text{ м}^2.$$

Приймаю 24 повітроохолодників фірми Guntner

GACV FP 045.1JF/2A-70.A-156J.0CJM загальною поверхнею охолодження $1912,8 \text{ м}^2$.



L: 2320 mm

W: 711 mm

H: 664 mm

E: 1780 mm

F: 573 mm

C: 284 mm

A: 450 mm

D: 14 mm

K: G1¼"

Рис.8.3. Креслення повітроохолодника Guntner

GACV FP 045.1JF/2A-70.A-156J.0CJM

Технічні характеристики повітроохолодника Guntner

GACV FP 045.1JF/2A-70.A-156J.0CJM

Мощність:	8,8 кВт ⁽¹⁾⁽²⁾
Резерв поверхні:	-4,2 %
Розхід повітря:	9757 м³/год
Швидкість повітря:	2,5 м/с
Воздух на входе:	-20,0 °C
Воздух на выходе:	-22,2 °C
Давлення повітря:	1013 мбар

Вентилятори (AC):	2 шт. 1~230 В 50 Гц
Технічні характеристики вент. узла:	
Скор. вращ.:	1360 хв-1
Мощність (мех./ел.):	0,30 кВт/0,47 кВт
Потік:	2,2 А ⁽⁴⁾
ErP:	Відповідає ⁽⁷⁾

Общее потребл. ел. энергии:	0,89 кВт
-----------------------------	----------

Корпус:	AlMg, Порошковое покрытие RAL 9003
Площадь пов-ти:	79,7 м²
Объем труб:	27,8 л
Шаг оребрения:	7,00 мм
Вес (пустой):	111 кг ⁽¹⁰⁾
Макс. рабочее тиск:	10,0 бар
З'єднання в напрямку руху повітря:	справа

Розміри: ⁽¹⁰⁾	
Длина:	2320 мм
Ширина:	711 мм
Висота:	664 мм ⁽¹⁰⁾
Кол-во підвесок:	4
Коллектор на вых.:	54 * 2,00 мм
Коллектор на вх.:	54 * 2,00 мм
К-во контурів:	1N
Nhodov:	4
Розпределители:	30

Середа:	Пропілен гліколь 55 Vol. % ⁽³⁾
Вхід:	-30,0 °C
Вихід:	-25,0 °C
Потери тиску:	0,84 бар
Объемный расход:	1,83 м³/год

Рівень звукового тиску:	56 дБ(А) на 3,0 м ⁽⁵⁾
Уровень звуковой мощности:	78 дБ(А)
Струя воздуха:	близько 17 м ⁽⁶⁾
Іней:	0,0 мм

клас енергетич. ефективність:

--

труби:	Медь ⁽⁸⁾
Оребрение:	Алюминий ⁽⁸⁾
Підключення (на один апарат):	
Вхід:	54 * 2,00 мм
Вихід:	54 * 2,00 мм
Класифікація згідно PED:	ст. 4, абз. 3 ⁽⁹⁾

Об'єм подачі повітря:

$$V_{\text{пов}} = \frac{Q_{\text{об}}}{P_{\text{пов}} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{156,5}{1,38 \cdot (-15 + 19)} = 28,35 \text{ м}^3/\text{с} = 102065 \text{ м}^3/\text{год}$$

Як бачимо існує запас $234168 > 102065$. Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

Підбираю повітроохолодник для камери №3 (Зберігання морожених риби та морепродуктів)

Для камер зберігання морожених напівфабрикатів:

сумарне теплове навантаження на обладнання $Q_{\text{об}} = 95,1 \text{ кВт}$;

коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника $k_{\text{п}} = 12,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$, при $t_0 = -20^\circ\text{C}$;

середня логарифмічна різниця температур $\theta_{\text{ср}} = 7^\circ\text{C}$

$$F = \frac{Q_{\text{об}}}{K_{\text{п}} \cdot \theta_{\text{ср}}} = \frac{95100}{12,5 \cdot 7} = 1087 \text{ м}^2.$$

					00 ДП.142.008.022.ПЗ	Аркуш
						114
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаю 16 повітроохолодників фірми Guntner

GACV FP 045.1JF/2A-70.A-156J.0CJM загальною поверхнею охолодження 1275 м².

Об'єм подачі повітря:

$$V_{\text{пов}} = \frac{Q_{\text{об}}}{P_{\text{пов}} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{95,2}{1,38 \cdot (-15 + 19)} = 17,25 \text{ м}^3/\text{с} = 62086 \text{ м}^3/\text{год}$$

Як бачимо існує запас 156112 > 62086. Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

Підбираю повітроохолодник для камери №4 (Зберігання морожених риби та морепродуктів №2):

Для камер зберігання морожених напівфабрикатів:

сумарне теплове навантаження на обладнання $Q_{\text{об}} = 131,6 \text{ кВт}$;

коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника $k_{\text{п}} = 12,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$, при $t_0 = -20^\circ\text{C}$;

середня логарифмічна різниця температур $\theta_{\text{ср}} = 7^\circ\text{C}$

$$F = \frac{Q_{\text{об}}}{k_{\text{п}} \cdot \theta_{\text{ср}}} = \frac{131,6}{12,5 \cdot 7} = 1504 \text{ м}^2.$$

Приймаю 20 повітроохолодників фірми Guntner

GACV FP 045.1JF/2A-70.A-156J.0CJM загальною поверхнею охолодження 1594 м².

Об'єм подачі повітря:

$$V_{\text{пов}} = \frac{Q_{\text{об}}}{P_{\text{пов}} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{131,6}{1,38 \cdot (-15 + 19)} = 23,84 \text{ м}^3/\text{с} = 85826 \text{ м}^3/\text{год}$$

Як бачимо існує запас 195140 > 85826. Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

					00 ДП.142.008.022.ПЗ	Аркуш
						115
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Підбираю повітроохолодник для камери №5 (Зберігання масла вершкового):

Для камер зберігання морожених напівфабрикатів:

сумарне теплове навантаження на обладнання $Q_{об} = 58,3$ кВт;

коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника $k_{п} = 12,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$, при $t_0 = -20^\circ\text{C}$;

середня логарифмічна різниця температур $\theta_{ср} = 7^\circ\text{C}$

$$F = \frac{Q_{об}}{K_{п} \cdot \theta_{ср}} = \frac{58300}{12,5 \cdot 7} = 666 \text{ м}^2.$$

Приймаю 8 повітроохолодників фірми Guntner

GACV FP 045.1JF/2A-70.A-156J.0CJM загальною поверхнею охолодження 797 м^2 .

Об'єм подачі повітря:

$$V_{пов} = \frac{Q_{об}}{P_{пов} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{58,3}{1,38 \cdot (-15 + 19)} = 10,56 \text{ м}^3/\text{с} = 38021 \text{ м}^3/\text{год}$$

Як бачимо існує запас $97570 > 38021$. Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

Підбираю повітроохолодник для камери №6 (Зберігання мороженої птиці):

Для камер зберігання морожених напівфабрикатів:

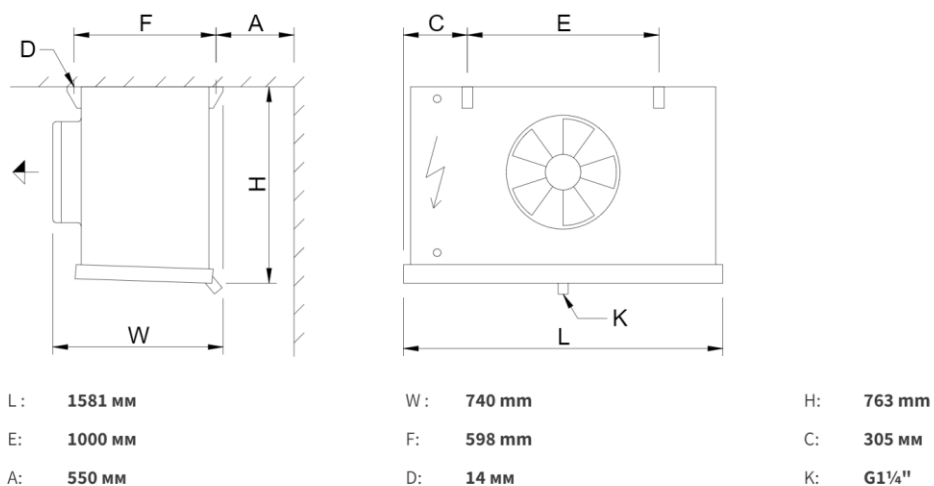
- сумарне теплове навантаження на обладнання $Q_{об} = 193,5$ кВт;
- коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника $k_{п} = 12,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$, при $t_0 = -20^\circ\text{C}$;
- середня логарифмічна різниця температур $\theta_{ср} = 7^\circ\text{C}$

$$F = \frac{Q_{об}}{K_{п} \cdot \theta_{ср}} = \frac{193500}{12,5 \cdot 7} = 2211 \text{ м}^2.$$

					00 ДП.142.008.022.ПЗ	Аркуш
						116
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаю 28 повітроохолодників фірми Guntner

GACV FP 050.1JF/1E-40.A-15PT.2FUM загальною поверхнею охолодження 2447,2 м².



Зливний патрубок DIN ISO 228-1 з G-різьбленням (плоське ущільнення).
Увага: схема та розміри поширюються не на всі комплектуючі!

Рис.8.4. Креслення повітроохолодника Guntner

GACV FP 050.1JF/1E-40.A-15PT.2FUM

Технічні характеристики повітроохолодника Guntner

GACV FP 050.1JF/1E-40.A-15PT.2FUM

Потужність:	7.0 kW ⁽¹⁾⁽²⁾	Середа:	Пропілен гліколь 50 Vol. % ⁽³⁾
Резерв поверхні:	-0.5%	Вхід:	-30.0 °C
Витрата повітря:	5234 m³/h	Вихід:	-25.0 °C
Швидкість повітря:	2.1 м/с	Втрати тиску:	0.97 bar
Повітря на вхід:	-20.0 °C	Об'ємні витрати:	1.40 m³/h
Повітря на вихід:	-23.3 °C		
Тиск повітря:	1013 mbar		
Вентилятори (EC):	1 шт. 1~230V 50-60Hz	Рівень звукового тиску:	54 dB(A) in 3.0 м ⁽⁵⁾
Технічні характеристики вент. вузла:		Рівень звукової потужності:	76 dB(A)
Швидкість, вращ.:	1160 хв-1	Струмін повітря:	близько 15 м ⁽⁶⁾
Потужність (ел.):	0.40 kW	Іній:	0.0 мм
Потік:	1.75 A ⁽⁴⁾		
ErP:	Compliant ⁽⁷⁾		
Загальне споживання, ел. енергії:	0.41 kW	клас енергетич. ефективності:	-
Корпус:	AlMg, Порошкове покриття RAL 9003	Труби:	Мідь ⁽⁸⁾
Площа пов-ти:	87.4 m²	Постачальник:	Алюміній ⁽⁸⁾
Об'єм труб:	17.8 l	Підключення (на один апарат):	
Крок ребра:	4.00 мм	Вхід:	35*1.50 mm
Вага (порожня):	76 кг ⁽¹⁰⁾	Вихід:	35*1.50 mm
Макс. робочий тиск:	10.0 bar	Класифікація згідно з PED:	Art. 4, par. 3 ⁽⁹⁾
З'єднання у напрямку руху повітря:	справа		
Розміри: ⁽¹⁰⁾			
Довжина:	1581 мм		
Ширина:	740 mm		
Висота:	763 мм ⁽¹⁰⁾		
Кількість підвісок:	4		
Колектор на вих.:	35*1.50 mm		
Колектор на вх.	35*1.50 mm		
К-ть контурів:	1N		
Нходів:	8		
Розподільники:	17		

Об’єм подачі повітря:

$$V_{\text{пов}} = \frac{Q_{\text{об}}}{P_{\text{пов}} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{193,5}{1,38 \cdot (-15 + 19)} = 35,05 \text{ м}^3/\text{с} = 126180 \text{ м}^3/\text{год}$$

Як бачимо існує запас 146552 >126180. Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

Підбираю повітроохолодник для камери №7 (Зберігання розсільних сирів):

Для камер зберігання морожених напівфабрикатів:

сумарне теплове навантаження на обладнання $Q_{об} = 107,5$ кВт;

коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника $k_{п} = 12,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$, при $t_0 = 0^\circ\text{C}$;

середня логарифмічна різниця температур $\theta_{ср} = 7^\circ\text{C}$

$$F = \frac{Q_{об}}{K_{п} \cdot \theta_{ср}} = \frac{107500}{25,2 \cdot 7} = 609,4 \text{ м}^2.$$

Приймаю 16 повітроохолодників фірми Guntner

GACC FP 050.1/1SN/HNA7A.UNNN28 загальною поверхнею охолодження $644,8 \text{ м}^2$.

Об'єм подачі повітря:

$$V_{пов} = \frac{Q_{об}}{P_{пов} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{107,5}{1,38 \cdot (15 - 11)} = 19,47 \text{ м}^3/\text{с} = 70092 \text{ м}^3/\text{год}$$

Як бачимо існує запас $106544 > 70092$. Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

Підбираю повітроохолодник для камери №8 (універсальна камера):

При температурі в камері $t = -20^\circ\text{C}$:

сумарне теплове навантаження на обладнання $Q_{об} = 54,01$ кВт;

коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника $k_{п} = 12,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$, при $t_0 = -20^\circ\text{C}$;

середня логарифмічна різниця температур $\theta_{ср} = 7^\circ\text{C}$

$$F = \frac{Q_{об}}{K_{п} \cdot \theta_{ср}} = \frac{54,01}{12,5 \cdot 7} = 617 \text{ м}^2.$$

Приймаю 8 повітроохолодників фірми Guntner

GACV FP 050.1JF/1E-40.A-15PT.2FUM загальною поверхнею охолодження 699,2 м².

Об'єм подачі повітря:

$$V_{\text{пов}} = \frac{Q_{\text{об}}}{P_{\text{пов}} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{54010}{1,38 \cdot (-15 + 19)} = 21,72 \text{ м}^3/\text{с} = 9784 \text{ м}^3/\text{год}$$

Як бачимо існує запас 41872 > 9784 . Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

При температурі в камері $t = 0^\circ\text{C}$:

сумарне теплове навантаження на обладнання $Q_{\text{об}} = 58,91 \text{ кВт}$;

коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника $k_{\text{п}} = 25,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$, при $t_0 = 0^\circ\text{C}$;

середня логарифмічна різниця температур $\theta_{\text{ср}} = 7^\circ\text{C}$

$$F = \frac{Q_{\text{об}}}{K_{\text{п}} \cdot \theta_{\text{ср}}} = \frac{58,91}{25,2 \cdot 7} = 334 \text{ м}^2.$$

Приймаю 8 повітроохолодників фірми Guntner

GACV FP 050.1JF/1E-40.A-15PT.2FUM загальною поверхнею охолодження 699,2 м² .

Об'єм подачі повітря:

$$V_{\text{пов}} = \frac{Q_{\text{об}}}{P_{\text{пов}} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{58,91}{1,38 \cdot (15 - 11)} = 10,67 \text{ м}^3/\text{с} = 38412 \text{ м}^3/\text{год}$$

Як бачимо існує запас 41872 > 38412. Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

					00 ДП.142.008.022.ПЗ	Аркуш
						120
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Підбираю повітроохолодник для машинного приміщення:

При температурі в камері $t = 10^{\circ}\text{C}$:

сумарне теплове навантаження на обладнання $Q_{об} = 20,4 \text{ кВт}$;

коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника $k_{п} = 30,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}}$, при $t_0 = 10^{\circ}\text{C}$;

середня логарифмічна різниця температур $\theta_{ср} = 7^{\circ}\text{C}$

$$F = \frac{Q_{об}}{K_{п} \cdot \theta_{ср}} = \frac{20,4}{30,3 \cdot 7} = 96,2 \text{ м}^2.$$

Приймаю повітроохолодник фірми Guntner GACV FP 045.1HF/2A-40.A-1562.0CJM загальною поверхнею охолодження $106,7 \text{ м}^2$.

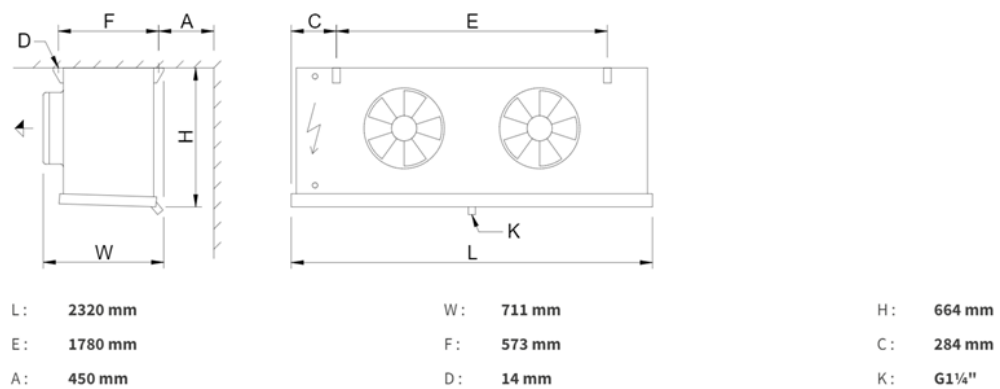


Рис.8.4. Креслення повітроохолодника Guntner

GACV FP 045.1HF/2A-40.A-1562.0CJM

Технічні характеристики повітроохолодника Guntner

GACV FP 045.1HF/2A-40.A-1562.0CJM

Мощность:	20.4 kW ⁽¹⁾⁽²⁾	Среда:	Этиленгликоль 20 Vol. % ⁽³⁾
Резерв поверхности:	0.4 %	Вход:	0.0 °C
Расход воздуха:	9160 m³/h	Выход:	5.0 °C
Скорость воздуха:	2.4 m/s		
Воздух на входе:	10.0 °C	Потери давления:	0.63 bar
Воздух на выходе:	5.3 °C	Объемный расход:	3.63 m³/h
Давление воздуха:	1013 mbar		
Вентиляторы (AC):	2 шт. 1~230V 50Hz	Уровень звукового давления:	56 dB(A) in 3.0 m ⁽⁵⁾
Технические характеристики вент. узла:		Уровень звуковой мощности:	78 dB(A)
Скор. вращ.:	1360 min-1	Струя воздуха:	около 16 m ⁽⁶⁾
Мощность (мех./эл.):	0.30 kW/0.47 kW	Иней:	0.0 mm
Поток:	2.2 A ⁽⁴⁾		
ErP:	Compliant ⁽⁷⁾		
Общее потребл. эл. энергии:	0.92 kW	класс энергетич. эффективности:	--
Корпус:	AlMg, Порошковое покрытие RAL 9003	Трубы:	Медь ⁽⁸⁾
Площадь пов-ти:	106.7 m²	Оребрение:	Алюминий ⁽⁸⁾
Объем труб:	20.0 l	Подключения (на один аппарат):	
Шаг оребрения:	4.00 mm	Вход:	28 * 1.50 mm
Вес (пустой):	98 kg ⁽¹⁰⁾	Выход:	28 * 1.50 mm
Макс. рабочее давление:	10.0 bar	Классификация согласно PED:	Art. 4, par. 3 ⁽⁹⁾
Соединения в направлении движения воздуха:	справа		
Размеры: ⁽¹⁰⁾			
Длина:	2320 mm		
Ширина:	711 mm		
Высота:	664 mm ⁽¹⁰⁾		
Кол-во подвесок:	4		
Коллектор на вых.:	28 * 1.50 mm		
Коллектор на вх.:	28 * 1.50 mm		
К-во контуров:	1N		
Нходов:	12		
Распределители:	8		

Об’єм подачі повітря:

$$V_{\text{пов}} = \frac{Q_{\text{об}}}{P_{\text{пов}} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{20,4}{1,38 \cdot (34 - 27)} = 2,11 \text{ м}^3/\text{с} = 7596 \text{ м}^3/\text{год}$$

Як бачимо існує запас 9160>7596. Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

Підбираю повітроохолодник для коридору та автомобільної платформи:

При температурі в камері $t = 10^{\circ}\text{C}$:

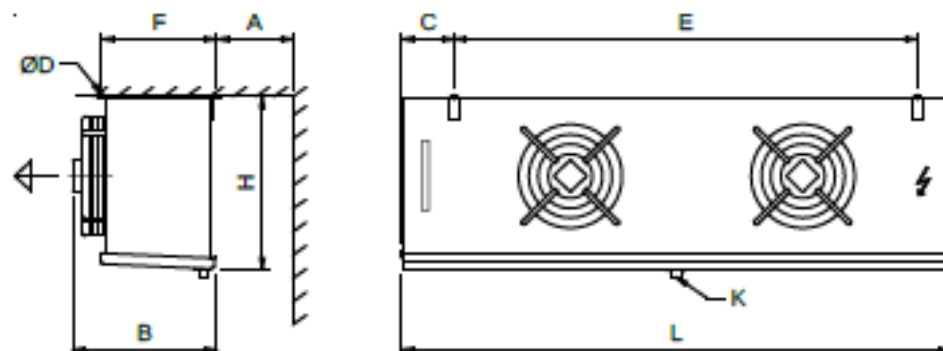
сумарне теплове навантаження на обладнання $Q_{об} = 90,7 \text{ кВт}$;

коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника $k_{п} = 30,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}}$, при $t_0 = 10^{\circ}\text{C}$;

середня логарифмічна різниця температур $\theta_{ср} = 7^{\circ}\text{C}$

$$F = \frac{Q_{об}}{K_{п} \cdot \theta_{ср}} = \frac{90,7}{30,3 \cdot 7} = 428 \text{ м}^2.$$

Приймаю 22 повітроохолодника фірми Guntner GACC FP 031.1/2WN/HHА7A.UNNN32 загальною поверхнею охолодження $466,4 \text{ м}^2$.



$L = 1212 \text{ mm}$
 $B = 430 \text{ mm}$
 $H = 455 \text{ mm}$
 $E = 920 \text{ mm}$
 $F = 332 \text{ mm}$
 $C = 165 \text{ mm}$
 $A = 300 \text{ mm}$
 $D = 11 \text{ mm}$
 $K = G^{\frac{3}{4}}"$

Рис.8.4. Креслення повітроохолодника Guntner

GACC FP 031.1/2WN/HHА7A.UNNN32

Технічні характеристики повітроохолодника Guntner

GACC FP 031.1/2WN/HHA7A.UNNN32

Мощность:	3.5 kW ⁽¹⁾⁽²⁾	Среда:	Пропилен гликоль 25 Vol. % ⁽³⁾
Резерв поверхности:	27.3 %	Вход:	0.0 °C
Расход воздуха:	3000 m³/h	Выход:	5.0 °C
Скорость воздуха:	2.3 m/s	Потери давления:	0.54 bar
Воздух на входе:	10.0 °C	Объемный расход:	0.62 m³/h
Воздух на выходе:	7.5 °C		
Давление воздуха:	1013 mbar		
Вентиляторы (AC):	2 Шт. 1-230V 50Hz	Уровень звукового давления:	42 dB(A) in 3.0 m ⁽⁵⁾
Технические характеристики вент. узда:		Уровень звуковой мощности:	64 dB(A)
Скор. вращ.:	1350 min-1	Струя воздуха:	около 8 m ⁽⁶⁾
Мощность(эл.):	0.09 kW	Иней:	0.0 mm
Поток:	0.4 A ⁽⁴⁾		
ErP:	Not relevant ⁽⁷⁾		
Общее потребл. эл. энергии:	0.22 kW	класс энергетич. эффективности:	--
Корпус:	AlMg, Порошковое покрытие RAL 9003	Трубы:	Медь ⁽⁸⁾
Площадь пов-ти:	21.2 m²	Оребрение:	Алюминий ⁽⁸⁾
Объем труб:	7.0 l	Подключения (на один аппарат):	
Шаг оребрения:	7.00 mm	Вход:	18 * 1.00 mm
Вес (пустой):	31 kg ⁽¹⁰⁾	Выход:	18 * 1.00 mm
Макс. рабочее давление:	10.0 bar	Классификация согласно PED:	Art. 4, par. 3 ⁽⁹⁾
Соединения в направлении движения воздуха:	справа		
Размеры: ⁽¹⁰⁾			
Длина:	1212 mm		
Ширина:	430 mm		
Высота:	455 mm ⁽¹⁰⁾		
Кол-во подвесок:	4		
Коллектор на вых.:	18 * 1.00 mm		
Коллектор на вх.:	18 * 1.00 mm		
К-во контуров:	1N		
Нкодов:	32		
Распределители:	2		

Об’єм подачі повітря:

$$V_{\text{пов}} = \frac{Q_{\text{об}}}{P_{\text{пов}} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{90,7}{1,38 \cdot (34 - 27)} = 9,39 \text{ м}^3/\text{с} = 33804 \text{ м}^3/\text{Год}$$

Як бачимо існує запас 66000>33804. Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

8.4. Вибір та рорахунок вентиляторної градирні

Основним елементом системи зворотнього водопостачання є вентиляторна градирня. Розрахуємо теплове навантаження градирні:

$$Q_{\Gamma} = Q_{\kappa} + Q_{\text{м}} = 1211 + 96,6 = 1308 \text{ кВт}$$

Де Q_{κ} – теплове навантаження конденсаторів; $Q_{\text{м}}$ – теплове навантаження мастилоохолодника гвинтових компресорів.

Градирню обирають по необхідній площі поперечного перерізу, яку визначають за формулою:

$$F_{\text{пер}} = \frac{Q_{\Gamma}}{q_F} = \frac{1308}{35} = 37,37 \text{ м}^2$$

де Q_{Γ} – теплове навантаження, кВт, q_F – питоме теплове навантаження, $\frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$.

При виборі градирні приймають $q_F = 35 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$.

Розрахункові параметри для води, що виходить з градирні:

$t_{\text{м.т.}} = 27^{\circ}\text{C}$ - температура мокрого термометра за умов $t_{\text{с.т.}} = 33^{\circ}\text{C}$ та $\varphi = 65\%$.

$$t_{w1} = t_{\text{м.т.}} + \Delta t_w \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\text{гр}}} - 1 \right) = 27 + 4 \cdot \left(\frac{1}{0,4} - 1 \right) = 33^{\circ}\text{C}$$

Обираємо **дві** градирні турецької фірми **СТР** моделі **DFRP 5**. Детальні технічні наведені у **додатку 18**.

9.Підбір допоміжного обладнання.

9.1. Вибір мастиловіддільника та охолодника для мастила.

За каталогом фірми Temprite – <https://temprite.com/> вибираю за холодопродуктивністю мастиловіддільник.

Загальна холодопродуктивність ступеню для температури кипіння –34°C – 624 кВт. Поділивши її на 3, оскільки встановлено 3 компресори, отримую значення 228 кВт. Вирішую встановити 4 мастиловіддільники на лінії нагнітання одразу після компресора. Тип мастиловіддільника Temprite 930R. З'єднання під пайку діаметром – 3-1/8". Номінальна холодопродуктивність роботи мастиловіддільника – 285 кВт. Максимально допустимий тиск у мастиловіддільнику – 29,2 бар.

Відповідна документація – додаток 14.

Загальна холодопродуктивність ступеню для температури кипіння –14°C – 215 кВт. Поділивши її на 2, оскільки встановлено 3 компресори, отримую значення 107,5 кВт. Вирішую встановити 4 мастиловіддільники на лінії нагнітання одразу після компресора. Тип мастиловіддільника Temprite 926R. З'єднання під пайку діаметром – 1-5/8". Номінальна холодопродуктивність роботи мастиловіддільника – 120,5 кВт. Максимально допустимий тиск у мастиловіддільнику – 29,2 бар.

Відповідна документація – додаток 14.

					00 ДП.142.008.022.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	9.Підбір допоміжного обладнання.	Літ.	Арк.	Аркушів
Розроб.		Остапенко Д.І.						
Перевір.		Грищенко Р.В.					126	228
Н. контр.						ХМ – 4 – 4		
Затверд.		Петренко В.П.						

Загальна холодопродуктивність ступеню для температури кипіння -4°C – 982 кВт. Поділивши її на 4, оскільки встановлено 4 компресори, отримую значення 245,5 кВт. Вирішую встановити 4 мастиловіддільники на лінії нагнітання одразу після компресора. Тип мастиловіддільника Temprite 930R. З'єднання під пайку діаметром – 3-1/8". Номінальна холодопродуктивність роботи мастиловіддільника – 285 кВт. Максимально допустимий тиск у мастиловіддільнику – 29,2 бар.

Відповідна документація – **додаток 14.**

Після мастиловіддільника холодильний агент прямує у нагнітальний колектор. Мастило з кожного мастиловіддільника прямує до мастилоохолодника. Вирішую встановити охолодник для мастила фірми GEA типу M2300, що забезпечує потужність охолодження мастила до 100 кВт.

Відповідна документація – **додаток 16.**

9.2. Вибір ЕРВ.

Вибір ЕРВ на лінію живлення циркуляційного ресивера для температури кипіння -34°C виконую в програмному забезпеченні Danfoss Cool selector(www.danfoss.ua). Серед запропонованого програмою обладнання обираю ЕРВ типу ICM 20-C. Номінальна продуктивність – 1276 кВт. Різниця між заданою продуктивністю та продуктивністю термостатичного розширювального вентиля не перевищує 45%, отже є допустимою. Номінальний діаметр патрубків під зварювання – 20 мм. Відповідна технічна документація - **Додаток 11.**

					00 ДП.142.008.022.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		127

Вибір ЕРВ на лінію живлення циркуляційного ресивера для температури кипіння -14°C виконую в програмному забезпеченні Danfoss Cool selector(www.danfoss.ua). Серед запропонованого програмою обладнання обираю ЕРВ типу ICM 20-B66. Номінальна продуктивність – 358,8 кВт. Різниця між заданою продуктивністю та продуктивністю термостатичного розширювального вентиля не перевищує 45%, отже є допустимою. Номінальний діаметр патрубків під зварювання – 20 мм. Відповідна технічна документація - **Додаток 12.**

Вибір ЕРВ на лінію живлення компаундно-циркуляційного ресивера для температури кипіння -4°C виконую в програмному забезпеченні Danfoss Cool selector(www.danfoss.ua). Серед запропонованого програмою обладнання обираю ЕРВ типу ICM 20-B. Номінальна продуктивність – 1274 кВт. Різниця між заданою продуктивністю та продуктивністю термостатичного розширювального вентиля не перевищує 45%, отже є допустимою. Номінальний діаметр патрубків під зварювання – 20 мм. Відповідна технічна документація - **Додаток 13.**

9.3. Лінійний ресивер.

Ємність лінійного ресивера в насосно-циркуляційних схемах з нижньою подачею аміаку в у випарник при умові заповнення її не більше ніж 80%:

$$V_{\text{л.р.}} = 0,6 \cdot V_{\text{вк}};$$

де $V_{\text{вк}}$ - внутрішній об'єм повітроохолодників, м^3 ;

Ємність випарника по аміаку:

					00 ДП.142.008.022.ПЗ	Аркуш
						128
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

m

$$V_{bk} = \sum_{i=1}^m V_{bk_i} \cdot n;$$

де n – кількість випарників; m – кількість випарників для заданої температури; V_{bk_i} – внутрішній об'єм випарника, м³.

Ємність лінійного ресивера:

$$V_{л.р.} = 0,6 \cdot V_{bk} = 0,6 \cdot (0,0414 + 0,0628 + 0,206) = 0,186 \text{ м}^3.$$

До установки приймаємо лінійний горизонтальний ресивер Bitzer F2202N об'ємом 0,22 м³. Технічні характеристики якого наведені в додатку 17.

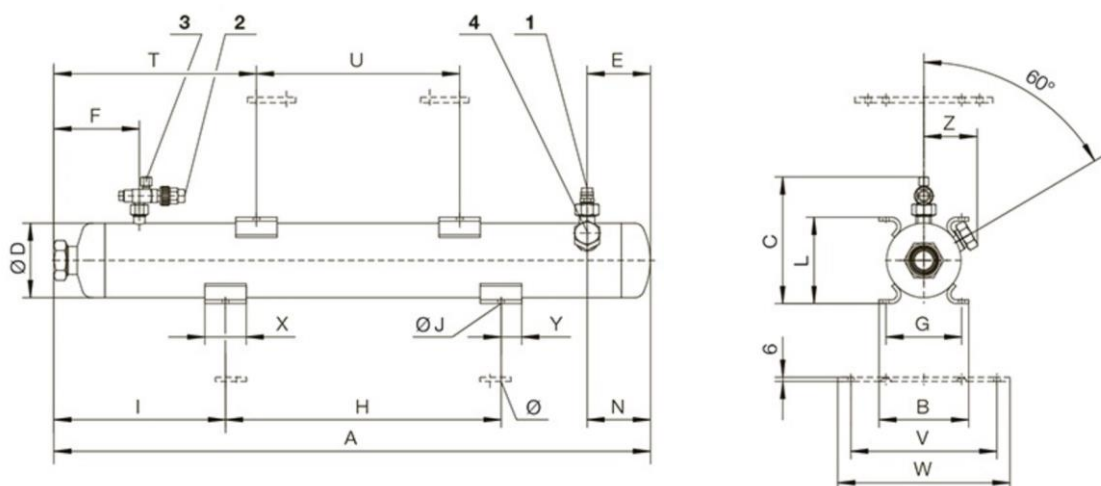


Рис.9.1. Габаритні розміри лінійного ресивера

9.4. Компаундний циркуляційний ресивер.

Компаундний циркуляційний ресивер $t_0 = -4^\circ\text{C}$:

Ємність циркуляційного ресивера в системах з нижньою подачею холодильного агента в прилади охолодження:

$$V_{ц.р.} = K \cdot (V_{л.р.}) = 1,7 \cdot 0,31 = 0,527 \text{ м}^3$$

До установки приймаємо вертикальний циркуляційний ресивер Cooltech CTX PR H820-1,6, об'ємом 0,8 м³.

Циркуляційний ресивер t₀ = -14°C:

Ємність циркуляційного ресивера в системах з нижньою подачею холодильного агента в прилади охолодження:

$$V_{\text{ц.р.}} = K \cdot (V_{\text{в.п.}}) = 1,7 \cdot 0,0628 = 0,107 \text{ м}^3$$

До установки приймаємо вертикальний циркуляційний ресивер Cooltech CTX PR H220-0,6, об'ємом 0,18 м³.

Циркуляційний ресивер t₀ = -34°C:

Ємність циркуляційного ресивера РД в системах з нижньою подачею холодильного агента в прилади охолодження:

$$V_{\text{ц.р.}} = K \cdot (V_{\text{в.п.}}) = 1,7 \cdot 0,206 = 0,35 \text{ м}^3$$

До установки приймаємо вертикальний циркуляційний ресивер Cooltech CTX PR H420-1,0, об'ємом 0,4 м³.

9.5. Мастилозбірник.

В якості мастилозбірника приймаю мастилозаправочну ємність 10МЗС.

					00 ДП.142.008.022.ПЗ	Аркуш
						130
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

10.Розрахунок та вибір трубопроводів.

В курсовому проекті необхідно визначити діаметри: трубопроводів холодильного агента (парових та рідинних), всмоктувального та нагнітального колекторів холодильного агента (для багатокомпресорних холодильних машин) та мастила на мастило охолодники, якщо такі є в складі ХМ.

Внутрішній діаметр трубопроводів холодильної машини, м, визначаємо за формулою:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4V}{\pi\omega}} = 1,13\sqrt{\frac{V}{\omega}},$$

де V – об’ємна витрата, $\text{м}^3/\text{с}$; ω – розрахункова швидкість середовища, $\text{м}/\text{с}$.

Використовуємо такі значення розрахункової швидкості залежно від призначення трубопроводу, $\text{м}/\text{с}$:

Для **рідинних** трубопроводів дотримуємось таких рекомендацій:

для труб діаметром менше 50 мм можна обирати менші значення;

для труб діаметром більше 50 мм обирають більші значення;

для труб діаметром більше 100 мм наведені швидкості можуть бути збільшені на 25 – 30%.

Діаметри та матеріал труб, що використовуються в холодильних установках для **холодильних агентів**, залежить від його виду та наведено в таблиці в **додатку 8**.

Якщо в результаті розрахунку діаметр трубопроводу менший від діаметра патрубку теплообмінного апарату, приймаємо трубопровід діаметром рівним діаметру патрубка.

					00 ДП.142.008.022.ПЗ							
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата								
Розроб.		Остапенко Д.І.			10.Розрахунок та вибір трубопроводів.			Літ.	Арк.	Аркушів		
Перевір.		Грищенко Р.В.								131	228	
								ХМ – 4 – 4				
Н. контр.												
Затверд.		Петренко В.П.										

Оскільки в комплексній холодильній машині більше одного компресора передбачаємо трубопроводи вирівнювання рівня мастила та тиску у їхніх картерах. За результатами досліджень діаметр зрівнювального трубопроводу не може бути меншим 28 мм, при цьому чим більший діаметр тим краще.

У випадку багатокомпресорної холодильної машини, діаметр всмоктувального трубопроводу окремого компресора дорівнює діаметру патрубку обраного компресора, а діаметр колектора, до якого приєднані компресори, визначається витратою холодильного агента. При цьому швидкість у всмоктувальному колекторі при повному навантаженні не повинна перевищувати 4 м/с. На ділянках трубопроводів, які йдуть з випарника до колектора, швидкість пари повинна бути більшою 4 м/с, якщо трубопровід горизонтальний, і 7 м/с, якщо трубопровід вертикальний.

Нагнітальний колектор в багатокомпресорних машинах за площею перетину, має бути рівним чи більшим від сумарного перетину окремих нагнітальних трубопроводів компресорів.

10.1.1. Всмоктувальний колектор на температуру кипіння -4°C.

Для розрахунку необхідного діаметру трубопроводу на всмоктувальній лінії задаю швидкість парів холодильного агенту – 3,5 м/с, що не перевищує 4 м/с.

Діаметр трубопроводу знаходжу з рівняння:

$$d_{BH} = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\omega \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 684}{3,5 \cdot 3,14}} = 0,263 \text{ м}$$

Встановлюю сталеву трубу розмірами $d_{BH} = 300 \text{ мм}$

10.1.2. Нагнітальний колектор на температуру кипіння -4°C.

Приймаю швидкість руху стиснутих парів холодильного агенту – 15 м/с.

Знайдемо масову витрату холодильного агенту

$$M' = \frac{V}{v_1} = \frac{684}{3600 \cdot 0,376} = 0,474 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Діаметр трубопроводу знаходжу з рівняння:

$$V_{\text{н.кол}} = M' \cdot v_2 = 0,474 \cdot 0,105 = 0,05 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\omega \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,05}{3,5 \cdot 3,14}} = 0,076 \text{ м}$$

Встановлюю сталеву трубу розмірами $d_{\text{вн}} = 80 \text{ мм}$

10.1.3. Всмоктувальний трубопровід компресора на температуру кипіння -4°C.

Для розрахунку необхідного діаметру трубопроводу на всмоктувальній лінії задаю швидкість парів холодильного агенту – 3,5 м/с, що не перевищує 4 м/с.

Діаметр трубопроводу знаходжу з рівняння:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\omega \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{684}{4 \cdot 3600}}{3,5 \cdot 3,14}} = 0,131 \text{ м}$$

Встановлюю сталеву трубу розмірами $d_{\text{вн}} = 150 \text{ мм}$

10.1.4. Нагнітальний трубопровід компресора на температуру кипіння -4°C.

Для розрахунку необхідного діаметру трубопроводу на всмоктувальній лінії задаю швидкість парів холодильного агенту – 3,5 м/с, що не перевищує 4 м/с.

Діаметр трубопроводу знаходжу з рівняння:

$$V_{\text{н.кол}} = M' \cdot v_2 = 0,474 \cdot 0,105 = 0,05 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\omega \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{0,05}{4}}{3,5 \cdot 3,14}} = 0,067 \text{ м}$$

Встановлюю сталеву трубу розмірами $d_{\text{вн}} = 80 \text{ мм}$

10.1.5. Всмоктувальний колектор на температуру кипіння - 14°C.

Для розрахунку необхідного діаметру трубопроводу на всмоктувальній лінії задаю швидкість парів холодильного агенту – 3,5 м/с, що не перевищує 4 м/с.

Діаметр трубопроводу знаходжу з рівняння:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\omega \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{71,28}{3600}}{3,5 \cdot 3,14}} = 0,085 \text{ м}$$

Встановлюю сталеву трубу розмірами $d_{\text{вн}} = 100 \text{ мм}$

10.1.6. Нагнітальний колектор на температуру кипіння -14°C.

Приймаю швидкість руху стиснутих парів холодильного агенту – 15 м/с.

Знайдемо масову витрату холодильного агенту

$$M' = \frac{V}{v_5} = \frac{71.28}{3600 \cdot 0.5} = 0,0396 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Діаметр трубопроводу знаходжу з рівняння:

$$V_{\text{н.кол}} = M' \cdot v_{6p} = 0,0396 \cdot 0,4 = 0,0158 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\omega \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0158}{11 \cdot 3,14}} = 0,043 \text{ м}$$

Встановлюю сталеву трубу розмірами $d_{\text{вн}} = 50 \text{ мм}$

10.1.7. Всмоктувальний трубопровід компресора на температуру кипіння -14°C.

Для розрахунку необхідного діаметру трубопроводу на всмоктувальній лінії задаю швидкість парів холодильного агенту – 3,5 м/с, що не перевищує 4 м/с.

Діаметр трубопроводу знаходжу з рівняння:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\omega \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{71,28}{4 \cdot 3600}}{3,5 \cdot 3,14}} = 0,042 \text{ м}$$

Встановлюю сталеву трубу розмірами $d_{\text{вн}} = 50 \text{ мм}$

10.1.8. Нагнітальний трубопровід компресора на температуру кипіння -14°C.

Для розрахунку необхідного діаметру трубопроводу на всмоктувальній лінії задаю швидкість парів холодильного агенту – 11 м/с, що не перевищує 15 м/с.

Діаметр трубопроводу знаходжу з рівняння:

$$V_{\text{н.кол}} = M' \cdot v_{6p} = 0,0396 \cdot 0,4 = 0,0158 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\omega \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0158}{11 \cdot 3,14}} = 0,043 \text{ м}$$

Встановлюю сталеву трубу розмірами $d_{\text{вн}} = 50 \text{ мм}$

10.1.9. Всмоктувальний колектор на температуру кипіння - 34°C.

Для розрахунку необхідного діаметру трубопроводу на всмоктувальній лінії задаю швидкість парів холодильного агенту – 3,5 м/с, що не перевищує 4 м/с.

Діаметр трубопроводу знаходжу з рівняння:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\omega \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1411}{3,5 \cdot 3,14}} = 0,378 \text{ м}$$

Встановлюю сталеву трубу розмірами $d_{\text{вн}} = 400 \text{ мм}$

10.1.10. Нагнітальний колектор на температуру кипіння -34°C.

Приймаю швидкість руху стиснутих парів холодильного агенту – 15 м/с.

Знайдемо масову витрату холодильного агенту

$$M' = \frac{V}{v_{10}} = \frac{1411}{3600 \cdot 1,23} = 0,319 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Діаметр трубопроводу знаходжу з рівняння:

$$V_{\text{н.кол}} = M' \cdot v_{11p} = 0,319 \cdot 0,486 = 0,155 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\omega \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,155}{11 \cdot 3,14}} = 0,134 \text{ м}$$

Встановлюю сталеву трубу розмірами $d_{\text{вн}} = 150 \text{ мм}$.

10.1.11. Всмоктувальний трубопровід компресора на температуру кипіння -34°C.

Для розрахунку необхідного діаметру трубопроводу на всмоктувальній лінії задаю швидкість парів холодильного агенту – 3,5 м/с, що не перевищує 4 м/с.

Діаметр трубопроводу знаходжу з рівняння:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\omega \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{1411}{4 \cdot 3600}}{3,5 \cdot 3,14}} = 0,189 \text{ м}$$

Встановлюю сталеву трубу розмірами $d_{\text{вн}} = 200 \text{ мм}$

10.1.12. Нагнітальний трубопровід компресора на температуру кипіння -34°C.

Для розрахунку необхідного діаметру трубопроводу на всмоктувальній лінії задаю швидкість парів холодинного агента – 3,5 м/с, що не перевищує 4 м/с.

Діаметр трубопроводу знаходжу з рівняння:

$$V_{\text{н.кол}} = M' \cdot v_{11p} = 0,319 \cdot 0,486 = 0,155 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\omega \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{0,155}{4}}{3,5 \cdot 3,14}} = 0,067 \text{ м}$$

Встановлюю сталеву трубу розмірами $d_{\text{вн}} = 80 \text{ мм}$

10.1.13. Трубопровід рідинної лінії від конденсатора до ресивера

Для розрахунку необхідного діаметру трубопроводу на всмоктувальній лінії задаю швидкість парів холодинного агента – 0,7 м/с, що не перевищує 1 м/с.

$$V_{\text{н.кол}} = M' \cdot v_{13} = 0,474 \cdot 0,00176 = 0,00083 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Діаметр трубопроводу знаходжу з рівняння:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\omega \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00083}{0,7 \cdot 3,14}} = 0,039 \text{ м}$$

Встановлюю сталеву трубу розмірами $d_{\text{вн}} \times \delta = 50 \text{ мм}$.

10.1.14. Трубопровід рідинної лінії в насосно-циркуляційній лінії ЦР1

Для розрахунку необхідного діаметру трубопроводу на всмоктувальній лінії задаю швидкість парів холодильного агенту – 0,5 м/с, що не перевищує 1 м/с.

$$V_{\text{н.кол}} = M' \cdot v_8 = 0,0396 \cdot 0,002 = 0,000079 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Діаметр трубопроводу знаходжу з рівняння:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\omega \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000079}{0,5 \cdot 3,14}} = 0,014 \text{ м}$$

Встановлюю сталеву трубу розмірами $d_{\text{вн}} \times \delta = 18 \text{ мм}$.

10.1.15. Трубопровід рідинної лінії в насосно-циркуляційній лінії ЦР2

Для розрахунку необхідного діаметру трубопроводу на всмоктувальній лінії задаю швидкість парів холодильного агенту – 0,5 м/с, що не перевищує 1 м/с.

$$V_{\text{н.кол}} = M' \cdot v_8 = 0,319 \cdot 0,113 = 0,036 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Діаметр трубопроводу знаходжу з рівняння:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\omega \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,036}{0,5 \cdot 3,14}} = 0,303 \text{ м}$$

Встановлюю сталеву трубу розмірами $d_{\text{вн}} = 300 \text{ мм}$.

10.1.16. Трубопровід рідинної лінії в насосно-циркуляційній лінії КЦР:

Для розрахунку необхідного діаметру трубопроводу на всмоктувальній лінії задаю швидкість парів холодинного агенту – 0,5 м/с, що не перевищує 1 м/с.

$$V_{\text{н.кол}} = M' \cdot v_8 = 0,474 \cdot 0,046 = 0,0218 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Діаметр трубопроводу знаходжу з рівняння:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\omega \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0218}{0,5 \cdot 3,14}} = 0,236 \text{ м}$$

Встановлюю сталеву трубу розмірами $d_{\text{вн}} = 250 \text{ мм}$.

10.2. Визначення гідравлічних втрат у трубопроводах.

Втрати тиску на тертя:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{тр}}}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} l;$$

де $\lambda_{\text{тр}}$ – коефіцієнт тертя; $d_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр, м; ρ – густина аміака кг/м³; ω – швидкість в трубопроводі м/с; l – довжина трубопроводу.

Коефіцієнт тертя залежить від числа Рейнольдса:

якщо $Re < 2300$ то $\lambda_{\text{тр}}$ визначається за такою формулою:

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{64}{Re}$$

якщо $2300 < Re < 20d/k$ то $\lambda_{тр}$ визначається за такою формулою:

$$\lambda_{тр} = \frac{0,316}{Re^{0,25}}$$

якщо $20d/k < Re$ то $\lambda_{тр}$ визначається за такою формулою:

$$\lambda_{тр} = 0,11 \cdot \left(\frac{k}{d_{вн}} + \frac{64}{Re} \right)^{0,25}$$

де k – шероховатість труб, для нових сталевих труб $k = 0,06$;

$d_{вн}$ – внутрішній діаметр, м; Re – число Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{вн}}{\nu}$$

де ν – кінематична в'язкість аміаку, Па·с, приймається в залежності від густини і температури.

Втрати тиску в місцевих опорах:

$$\Delta P_m = \sum \xi_m \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2};$$

де ξ_m – коефіцієнт місцевого опору; ρ – густина аміаку кг/м³;

ω – швидкість в трубопроводі м/с.

Розраховуємо гідравлічний опір в нагнітальному трубопроводі циркуляційного ресивера РЦ1 принципова схема якого зображена на рисунку 12.1.

Ділянка №1.

Нагнітальний трубопровід має діаметр $d_{вн} = 0,78$ м ; довжину 10 м.

Дійсна швидкість в трубопроводі:

$$\omega = \frac{M}{\rho \cdot f_{тр}} = \frac{0,1154 \cdot 4}{644 \cdot \pi \cdot 0,025^2} = 0,365 \text{ м/с}$$

Втрати тиску на тертя:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{вн}}{\nu} = \frac{0,1 \cdot 0,025}{0,36 \cdot 10^{-6}} = 6944;$$

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 \cdot \left(\frac{k}{d_{\text{вн}}} + \frac{64}{Re} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,06}{0,05} + \frac{64}{6944} \right)^{0,25} = 0,103;$$

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{тр}}}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} l = \frac{0,103}{0,078} \cdot \frac{644 \cdot 0,14^2}{2} \cdot 10 = 8334 \text{ Па.}$$

$$\Delta P_{\text{м}} = 18,5 \cdot \frac{644 \cdot 0,14^2}{2} = 1167 \text{ Па.}$$

Гідравлічний опір ділянка №1:

$$\Delta P_1 = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м}} = 8334 + 1167 = 9504 \text{ Па.}$$

Ділянка №2.

Нагнітальний трубопровід має діаметр $d_{\text{вн}} = 0,05 \text{ м}$; довжину 10 м.

Дійсна швидкість в трубопроводі:

$$\omega = \frac{V}{f_{\text{тр}}} = \frac{0,0306 \cdot 4}{657 \cdot \pi \cdot 0,0015^2} = 0,27 \text{ м/с}$$

Втрати тиску на тертя:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{\text{вн}}}{\nu} = \frac{0,27 \cdot 0,0015}{0,4 \cdot 10^{-6}} = 1012;$$

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 \cdot \left(\frac{k}{d_{\text{вн}}} + \frac{64}{Re} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,06}{0,0015} + \frac{64}{1012} \right)^{0,25} = 0,277;$$

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{тр}}}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} l = \frac{0,277}{0,0015} \cdot \frac{657 \cdot 0,27^2}{2} 10 = 4422 \text{ Па.}$$

$$\Delta P_{\text{м}} = 18,5 \cdot \frac{657 \cdot 0,27^2}{2} = 4430 \text{ Па.}$$

Гідравлічний опір ділянка №2:

$$\Delta P_1 = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м}} = 4422 + 4430 = 8852 \text{ Па.}$$

Ділянка №3.

Нагнітальний трубопровід має діаметр $d_{\text{вн}} = 0,15$ м ; довжину 10 м.

Дійсна швидкість в трубопроводі:

$$\omega = \frac{V}{f_{\text{тр}}} = \frac{0,319 \cdot 4}{683 \cdot \pi \cdot 0,15^2} = 0,26 \text{ м/с}$$

Втрати тиску на тертя:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{\text{вн}}}{\nu} = \frac{0,26 \cdot 0,15}{0,49 \cdot 10^{-6}} = 7959;$$

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 \cdot \left(\frac{k}{d_{\text{вн}}} + \frac{64}{Re} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,06}{0,15} + \frac{64}{7959} \right)^{0,25} = 0,087;$$

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{тр}}}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} l = \frac{0,087}{0,15} \cdot \frac{683 \cdot 0,26^2}{2} 10 = 1338 \text{ Па.}$$

$$\Delta P_{\text{м}} = 18,5 \cdot \frac{683 \cdot 0,26^2}{2} = 2308 \text{ Па.}$$

Гідравлічний опір ділянка №3:

$$\Delta P_1 = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м}} = 1338 + 2308 = 3646 \text{ Па.}$$

11. Вибір насосів

В насосно-циркуляційних схемах установок для перекачування рідкого аміаку використовують герметичні електронасоси. Насос встановлюється якомога ближче до циркуляційного ресивера. Щоб не відбулося википання рідини, необхідно мати надлишковий тиск на вході в насос по відношенню до тиску в циркуляційному ресивері.

Насос для перекачування рідин підбирають по двом основним параметрам: Подачі V ($\text{м}^3 / \text{с}$) та повному тиску P (в Па), що створює насос.

Підберемо насос для циркуляційного ресивера №1. Гідравлічний опір мережі:

$$\Delta P_{\text{мер}} = \Delta P + h \cdot \rho \cdot g = 9504 + 4 \cdot 644 \cdot 9,81 = 34775 \text{ Па.}$$

Потрібний напір насоса (м):

$$H = \frac{\Delta P_{\text{мер}}}{\rho \cdot g} = \frac{34775}{644 \cdot 9,81} = 5,5 \text{ м}$$

Потрібна подача насоса

$$V = \frac{M}{\rho} = \frac{0,1154}{644} \cdot 3600 = 0,645 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Підбираємо насос фірми WITT HRP3232.

Підберемо насос для циркуляційного ресивера №1. Гідравлічний опір мережі:

$$\Delta P_{\text{мер}} = \Delta P + h \cdot \rho \cdot g = 8852 + 4 \cdot 657 \cdot 9,81 = 34632 \text{ Па.}$$

					00 ДП.142.008.022.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	11. Вибір насосів			
Розроб.		Остапенко Д.І.						
Перевір.		Грищенко Р.В.						
Н. контр.								
Затверд.		Петренко В.П.						
						Літ.	Арк.	Аркушів
							144	228
						ХМ – 4 – 4		

Потрібний напір насоса (м):

$$H = \frac{\Delta P_{\text{мер}}}{\rho \cdot g} = \frac{34632}{657 \cdot 9,81} = 5,37$$

Потрібна подача насоса

$$V = \frac{M}{\rho} = \frac{0,0306}{657} \cdot 3600 = 0,16 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Підбираємо насос фірми WITT HRP3232.

Підберемо насос для циркуляційного ресивера №1. Гідравлічний опір мережі:

$$\Delta P_{\text{мер}} = \Delta P + h \cdot \rho \cdot g = 3646 + 4 \cdot 683 \cdot 9,81 = 30447 \text{ Па.}$$

Потрібний напір насоса (м):

$$H = \frac{\Delta P_{\text{мер}}}{\rho \cdot g} = \frac{30447}{683 \cdot 9,81} = 4,54 \text{ м}$$

Потрібна подача насоса

$$V = \frac{M}{\rho} = \frac{0,319}{683} \cdot 3600 = 1,68 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Підбираємо насос фірми WITT HRP3232.

12. Техніко-економічний розрахунок

Споживання електроенергії за рік розраховуємо за формулою:

$$P_{річн} = P_{ел} \cdot n$$

Де n – час роботи компресорів, насосів, вентиляторів в рік при відповідних робочих умовах, год, приймаємо 7800 год (час електровідтайки протягом доби приблизно 15 хв = 90 год/рік).

Таблиця 12.1. Споживання електроенергії холодильним обладнанням

№ п/п	Найменування обладнання	К-сть	Рел, кВт	Σ Рел, кВт	Ррічн, тис. кВт·год
1	Електродвигуни марки АВВ модель МЗВР 250 SMA 2	1	55	55	429,0
2	Електродвигуни марки АВВ модель МЗВР 160 SMA 2	1	15	15	117,0
3	Електродвигуни марки АВВ модель МЗВР 200 SMA 2	1	30	30	234,0
4	Насос WITT HRP3232	3	1	3	23,4
5	Вентилятори повітроохолодників:				
	GACC FP 050.1/1SN/HNA7A.UNNN28	28	0,75	21,0	163,8
	GACV FP 045.1JF/2A-70.A-156J.0CJM	76	0,47	35,72	278,62
	GACV FP 050.1JF/1E-40.A-15PT.2FUM	28	0,4	11,2	87,36
	GACV FP 045.1HF/2A-40.A-1562.0CJM	1	0,92	0,92	7,2
	GACV FP 045.1HF/2A-40.A-1562.0CJM	22	0,4	8,8	68,64

					00 ДП.142.008.022.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Остапенко Д.І.			12. Техніко-економічний розрахунок		Літ.	Арк.
Перевір.		Грищенко Р.В.						Аркушів
Н. контр.							146	228
Затверд.		Петренко В.П.					ХМ – 4 – 4	

6	Електровідтайка повітроохолодників				
	GACC FP 050.1/1SN/HNA7A.UNNN28	28	0,47	13,16	102,65
	GACV FP 045.1JF/2A-70.A- 156J.0CJM	76	0,75	57,0	444,6
	GACV FP 050.1JF/1E-40.A- 15PT.2FUM	28	0,92	25,76	200,93
	GACV FP 045.1HF/2A-40.A- 1562.0CJM	1	0,4	0,4	3,12
	GACV FP 045.1HF/2A-40.A- 1562.0CJM	22	0,4	8,8	68,64
Річна витрата електроенергії					2228,96

Річне споживання електроенергії холодильником і компресорним цехом даного холодильника становить:

$$P_{річн} = 2228,96 \text{ кВт} \cdot \text{год}.$$

Ціна за 1 кВт/год електроенергії становить: $C_{ел} = 5,6 \text{ грн}.$

Визначаємо річні витрати на споживання електричної енергії за проектними розрахунками:

$$B_{ел.р} = P_{річн} \cdot C_{ел} = 2228,96 \cdot 5,6 = 12482,18 \text{ тис. грн}$$

Кількість виробленого холоду за рік

$$P_{хол} = t_{роб} \cdot Q_0 = 22 \cdot 328 \cdot 982 = 7086,12 \text{ МВт}$$

Вартість одиниці холоду:

$$C = \frac{B_{ел.р}}{P_{хол}} = \frac{12482,18}{7086,12} = 1,76 \frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$$

13. Комплексне енергетичне моделювання з використанням IES VE.

Розділ присвячений складській частині підприємства, яка складається з камер зберігання охолодженого і замороженого продукту, та коридорну частину з температурним режимом 10°C.

13.1. Призначення BEM-modeling

Комплексне проектування будівлі включає в себе всі етапи створення просторової моделі будівлі з оптимальними характеристиками його оболонки і ефективним енергоспоживанням, а також спостереження результатів експлуатації після будівництва об'єкта, тобто охоплює всі етапи життєвого циклу будівлі. Взаємозв'язок технологій BIM та енергомодельовання будівель BEM (Building Energy Modeling) в проектуванні дозволяє продумати всі процеси всередині змодельованого простору і впровадити їх на практиці. Програмний комплекс IES VE дозволяє структурувати всі елементи моделі в певні групи, аналізувати їх окремо і разом, одночасно опрацьовуючи просторові елементи всіх розділів робочої документації в одній системі. Застосування BEM-технології ґрунтується на розрахунках енергоспоживання будівлі, які дозволяють моделювати всі складові системи енергопостачання. За допомогою цього інструменту проектування можна задавати параметри обладнання, а також кліматичні умови, режими експлуатації будівлі, характеристики оболонки і інші параметри, і розраховувати як споживання енергії обладнанням, так і її вироблення. Отже, при проектуванні, будівництві і експлуатації енергоефективних будівель важливо застосовувати сучасні методи BEM-моделювання в комплексі. Визначення відповідних функціональних завдань та їх структурування за критерієм енергоефективності, дозволяє впроваджувати такі системи та процеси, які необхідні для постійного підвищення енергоефективності, розроблення енергетичної політики, визначення стратегічних цілей щодо енергоефективної діяльності підприємств та організацій відповідно до законодавства та інших вимог.

					00 ДП.142.008.022.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	13. Комплексне енергетичне моделювання з використанням IES VE.	Літ.	Арк.	Аркушів
Розроб.		Остапенко Д.І.						
Перевір.		Грищенко Р.В.					148	228
Н. контр.						ХМ – 4 – 4		
Затверд.		Петренко В.П.						

Вимоги до встановлення, впровадження, обслуговування та вдосконалення системи енергомодельовання, дозволять суб'єктам господарювання дотримуватися системного підходу в досягненні послідовного поліпшення енергетичної системи, включаючи енергоефективність, енергетичну безпеку та енергоспоживання. Вдале застосування механізму впровадження системи енергомодельовання багато в чому залежить від функціональності, зручності та технічних можливостей програмного забезпечення, що використовується в цій галузі.

ВЕМ — це моделювання фізичних процесів в будівлі. ВЕМ приймає як вхідні дані: опис будівлі, включаючи архітектурні рішення; будівельні матеріали та освітлення; опалення; вентиляцію; кондиціювання; охолодження; нагрівання води та конфігурації систем відновлюваної генерації; ефективність компонентів і стратегії керування. Модель також містить описи використання та роботи будівлі, включаючи графіки заповнюваності, освітлення, навантажень і налаштувань термостата. Як результат ВЕМ поєднує ці вхідні дані з інформацією з локальних погодних файлів та використовує фізичні рівняння для розрахунку теплових навантажень, реакції системи на ці навантаження та кінцевого використання енергії разом із відповідними показниками, такими як витрати на енергію. ВЕМ виконує обчислення моделі на цілий рік на погодинній або коротшій основі.

Програми ВЕМ відповідають на запитання, на які неможливо відповісти іншими засобами. Основні випадки використання включають наступне:

- **Архітектурне проектування.** Архітектори використовують ВЕМ для проектування енергоефективних будівель, зокрема для визначення кількісних компромісів між початковими витратами на будівництво та експлуатаційними витратами на енергію. У багатьох випадках ВЕМ може зменшити витрати на електроенергію та попередні витрати на будівництво.

- **Проектування та експлуатація систем опалення, вентиляції і кондиціювання повітря.** Системи опалення, вентиляції та кондиціювання комерційних будівель можуть бути великими та складними. ВЕМ допомагає інженерам-механікам проектувати системи опалення, вентиляції та кондиціювання, які найбільше відповідають реальним тепловим навантаженням.

- **Рейтинг ефективності будівлі:** ВЕМ можна використовувати для оцінки внутрішніх характеристик будівлі, одночасно контролюючи її конкретне використання та експлуатацію. Внутрішній рейтинг продуктивності є основою для отримання зеленої сертифікації та фінансових стимулів від держави чи інших грантових програм.

- **Аналіз будівельного фонду:** аналіз ВЕМ на моделях прототипів підтримує розробку енергетичних кодексів і стандартів і допомагає таким організаціям, як комунальні служби та місцеві органи влади, планувати масштабні програми енергоефективності.

З'являються нові випадки використання, оскільки ВЕМ стає потужнішим і простішим у використанні.

13.2. Програмне забезпечення IES VE

IES — глобальна кліматична технологічна компанія, яка надає інноваційні рішення та консультаційні послуги для зниження викидів вуглецю. Протягом останніх 29 років вони заробили репутацію провідного світового інноватора в інтегрованому аналізі ефективності, і зараз мають найбільшу аналітичну команду з будівельної фізики у світі.

ApacheSim — це інструмент динамічного теплового моделювання, який використовується безпосередньо всередині програми для оцінки енергоефективності будівель. Він відповідає міжнародним стандартам і допомагає декарбонізувати будівлі. Моделювання з кроком менше години дозволяє точно оцінювати будівельні компоненти, сонячне випромінювання на поверхнях, температуру поверхні та радіаційний обмін. Аналіз на річному, місячному, погодинному та субгодинному рівнях дозволяє оцінювати пасивну продуктивність, теплову масу та розподіл температури. ApacheSim використовує моделі процесів теплообміну та погодні дані для створення віртуального представлення реальної будівлі. Він враховує сонячне випромінювання та мережу тиску для оцінки природної та механічної вентиляції, а також аналізує денне та штучне освітлення для прогнозування енергоспоживання. Інструмент також допомагає вибирати системи опалення, вентиляції та кондиціонування повітря, включаючи відновлювані джерела енергії.

Параметри аналізу включають:

- Час аналізу до 1 хвилини, а створення звіту — до 6 хвилин;
- Моделювання систем опалення, вентиляції та кондиціонування повітря на різних етапах проекту;
- Розрахунки сонячного проникнення та доступності денного світла для точнішого аналізу;
- Моделі теплопередачі для внутрішньої та зовнішньої конвекції, скління та випромінювання;
- Advanced Tariff Analysis для встановлення складних тарифів на комунальні послуги;
- Моделювання теплообміну ґрунту.

Результати аналізу можна перевірити за допомогою VistaPro, де дані відображаються разом із використаними погодними даними. Результати доступні у вигляді графіків та таблиць на рівні будівлі, кімнати або поверхні, включаючи:

- Температури: повітря, середня, радіаційна, суха, результуюча.
- Навантаження на приміщення: опалення, охолодження, зволоження, осушення.
- Розподіл навантажень: випадкові та сонячні прирости, втрати провідності та вентиляції.
- Споживання енергії: річне, щомісячне, погодинне.
- Звіт про опалення та охолодження: місячний підсумок енергоспоживання, викиди CO₂, перевірки комфорту та розподіл пікових навантажень.
- Енергетичний звіт: графічне резюме енергетичного моделювання, включаючи кінцеве споживання енергії, інформаційну панель річного споживання, діаграму інтенсивності енергоспоживання та енергетичні потоки Sankey, огляд пов'язаних витрат та пікового споживання енергії.

Інформацію взято з офіційного сайту IES:

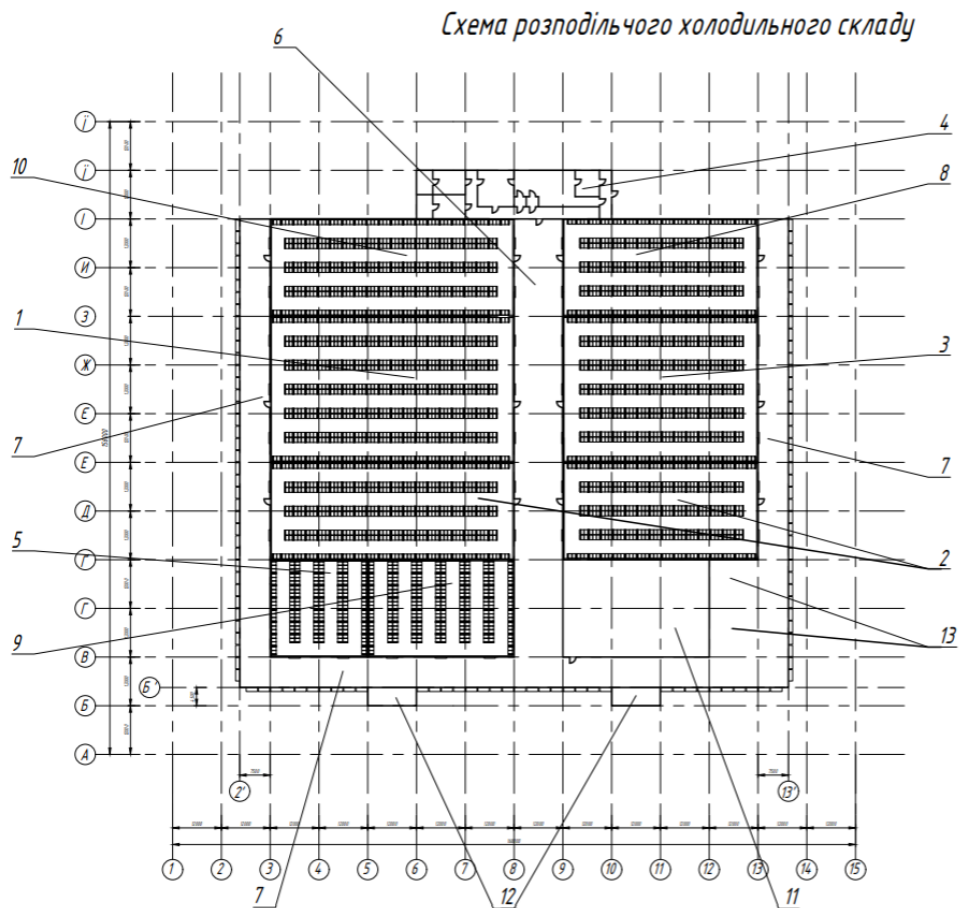
<https://www.iesve.com/software/virtual-environment>

13.3. Створення 3-D моделі

Створення 3D моделі у програмному забезпеченні IES VE відкриває широкі можливості для аналізу та оптимізації енергоефективності будівельних об'єктів. IES VE є потужним інструментом, який надає експертам у галузі будівництва засоби для швидкого та точного теплового моделювання будівель будь-якого розміру та складності. Однією з його ключових переваг є висока сумісність з іншими інструментами та технологіями, зокрема з Building Information Modeling (BIM), що дозволяє легко інтегрувати дані та спрощує процес проектування та аналізу.

Згідно плану розміщення камер склад містить у собі камери зберігання заморожених продуктів, таких як птиця, риба, м'ясо, а також камери для зберігання охолоджених сичужних та розсільних сирів. Це складна система, яка потребує детального моделювання для аналізу теплового режиму та енергоефективності.

Першим кроком у роботі з програмою IES VE було створення 3D моделі складу. З використанням розробленої схеми та вхідних даних про будівлю, створено детальну модель, відображаючи всі елементи складу та їх параметри, що включає в себе розташування та розміри камер (рис.13.1.).



Поз.	Найменування	Тех. характер.	К.л.
1	Камера зберігання птиці	$F=2160\text{ м}^2$	1
2	Камера зберігання риби та морепродуктів	$F_1=1440\text{ м}^2$; $F_2=1152\text{ м}^2$	2
3	Камера зберігання м'яса у блоках	$F=1728\text{ м}^2$	1
4	Службове приміщення	$F_{\text{нов}}=576\text{ м}^2$	1
5	Камера зберігання вершкового масла	$F=576\text{ м}^2$	1
6	Коридор (експедиційно-вагова)	$F=1296\text{ м}^2$	1
7	Платформа автомобільна	$F=2632,5\text{ м}^2$	1
8	Камера для зберігання сирів	$F=1152\text{ м}^2$	1
9	Камера універсальна №1	$F=576\text{ м}^2$	1
10	Камера зберігання розсілених сирів	$F=1440\text{ м}^2$	1
11	Машинне приміщення	$F=864\text{ м}^2$	1
12	Оглядний майданчик	$F=54\text{ м}^2$	2
13	Сектори парковки та підзарядки електроштраблерів	$F=288\text{ м}^2$	2

Рис.13.1. Зображення схеми розподільчого холодильного складу у програмі IES VE

Було також створено ізометричне зображення складу холодильного зберігання. Це зображення відображає побудову камери для зберігання продуктів у формі тривимірного рисунку, що дозволяє наочно зрозуміти її структуру та організацію. Ізометричне зображення надає можливість кращого уявлення про розміри, форму та розташування різних елементів камери.

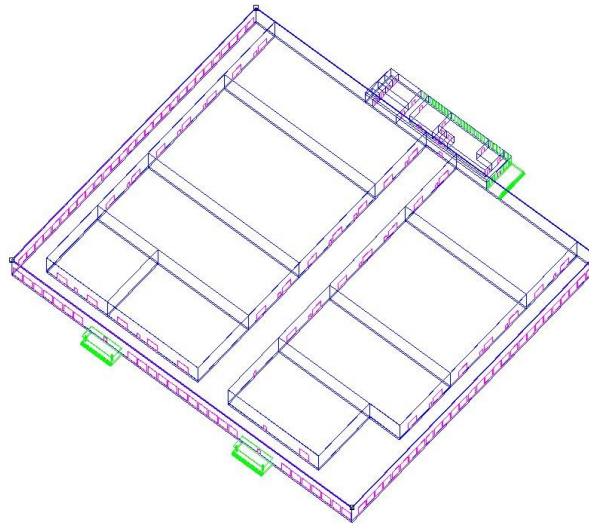


Рис.13.2. Ізометричне зображення розподільчого холодильного складу у програмі IES VE

В результаті було створено тривимірне зображення складу холодильного зберігання. Це дозволило відобразити всі деталі та особливості камери у тривимірному просторі, що полегшує сприйняття її конструкції та організації, що наведено нижче:

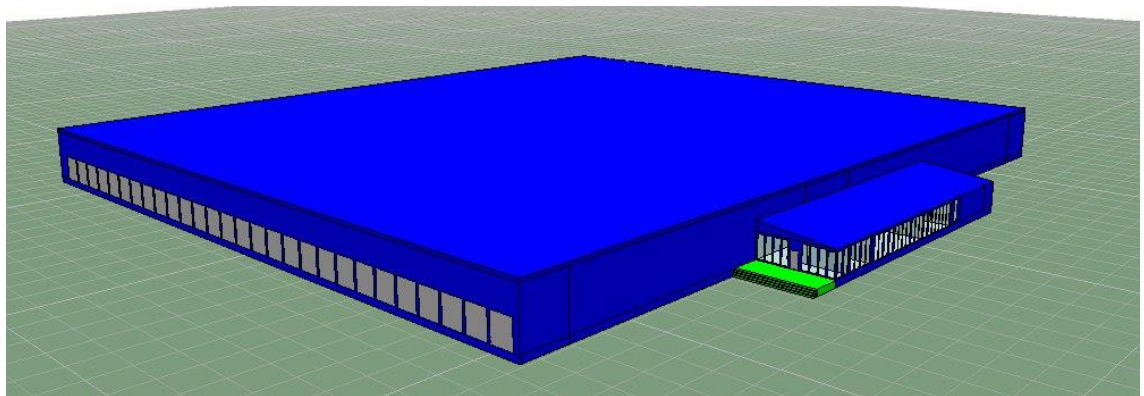


Рис.13.3. 3-D зображення розподільчого холодильного складу у програмі IES VE

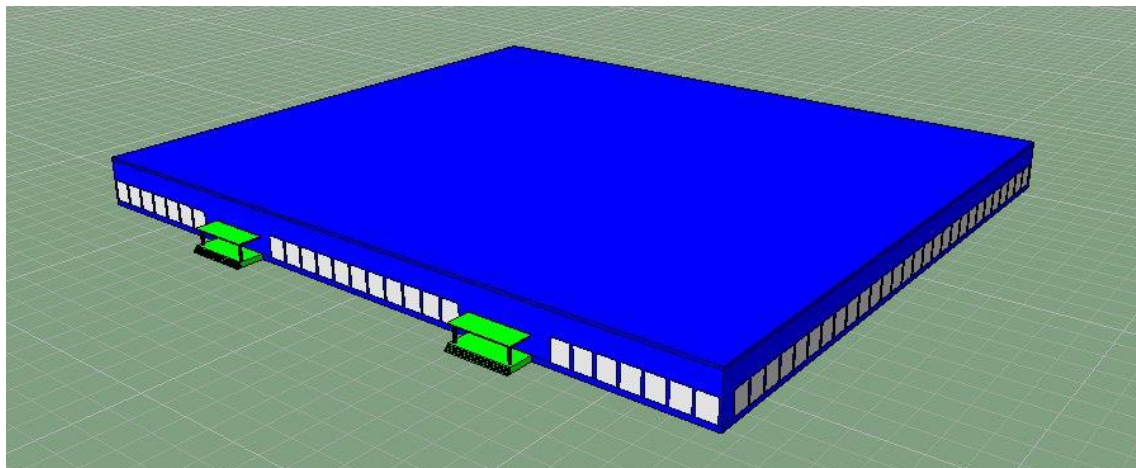


Рис.13.4. 3-D зображення розподільчого холодильного складу у програмі IES VE (південної сторони)

13.4.Погодний профайл

Однією з важливих функцій IES VE є можливість використовувати вбудовані погодні файли, які задають кліматичні умови для конкретних місцевостей. Ці файли містять детальну інформацію про погодні умови, що дозволяє точніше моделювати та аналізувати енергетичні характеристики будівель.

Вбудовані погодні файли в IES VE включають різноманітні кліматичні дані, які мають велике значення для енергетичного аналізу будівель. До цих даних відносяться:

- **Середні місячні температури:** Ці дані дозволяють моделювати, як змінюється температура впродовж року. Середні місячні температури використовуються для оцінки опалювальних та охолоджувальних навантажень будівлі.
- **Кількість сонячних днів:** Інформація про кількість сонячних днів надає уявлення про рівень сонячної радіації, яку може отримувати будівля. Це важливо для розрахунку пасивного сонячного нагріву та проектування систем сонячної енергії.
- **Добові залежності температури:** Ці дані показують, як температура змінюється протягом доби. Вони є ключовими для оцінки комфортних умов всередині будівлі та для проектування систем опалення, вентиляції та кондиціонування повітря (HVAC).

Погодні файли в даному проєкті базуються на нормах Американського товариства інженерів з опалення, охолодження та кондиціонування повітря (ASHRAE). ASHRAE є провідною організацією, що встановлює стандарти в галузі будівельних систем, енергоефективності, внутрішнього середовища та сталого розвитку. Норми ASHRAE включають дані про кліматичні умови для різних географічних регіонів, що забезпечує високу точність моделювання.

Переваги використання вбудованих погодних файлів:

- Застосування вбудованих погодних файлів у IES VE дозволило створити точну енергетичну модель холодильного складу. Наприклад, знаючи середні місячні температури та добові залежності температури, можна визначити оптимальні параметри теплоізоляції, вибрати відповідні матеріали для будівельних конструкцій та спланувати ефективні системи опалення та кондиціонування повітря.

- Інформація про кількість сонячних днів допоможе у проектуванні систем сонячної енергії, таких як сонячні панелі чи сонячні колектори, які згодом можна буде встановити на об'єкті для зменшення вуглецевого сліду будівлі, споживання електроенергії з державної енергосистеми в умовах дефіциту генерації на території України, а також для зменшення додаткового перегріву поверхні від сонячного випромінювання, якщо розмістити їх на даху, або для оцінки даного виду теплонадходження, що може зменшити потребу в традиційних системах опалення.

- Точність: Дані ASHRAE є результатом ретельних досліджень і вимірювань, що гарантує їх високу точність. Це дозволяє інженерам отримувати достовірні результати моделювання.

- Універсальність: Погодні файли охоплюють різноманітні кліматичні умови для різних регіонів світу, що робить їх корисними для проектування будівель у будь-якій місцевості.

Дані, наведені на рис. 13.5. та 13.6., використовуються у погодному файлі системи IES VE для точного моделювання кліматичних умов конкретної місцевості. Рис. 13.5. показує географічні умови розташування та налаштування сезонності. Рис. 13.6. демонструє залежності температури, що важливо для розрахунку пасивного сонячного нагріву та оптимізації систем опалення, охолодження.

ApLocate - distrib 20.05

Location & Site Data | Design Weather Data | Simulation Weather Data | Simulation Calendar

Location Data

Location: Kyiv, Ukraine

Wizard... Location Only Map

Latitude (°): 50.39 N

Longitude (°): 30.54 E

Elevation (m): 167.0

Time zone: 2 (hours ahead of GMT)

Daylight saving time

Time adjustment (hours): 1

From: April Through: October

Adj. for other months: 0

Site Data

Ground reflectance: Seasonal Suggested values...

Summer: 0.20 Winter: 0.20

From: April Through: October

Terrain type method: ASHRAE 2001

Terrain type: Suburbs

Ext CO2 Concentration: 400.0 ppm

Wind exposure: Normal (for CIBSE Heating Loads)

Reference air density: 1.200 kg/m? ☒ Standard ☐ Custom ☐ Derived

Рис 13.5. Таблица наладування погодного файлу в IES VE

ApLocate - distrib 20.05

Location & Site Data | Design Weather Data | Simulation Weather Data | Simulation Calendar

Selection Wizard... Add to custom database

Design Weather Data Source and Statistics

Source of design weather: ASHRAE design weather database v7.0
 ASHRAE weather location: Kyiv, Ukraine (333450)
 Annual percentile for Heating Loads design weather (%): 99.60
 Monthly percentile for Cooling Loads design weather (%): 0.40

Heating Loads Weather Data

Outdoor Winter Design Temperature (°C): -16.90

Cooling Loads Weather Data

Adjust max. outside temps (°C)... Display: ☒ ASHRAE / ☐ CIBSE

Dry-bulb: 34.60 Hourly temp. variation: ☐ Sinusoidal / ☒ ASHRAE standard

Wet-bulb: 21.50 Apply Time lag: 3.00 hour(s)

	Min Tdb (°C)	Max Tdb (°C)	Min Twb (°C)	Twb at Max Tdb (°C)
January	3.10	7.80	1.40	5.40
February	3.20	10.00	1.60	6.60
March	5.20	16.40	2.70	9.50
April	12.50	25.00	8.90	15.10
May	17.20	29.90	13.00	18.50
June	19.00	31.20	14.70	20.00
July	20.80	33.10	16.50	21.50
August	21.10	34.60	15.30	20.60
September	15.50	29.00	12.00	18.10
October	11.10	22.90	8.10	15.20
November	8.90	16.00	6.70	11.90
December	4.60	10.10	4.20	8.70

Plot design day: Graphs Tables

Рис 13.6. Показники розрахункової температури за даними ASHRAE

13.5. Показники налаштувань системи

У таблиці 13.1. наведені загальні показники, які використовуються для розрахунків у системі IES VE. До цих показників відносяться:

- **Стандартний шаблон (Thermal Template):** Це базові параметри, за якими проводяться розрахунки енергетичних характеристик будівлі. Шаблон включає стандартні умови використання та параметри систем опалення, вентиляції і кондиціонування повітря (HVAC).

- **Об'єм приміщення:** Цей показник визначає об'єм повітря всередині приміщення, що необхідно для точного розрахунку теплових навантажень та ефективності систем вентиляції.

- **Площа камери:** Вона відображає загальну площу приміщення або зони, яка аналізується. Цей параметр важливий для визначення теплових втрат через огорожувальні конструкції та для розрахунку необхідної потужності систем HVAC.

Таб 13.1.

☐	Space ID	Space Name	Space Sub Type	General Template	Thermal Template	Volume (m³)	Floor Area (m²)	Include in building floor area?	Floor Lettable Area (%)
☐	ST000000	a storage chamber for rennet ch...	Room	default	Room (ApSys, metric)	9216.000	1152.000	Yes	100
☐	MT000000	meat storage chamber in blocks	Room	default	Room (ApSys, metric)	13824.000	1728.000	Yes	100
☐	FS000000	fish storage chamber 1	Room	default	Room (ApSys, metric)	9216.000	1152.000	Yes	100
☐	FS000001	fish storage chamber 2	Room	default	Room (ApSys, metric)	11520.000	1440.000	Yes	100
☐	PL000000	poultry storage chamber	Room	default	Room (ApSys, metric)	17280.000	2160.000	Yes	100
☐	ST000001	a storage chamber for pickled ch...	Room	default	Room (ApSys, metric)	11520.000	1440.000	Yes	100
☐	BT000000	butter storage chamber	Room	default	Room (ApSys, metric)	4608.000	576.000	Yes	100
☐	NV000000	universal cold storage chamberr	Room	default	Room (ApSys, metric)	6912.000	864.000	Yes	100
☐	NG000000	engine compartment	Room	default	Room (ApSys, metric)	6912.000	864.000	Yes	100
☐	CR000000	corridor and car platform	Room	default	Room (ApSys, metric)	33732.000	4216.500	Yes	100

У таблиці 13.2. наведені показники потоку повітря, зокрема інфільтрація, які були автоматично визначені та рекомендовані програмою IES VE. Ці показники включають:

- **Інфільтрація:** Це обсяг повітря, що природно проникає в приміщення через щілини, отвори та інші невеликі прорізи в огорожувальних конструкціях. Інфільтрація враховується при розрахунку теплових навантажень, оскільки вона впливає на втрати тепла взимку та теплоприбутки влітку;

- **Потоки повітря:** Дані про потоки повітря включають кількість повітря, що надходить і виходить з приміщення через системи вентиляції. Ці показники важливі для забезпечення комфорту та якості повітря всередині будівлі.

Програма IES VE автоматично визначає та рекомендує ці показники на основі стандартних моделей і розрахунків, що дозволяє користувачам отримувати точні дані для енергетичного аналізу та оптимізації систем опалення, вентиляції та кондиціонування повітря.

Таб 13.2.

☐	Space ID	Space Name	HVAC Methodology	Flow Rate (ac/hr)	Flow Rate (l/s)	Flow Rate (l/(s·m²))	Flow Rate (l/s/person)
☐	ST000000	a storage chamber for rennet ch...	ApSys	0.3600	921.6000	0.8000	115.2000
☐	MT000000	meat storage chamber in blocks	ApSys	0.3600	1382.4000	0.8000	115.2000
☐	FS000000	fish storage chamber 1	ApSys	0.3600	921.6000	0.8000	115.2000
☐	FS000001	fish storage chamber 2	ApSys	0.3600	1152.0000	0.8000	115.2000
☐	PL000000	poultry storage chamber	ApSys	0.3600	1728.0000	0.8000	123.4286
☐	ST000001	a storage chamber for pickled ch...	ApSys	0.3600	1152.0000	0.8000	115.2000
☐	BT000000	butter storage chamber	ApSys	0.3600	460.8000	0.8000	115.2000
☐	NV000000	universal cold storage chamberr	ApSys	0.3600	691.2000	0.8000	86.4000
☐	NG000000	engine compartment	ApSys	0.3600	691.2000	0.8000	115.2000
☐	CR000000	corridor and car platform	ApSys	0.3600	3373.2000	0.8000	168.6600

У таблиці 13.3. наведені показники температури спрацювання обігріву для різних зон, таких як камери холодильного зберігання, коридору, автомобільної платформи та машинного відділення.

Таб 13.3.

☐	Space ID	Space Name	Heating operation profile	Heating Setpoint (°C)
☐	MT000000	meat storage chamber in blocks	off continuously	-20.0
☐	FS000000	fish storage chamber 1	off continuously	-20.0
☐	FS000001	fish storage chamber 2	off continuously	-20.0
☐	PL000000	poultry storage chamber	off continuously	-20.0
☐	ST000001	a storage chamber for pickled ch...	off continuously	0.0
☐	BT000000	butter storage chamber	off continuously	-20.0
☐	ST000000	a storage chamber for rennet ch...	on continuously	0.0
☐	NV000000	universal cold storage chamberr	on continuously	0.0
☐	NG000000	engine compartment	on continuously	10.0
☐	CR000000	corridor and car platform	on continuously	10.0

У таблиці 13.4. визначені температури роботи системи охолодження для кожного приміщення камери:

Таб 13.4.

☐	Space ID	Space Name	Cooling operation profile	Cooling Setpoint (°C)
☐	MT000000	meat storage chamber in blocks	on continuously	-20.0
☐	FS000000	fish storage chamber 1	on continuously	-20.0
☐	FS000001	fish storage chamber 2	on continuously	-20.0
☐	PL000000	poultry storage chamber	on continuously	-20.0
☐	ST000001	a storage chamber for pickled ch...	on continuously	0.0
☐	BT000000	butter storage chamber	on continuously	-20.0
☐	ST000000	a storage chamber for rennet ch...	on continuously	0.0
☐	NV000000	universal cold storage chamberr	on continuously	0.0
☐	NG000000	engine compartment	on continuously	10.0
☐	CR000000	corridor and car platform	on continuously	10.0

Наступними параметрами, що були задані у моделюванні системи IES VE, є внутрішні теплонадходження, які відіграють ключову роль у точному енергетичному аналізі та оптимізації систем HVAC. Ці параметри включають:

1. Теплонадходження від освітлення (таблиця 13.5.)

Час роботи освітлення заданий профайлом "Annual lighting in a camera". Цей профайл тісно пов'язаний з робочими змінами на підприємстві і відображає інтенсивність роботи освітлення протягом різних періодів дня. Графік роботи освітлення показаний на рис. 13.5., який ілюструє, як освітлення змінюється в залежності від часу доби (де 1 – це 100% потужності роботи системи, а 0 – це 0% відповідно). Це дозволяє моделі враховувати реальні умови роботи освітлювальної системи, що важливо для оцінки теплових надходжень від ламп та інших освітлювальних приладів. Оскільки освітлення може значно впливати на загальне теплове навантаження будівлі, правильне його врахування допомагає у визначенні ефективних стратегій управління енергією.

Таб 13.5.

☐	Space ID	Space Name	Space Sub Type	Gain 1 Reference	Gain 1 Input Mode	Gain 1 Max. Sensible Gain (W/m²)	Gain 1 Max. Sensible Gain (W)	Gain 1 Max. Power Consumption (W/m²)	Gain 1 Max. Power Consumption (W)
☐	BT000000	butter storage chamber	Room	Fluorescent Lighting	W/m²	1.500	864.000	1.500	864.000
☐	CR000000	corridor and car platform	Room	Fluorescent Lighting	W/m²	1.500	6324.750	1.500	6324.750
☐	FS000000	fish storage chamber 1	Room	Fluorescent Lighting	W/m²	1.500	1728.000	1.500	1728.000
☐	FS000001	fish storage chamber 2	Room	Fluorescent Lighting	W/m²	1.500	2160.000	1.500	2160.000
☐	MT000000	meat storage chamber in blocks	Room	Fluorescent Lighting	W/m²	1.500	2592.000	1.500	2592.000
☐	NG000000	engine compartment	Room	Fluorescent Lighting	W/m²	1.500	1296.000	1.500	1296.000
☐	NV000000	universal cold storage chamberr	Room	Fluorescent Lighting	W/m²	1.500	1296.000	1.500	1296.000
☐	PL000000	poultry storage chamber	Room	Fluorescent Lighting	W/m²	1.500	3240.000	1.500	3240.000
☐	ST000000	a storage chamber for rennet ch...	Room	Fluorescent Lighting	W/m²	1.500	1728.000	1.500	1728.000
☐	ST000001	a storage chamber for pickled ch...	Room	Fluorescent Lighting	W/m²	1.500	2160.000	1.500	2160.000

Таб 13.6.

☐	Space ID	Space Name	Space Sub Type	Gain 1 Variation Profile	Gain 1 Dimming Profile
☐	BT000000	butter storage chamber	Room	Annual lightning in a camera Profile	Annual lightning in a camera Profile
☐	CR000000	corridor and car platform	Room	Annual lightning in a camera Profile	Annual lightning in a camera Profile
☐	FS000000	fish storage chamber 1	Room	Annual lightning in a camera Profile	Annual lightning in a camera Profile
☐	FS000001	fish storage chamber 2	Room	Annual lightning in a camera Profile	Annual lightning in a camera Profile
☐	MT000000	meat storage chamber in blocks	Room	Annual lightning in a camera Profile	Annual lightning in a camera Profile
☐	NG000000	engine compartment	Room	Annual lightning in a camera Profile	Annual lightning in a camera Profile
☐	NV000000	universal cold storage chamberr	Room	Annual lightning in a camera Profile	Annual lightning in a camera Profile
☐	PL000000	poultry storage chamber	Room	Annual lightning in a camera Profile	Annual lightning in a camera Profile
☐	ST000000	a storage chamber for rennet ch...	Room	Annual lightning in a camera Profile	Annual lightning in a camera Profile
☐	ST000001	a storage chamber for pickled ch...	Room	Annual lightning in a camera Profile	Annual lightning in a camera Profile

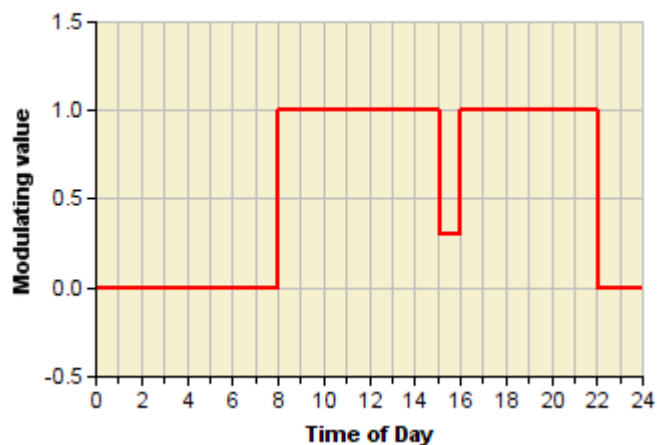


Рис.13.7. Графік роботи освітлення

2. Теплонадходження від персоналу (таблиця 13.7.)

У таблиці 13.7. враховані теплонадходження від персоналу, які є важливою складовою внутрішніх теплових навантажень будівлі. Перебування персоналу задано згідно їх робочої зміни, що дозволяє точно моделювати їх вплив на загальне теплове навантаження. Це включає періоди, коли працівники знаходяться у приміщенні, та їхню активність, яка сприяє виділенню тепла.

Таб 13.7.

☐	Space ID	Space Name	Space Sub Type	Gain 2 Input Mode	Gain 2 Occupancy (m ² /person)	Gain 2 Occupancy (People)	Gain 2 Max. Sensible Gain (W)	Gain 2 Max. Sensible Gain (W/person)	Gain 2 Max. Latent Gain (W)	Gain 2 Max. Latent Gain (W/person)	Gain 2 Variation Profile
☒	BT000000	butter storage chamber	Room	People	144.000	4	1400.000	350.000	0.000	0.000	☐ Annual occupation of people in a camer...
☐	CR000000	corridor and car platform	Room	People	210.825	20	7000.000	350.000	0.000	0.000	☐ Annual occupation of people in a camer...
☐	FS000000	fish storage chamber 1	Room	People	144.000	8	2800.000	350.000	0.000	0.000	☐ Annual occupation of people in a camer...
☐	FS000001	fish storage chamber 2	Room	People	144.000	10	3500.000	350.000	0.000	0.000	☐ Annual occupation of people in a camer...
☐	MT000000	meat storage chamber in blocks	Room	People	144.000	12	4200.000	350.000	0.000	0.000	☐ Annual occupation of people in a camer...
☐	NG000000	engine compartment	Room	People	144.000	6	2100.000	350.000	0.000	0.000	☐ Annual occupation of people in a camer...
☐	NV000000	universal cold storage chamberr	Room	People	108.000	8	2800.000	350.000	0.000	0.000	☐ Annual occupation of people in a camer...
☐	PL000000	poultry storage chamber	Room	People	154.286	14	4900.000	350.000	0.000	0.000	☐ Annual occupation of people in a camer...
☐	ST000000	a storage chamber for rennet ch...	Room	People	144.000	8	2800.000	350.000	0.000	0.000	☐ Annual occupation of people in a camer...
☐	ST000001	a storage chamber for pickled ch...	Room	People	144.000	10	3500.000	350.000	0.000	0.000	☐ Annual occupation of people in a camer...

3. Теплонадходження від електричних навантажувачів (таблиця 13.8.)

Робота електричних навантажувачів (таблиця 13.8. та 13.9.) задана профайлом, який також пов'язаний з робочим часом персоналу по змінах. Це означає, що теплові навантаження від роботи навантажувачів враховуються відповідно до графіка роботи працівників. Навантажувачі часто використовуються для переміщення товарів у складських приміщеннях і холодильних камерах, і їхня робота створює значні теплові навантаження. Враховуючи ці параметри, система IES VE може точно моделювати теплове навантаження, що дозволяє більш точно прогнозувати енергоспоживання та оптимізувати роботу охолоджувальних систем.

Таб 13.8.

☐	Space ID	Space Name	Space Sub Type	Gain 3 Type	Gain 3 Reference	Gain 3 Input Mode	Gain 3 Max. Sensible Gain (W/m²)	Gain 3 Max. Sensible Gain (W)
☒	BT000000	butter storage chamber	Room	Machinery	New Machinery	W	11.806	6800.000
☐	CR000000	corridor and car platform	Room	Machinery	New Machinery	W	20.159	85000.000
☐	FS000000	fish storage chamber 1	Room	Machinery	New Machinery	W	8.854	10200.000
☐	FS000001	fish storage chamber 2	Room	Machinery	New Machinery	W	9.444	13600.000
☐	MT000000	meat storage chamber in blocks	Room	Machinery	New Machinery	W	7.870	13600.000
☐	NG000000	engine compartment	Room	Machinery	New Machinery	W	0.000	0.000
☐	NV000000	universal cold storage chamberr	Room	Machinery	New Machinery	W	7.870	6800.000
☐	PL000000	poultry storage chamber	Room	Machinery	New Machinery	W	6.296	13600.000
☐	ST000000	a storage chamber for rennet ch...	Room	Machinery	New Machinery	W	8.854	10200.000
☐	ST000001	a storage chamber for pickled ch...	Room	Machinery	New Machinery	W	7.083	10200.000

Таб 13.9.

☐	Space ID	Space Name	Space Sub Type	Gain 3 Max. Latent Gain (W/m²)	Gain 3 Max. Latent Gain (W)	Gain 3 Max. Power Consumption (W/m²)	Gain 3 Max. Power Consumption (W)
☒	BT000000	butter storage chamber	Room	0.000	0.000	23.090	13300.000
☐	CR000000	corridor and car platform	Room	0.000	0.000	25.234	106400.000
☐	FS000000	fish storage chamber 1	Room	0.000	0.000	23.090	26600.000
☐	FS000001	fish storage chamber 2	Room	0.000	0.000	18.472	26600.000
☐	MT000000	meat storage chamber in blocks	Room	0.000	0.000	23.090	39900.000
☐	NG000000	engine compartment	Room	0.000	0.000	0.000	0.000
☐	NV000000	universal cold storage chamberr	Room	0.000	0.000	15.394	13300.000
☐	PL000000	poultry storage chamber	Room	0.000	0.000	18.472	39900.000
☐	ST000000	a storage chamber for rennet ch...	Room	0.000	0.000	23.090	26600.000
☐	ST000001	a storage chamber for pickled ch...	Room	0.000	0.000	18.472	26600.000

4. Теплонадходження від електричних двигунів компресорів (таблиця 13.10.)

Робочий час електричних двигунів компресорів заданий як "on continuously". Це означає, що компресори працюють постійно, оскільки неможливо повноцінно спрогнозувати розподіл теплових навантажень, які виникають через надходження продукту, відкриття дверей та інші фактори в централізованій системі холодопостачання. Постійна робота компресорів забезпечує стабільну роботу системи холодопостачання, але також створює постійне теплове навантаження.

Таб 13.10.

☐	Space ID	Space Name	Space Sub Type	Gain 4 Type	Gain 4 Reference	Gain 4 Input Mode	Gain 4 Max. Latent Gain (W)	Gain 4 Max. Latent Gain (W/m²)	Gain 4 Max. Power Consumption (W)
☒	BT000000	butter storage chamber	Room	Motors	Compressors Motors	W	0.000	0.000	0.000
☐	CR000000	corridor and car platform	Room	Motors	Compressors Motors	W	0.000	0.000	0.000
☐	FS000000	fish storage chamber 1	Room	Motors	Compressors Motors	W	0.000	0.000	0.000
☐	FS000001	fish storage chamber 2	Room	Motors	Compressors Motors	W	0.000	0.000	0.000
☐	MT000000	meat storage chamber in blocks	Room	Motors	Compressors Motors	W	0.000	0.000	0.000
☐	NG000000	engine compartment	Room	Motors	Compressors Motors	W	0.000	0.000	100000.000
☐	NV000000	universal cold storage chamberr	Room	Motors	Compressors Motors	W	0.000	0.000	0.000
☐	PL000000	poultry storage chamber	Room	Motors	Compressors Motors	W	0.000	0.000	0.000
☐	ST000000	a storage chamber for rennet ch...	Room	Motors	Compressors Motors	W	0.000	0.000	0.000
☐	ST000001	a storage chamber for pickled ch...	Room	Motors	Compressors Motors	W	0.000	0.000	0.000

5. Теплонадходження від працюючих двигунів електровентиляторів повітроохолодників у камерах (таблиця 13.5.11.)

Робота електровентиляторів повітроохолодників залежить від відхилення температури в камері від заданої температури охолодження. Вони спрацьовують при значенні гістерезису 2°C , що означає, що вентилятори вмикаються і вимикаються в залежності від змін температури. Це забезпечує підтримку оптимальних умов зберігання в камерах, але також створює змінне теплове навантаження. Врахування цих параметрів у моделі IES VE дозволяє більш точно моделювати енергетичні витрати на охолодження та розробляти стратегії для оптимального управління температурою.

Таб 13.11.

☐	Space ID	Space Name	Space Sub Type	Gain 5 Reference	Gain 5 Type	Gain 5 Max. Latent Gain (W)	Gain 5 Allow profile to saturate for loads analysis	Gain 5 Diversity Factor	Gain 5 Input Mode
☐	ST000000	a storage chamber for rennet ch...	Room	Fans	Local Fans	0.000	Yes	1	W
☐	MT000000	meat storage chamber in blocks	Room	Fans	Local Fans	0.000	Yes	1	W
☐	FS000000	fish storage chamber 1	Room	Fans	Local Fans	0.000	Yes	1	W
☐	FS000001	fish storage chamber 2	Room	Fans	Local Fans	0.000	Yes	1	W
☐	PL000000	poultry storage chamber	Room	Fans	Local Fans	0.000	Yes	1	W
☐	ST000001	a storage chamber for pickled ch...	Room	Fans	Local Fans	0.000	Yes	1	W
☐	BT000000	butter storage chamber	Room	Fans	Local Fans	0.000	Yes	1	W
☐	NV000000	universal cold storage chamberr	Room	Fans	Local Fans	0.000	Yes	1	W
☐	NG000000	engine compartment	Room	Fans	Local Fans	0.000	Yes	1	W
☐	CR000000	corridor and car platform	Room	Fans	Local Fans	0.000	Yes	1	W

Таб 13.12.

☐	Space ID	Space Name	Space Sub Type	Gain 5 Max. Power Consumption (W)	Gain 5 Max. Power Consumption (W/m ²)	Gain 5 Max. Sensible Gain (W)	Gain 5 Max. Sensible Gain (W/m ²)	Gain 5 Variation Profile
☐	ST000000	a storage chamber for rennet ch...	Room	9000.000	7.813	9000.000	7.813	Fans work annual ta>0
☐	MT000000	meat storage chamber in blocks	Room	11280.000	6.528	11280.000	6.528	Fans work Annual Profilefor ta>-20
☐	FS000000	fish storage chamber 1	Room	7520.000	6.528	7520.000	6.528	Fans work Annual Profilefor ta>-20
☐	FS000001	fish storage chamber 2	Room	9400.000	6.528	9400.000	6.528	Fans work Annual Profilefor ta>-20
☐	PL000000	poultry storage chamber	Room	11200.000	5.185	11200.000	5.185	Fans work Annual Profilefor ta>-20
☐	ST000001	a storage chamber for pickled ch...	Room	12000.000	8.333	12000.000	8.333	Fans work annual ta>0
☐	BT000000	butter storage chamber	Room	3760.000	6.528	3760.000	6.528	Fans work Annual Profilefor ta>-20
☐	NV000000	universal cold storage chamberr	Room	3200.000	3.704	3200.000	3.704	Fans work annual ta>0
☐	NG000000	engine compartment	Room	470.000	0.544	470.000	0.544	Fans Work Annual Profile for ta>10
☐	CR000000	corridor and car platform	Room	4840.000	1.148	4840.000	1.148	Fans Work Annual Profile for ta>10

6. Теплонадходження від товару (таблиця 13.13.)

Теплонадходження від товару задані в режимі "on continuously", оскільки неможливо достовірно спрогнозувати надходження теплового навантаження через можливі відхилення в логістиці та технологічній схемі. Товари, що зберігаються у холодильних камерах, можуть мати різні теплові властивості, і їх переміщення та зберігання створює постійне теплове навантаження.

Таб 13.13.

☐	Space ID	Space Name	Space Sub Type	Gain 6 Type	Gain 6 Reference	Gain 6 Variation Profile	Gain 6 Variation Profile ID	Gain 6 Allow profile to saturate for loads analysis	Gain 6 Input Mode	Gain 6 Max. Power Consumption (W)
☒	BT000000	butter storage chamber	Room	Refrigeration	gains from product	on continuously	ON	Yes	W	32500.000
☐	CR000000	corridor and car platform	Room	Refrigeration	gains from product	off continuously	OFF	No	W	0.000
☐	FS000000	fish storage chamber 1	Room	Refrigeration	gains from product	on continuously	ON	Yes	W	49500.000
☐	FS000001	fish storage chamber 2	Room	Refrigeration	gains from product	on continuously	ON	Yes	W	63800.000
☐	MT000000	meat storage chamber in blocks	Room	Refrigeration	gains from product	on continuously	ON	Yes	W	100600.000
☐	NG000000	engine compartment	Room	Refrigeration	gains from product	off continuously	OFF	No	W	0.000
☐	IV000000	universal cold storage chamberr	Room	Refrigeration	gains from product	on continuously	ON	Yes	W	35800.000
☐	PL000000	poultry storage chamber	Room	Refrigeration	gains from product	on continuously	ON	Yes	W	115200.000
☐	ST000000	a storage chamber for rennet ch...	Room	Refrigeration	gains from product	on continuously	ON	Yes	W	47400.000
☐	ST000001	a storage chamber for pickled ch...	Room	Refrigeration	gains from product	on continuously	ON	Yes	W	66100.000

7. Теплонадходження від роботи циркуляційних насосів у насосно-циркуляційній схемі холодильної машини (таблиця 13.14.)

Теплонадходження від циркуляційних насосів також враховуються у моделі IES VE. Насоси працюють постійно для підтримки належного функціонування холодильної системи, що створює постійне теплове навантаження. Ці насоси забезпечують циркуляцію холодоагенту через систему, що є критично важливим для ефективного охолодження. Врахування їхньої роботи у моделі допомагає точно оцінити енергоспоживання системи і визначити способи зниження енерговитрат.

Таб 13.14.

☐	Space ID	Space Name	Space Sub Type	Gain 7 Type	Gain 7 Reference	Gain 7 Variation Profile	Gain 7 Variation Profile ID	Gain 7 Radiant Fraction	Gain 7 Max. Latent Gain (W)	Gain 7 Max. Latent Gain (W/m²)	Gain 7 Max. Sensible Gain (W)
☒	BT000000	butter storage chamber	Room	Process Equipment	Pumps	OFF	off continuously	0.45	0.000	0.000	0.000
☐	CR000000	corridor and car platform	Room	Process Equipment	Pumps	OFF	off continuously	0.45	0.000	0.000	0.000
☐	FS000000	fish storage chamber 1	Room	Process Equipment	Pumps	OFF	off continuously	0.45	0.000	0.000	0.000
☐	FS000001	fish storage chamber 2	Room	Process Equipment	Pumps	OFF	off continuously	0.45	0.000	0.000	0.000
☐	MT000000	meat storage chamber in blocks	Room	Process Equipment	Pumps	OFF	off continuously	0.45	0.000	0.000	0.000
☐	NG000000	engine compartment	Room	Process Equipment	Pumps	ON	on continuously	0.45	0.000	0.000	3000.000
☐	IV000000	universal cold storage chamberr	Room	Process Equipment	Pumps	OFF	off continuously	0.45	0.000	0.000	0.000
☐	PL000000	poultry storage chamber	Room	Process Equipment	Pumps	OFF	off continuously	0.45	0.000	0.000	0.000
☐	ST000000	a storage chamber for rennet ch...	Room	Process Equipment	Pumps	OFF	off continuously	0.45	0.000	0.000	0.000
☐	ST000001	a storage chamber for pickled ch...	Room	Process Equipment	Pumps	OFF	off continuously	0.45	0.000	0.000	0.000

13.6. Налаштування огорожувальних конструкцій

В основі сендвіч-панелей стін використовується пінополіуретан з коефіцієнтом теплопровідності 0,0262 Вт/м²К. Це матеріал, який забезпечує високі теплоізоляційні властивості завдяки низькому коефіцієнту теплопровідності. Використання пінополіуретану дозволяє значно знизити теплові втрати через стіни, що є критичним для підтримання оптимального мікроклімату всередині будівлі.

Товщини стін задані згідно з попереднім розрахунком, що забезпечує необхідний рівень теплоізоляції для різних умов експлуатації. При виборі товщини стін враховувались як енергетичні, так і конструктивні вимоги. Це означає, що вибрані товщини є оптимальними для досягнення енергоефективності та структурної міцності будівлі.

На рисунках, які наведені нижче, стіни, що мають задані параметри, виділені синім кольором і проілюстровані червоним кольором. Ця візуалізація допомагає чітко ідентифікувати стіни з певними теплоізоляційними властивостями і спрощує аналіз їхнього впливу на загальну енергетичну ефективність будівлі. Червоним кольором виділені стіни, які мають визначені теплоізоляційні характеристики, що дозволяє легко їх відрізнити від інших конструкцій.

Коефіцієнти теплопередачі, які були визначені для цих стін, є співставними з тими, що використовувались у попередньому ручному розрахунку. Це підтверджує точність проведених розрахунків і відповідність обраних матеріалів і конструктивних рішень. Співставність коефіцієнтів теплопередачі означає, що результати, отримані за допомогою моделі IES VE, узгоджуються з попередніми оцінками, що підвищує довіру до результатів моделювання.

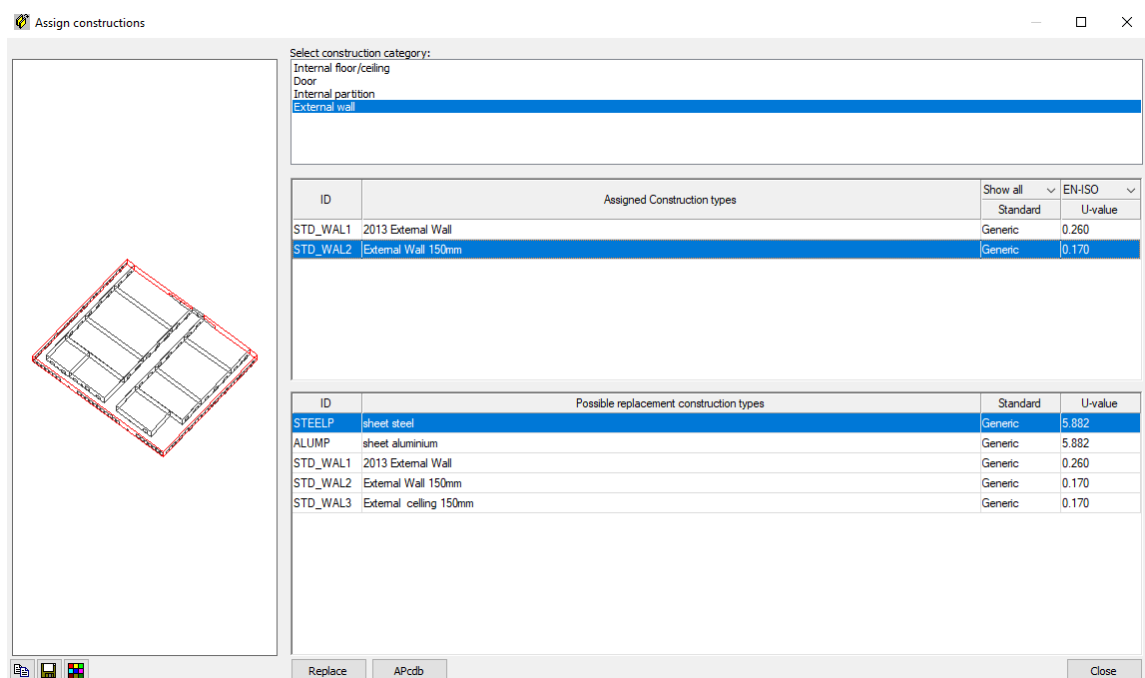


Рис.13.8. Налаштування для зовнішніх стін.

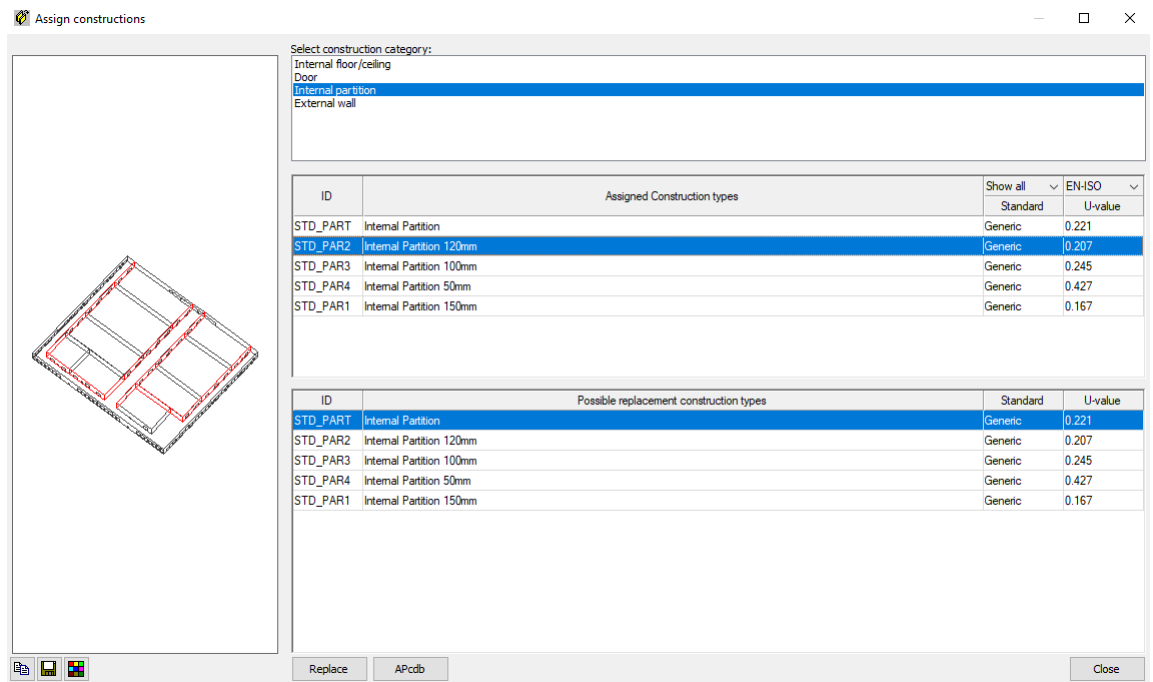


Рис.13.9. Налаштування для внутрішніх стін товщиною 120 мм.

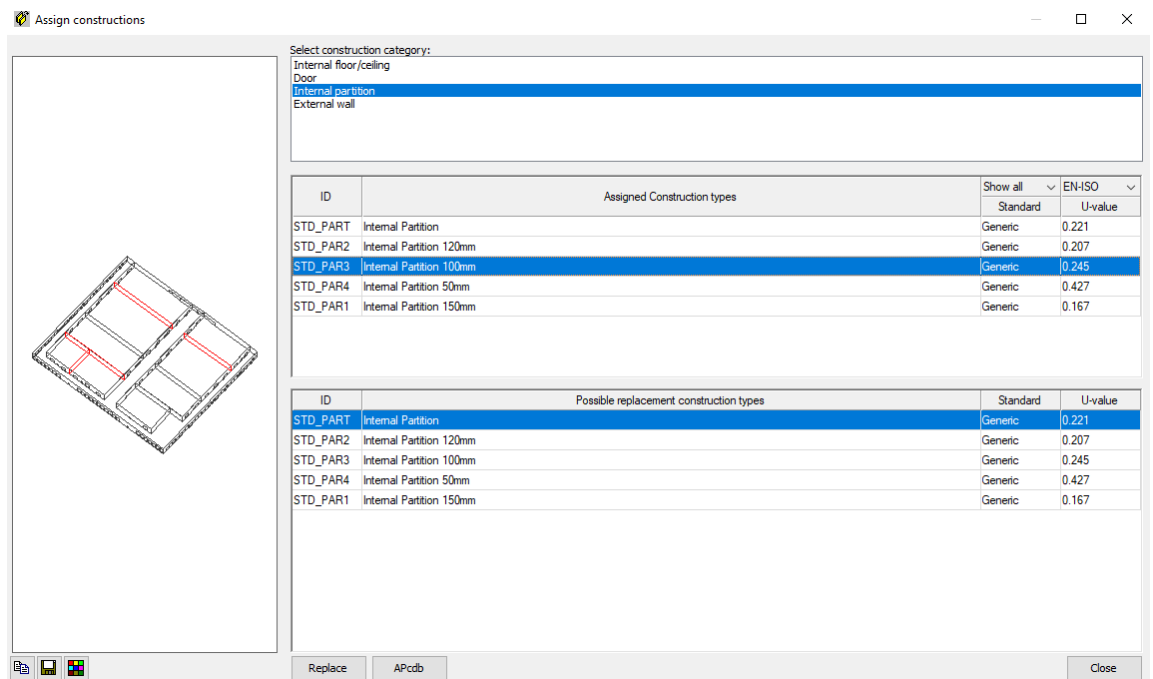


Рис.13.10. Налаштування для внутрішніх стін товщиною 100 мм

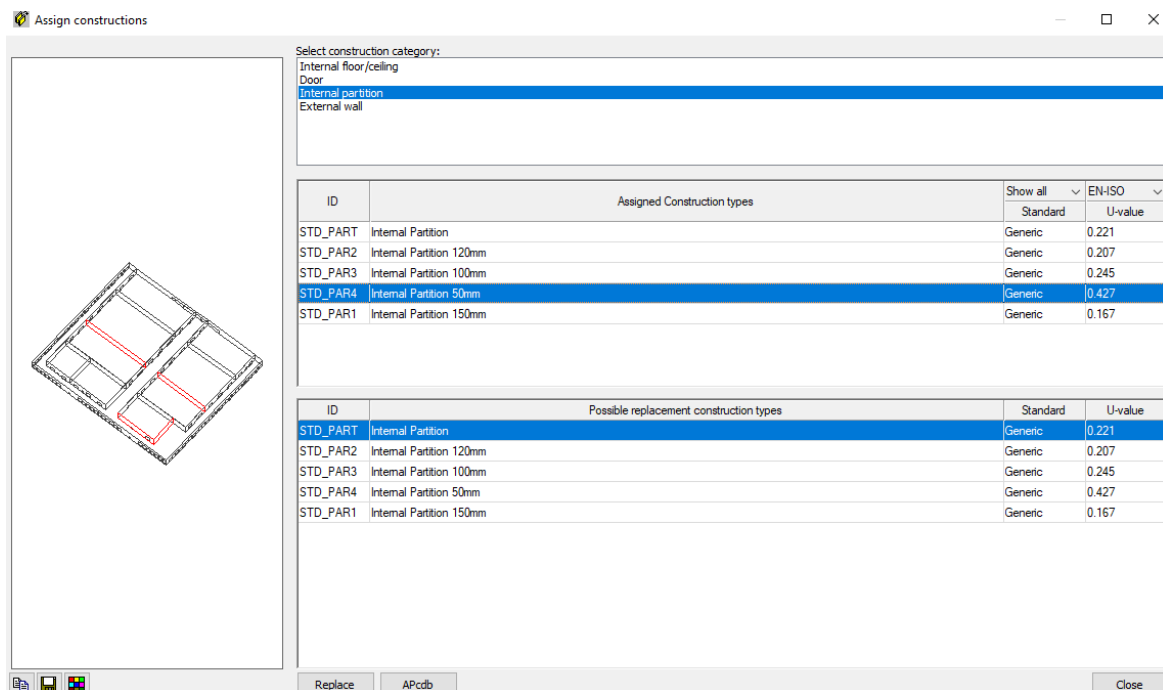


Рис.13.11. Налаштування для внутрішніх стін товщиною 50 мм

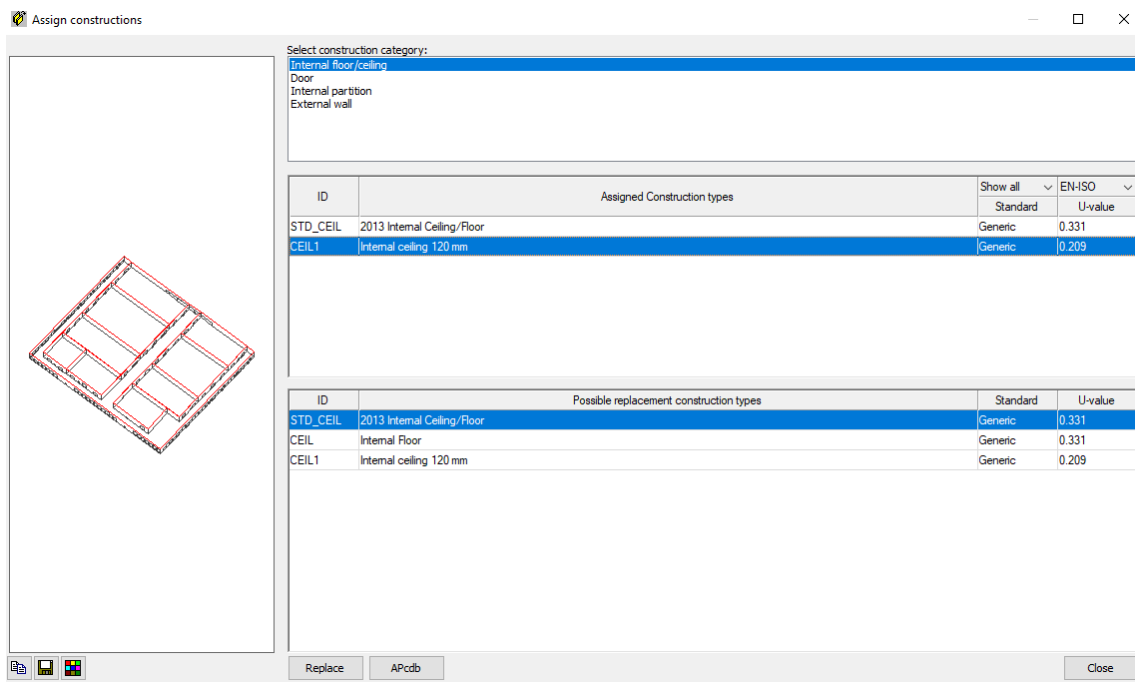


Рис.13.12. Налаштування стелі товщиною 120 мм

13.7. Аналіз результатів моделювання

13.7.1. Порівняння результатів

Результати моделювання в IES VE були отримані у вигляді діаграм, що дозволяє наочно оцінити результати. Діаграми надають візуальне представлення даних, що полегшує аналіз та інтерпретацію інформації. Завдяки їм можна чітко побачити різні аспекти моделювання, такі як температурні зміни, енергетичну ефективність, рівні освітленості та інші параметри, які є важливими для оцінки загальної ефективності та відповідності проєкту встановленим стандартам. Діаграми дозволяють швидко ідентифікувати потенційні проблеми та області, які потребують покращення.

Аналізуючи діаграму розподілення добового теплового навантаження (рис.13.13.), можна виділити першу рису відмінності отриманих результатів у порівнянні зі стандартним розрахунком: ліва частина графіку, яка охоплює період з січня по лютий, демонструє пікові теплові навантаження, що пов'язані з введенням в експлуатацію камер. Це вказує на те, що холодильний склад доцільно запускати взимку, щоб знизити загальне теплове навантаження в більш теплі місяці.

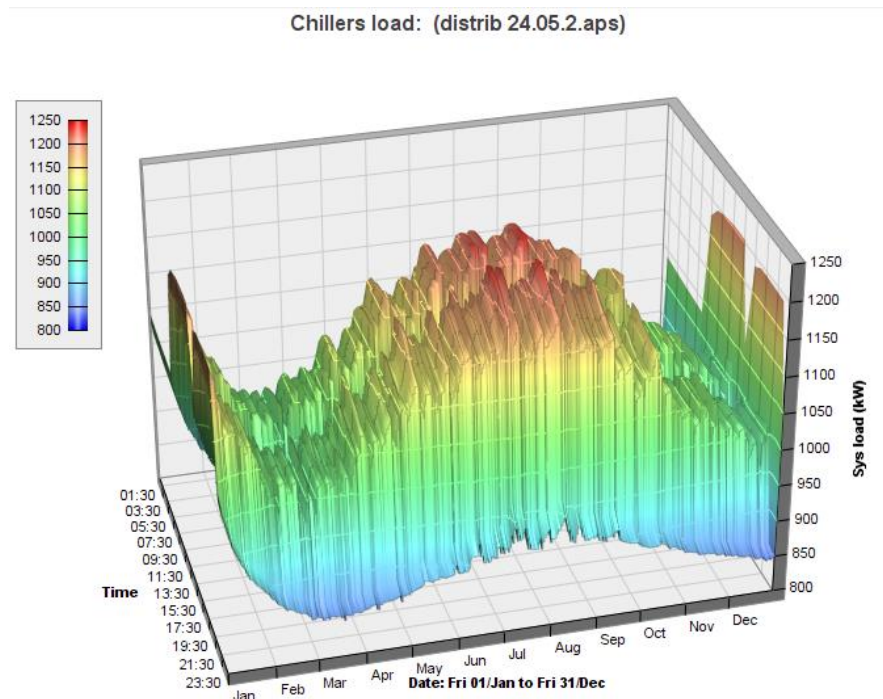


Рис.13.13. № 3-D діаграма розподілення добового теплового навантаження протягом року.

Крім того, запуск холодильного складу взимку призводить до значних витрат на оплату електроенергії, які не враховуються при стандартному розрахунку. Ці витрати виникають через необхідність забезпечення стабільної низької температури в камерах у період, коли зовнішні температури є найнижчими, що потребує значних енергетичних ресурсів. Таким чином, отримані результати моделювання вказують на важливість врахування сезонних факторів при плануванні запуску холодильних складів, а також на необхідність включення цих витрат до загального енергетичного балансу для отримання точнішої оцінки експлуатаційних витрат.

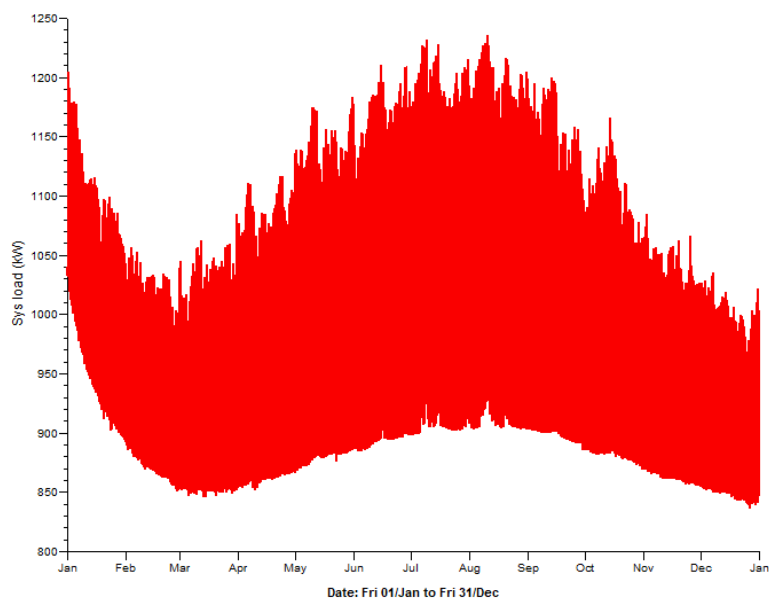


Рис.13.14. № Діаграма розподілення теплового навантаження протягом року.

Як видно з рисунку 13.14, навантаження у пікові години складає більше 1235 МВт, що перевищує розрахункові 982 МВт. Це значне перевищення вказує на недооцінку пікових навантажень у стандартних розрахунках. Така ситуація може призвести до непередбачених витрат на електроенергію та потенційних проблем з енергопостачанням, якщо система не буде здатна впоратися з більшими навантаженнями. Врахування таких пікових навантажень є важливим для точного планування енергетичних потреб і забезпечення стабільної роботи холодильного складу.

У таблиці 13.15 приведена кількість холоду, що генерується холодильною машиною, згідно з кожним місяцем. Ці дані дозволяють детально проаналізувати сезонні коливання у виробництві холоду та забезпечити ефективне планування експлуатаційних процесів. Залежно від місяця, кількість виробленого холоду може значно варіюватися, що вказує на необхідність адаптації роботи холодильних машин до конкретних умов кожного сезону.

Таб.13.15.

	Chillers load (MWh)
Date	distrib 24.05.2.aps
Jan 01-31	767.1321
Feb 01-28	638.8345
Mar 01-31	704.3186
Apr 01-30	704.2298
May 01-31	757.9191
Jun 01-30	750.4974
Jul 01-31	790.6855
Aug 01-31	791.2144
Sep 01-30	745.6311
Oct 01-31	741.2118
Nov 01-30	689.6909
Dec 01-31	692.0505
Summed total	8773.4160

При аналізі минулих розрахунків можна встановити, що кількість виробленого холоду становить 7086,12 МВт, а фактичне навантаження, розраховане в IES VE, становить 8773,42 МВт. Це свідчить про значне перевищення фактичного навантаження над виробленою кількістю холоду, що може вказувати на потенційні проблеми з недостатньою потужністю холодильних машин. Таке розходження між виробленим холодом і фактичним навантаженням вимагає додаткового аналізу.

Також слід звернути увагу на різницю у споживанні електричної енергії (рис.13.15. та рис.13.14.). На відміну від класичного розрахунку витрат електроенергії при обрахуванні вартості одиниці холоду, програма IES VE враховує більш широкий спектр енергетичних витрат. Класичні методи розрахунку зазвичай зосереджуються лише на основних параметрах, таких як потужність холодильних установок і базові потреби у зберіганні продуктів при визначених температурах. Проте цей підхід часто не враховує додаткові фактори, що можуть значно впливати на загальне енергоспоживання об'єкта. Зокрема, за класичними розрахунками споживання електроенергії становить 2228,96 кВт·год, тоді як за розрахунками в IES VE цей показник дорівнює 4696,17 кВт·год.

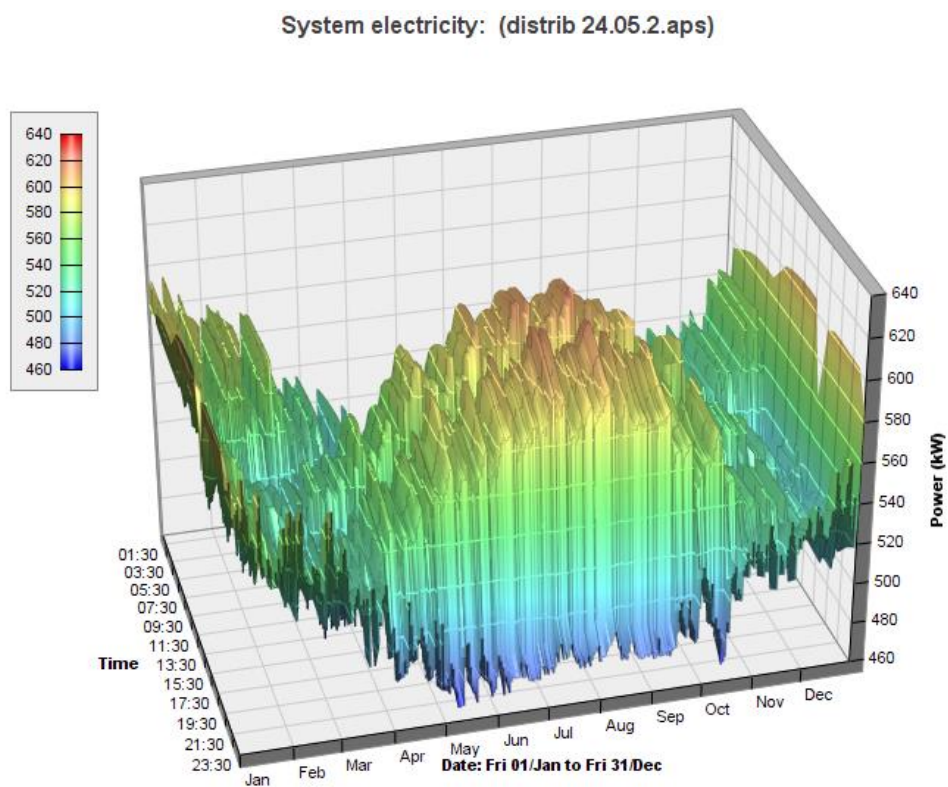


Рис.13.15. № 3-D діаграма розподілення добового електричного споживання протягом року.

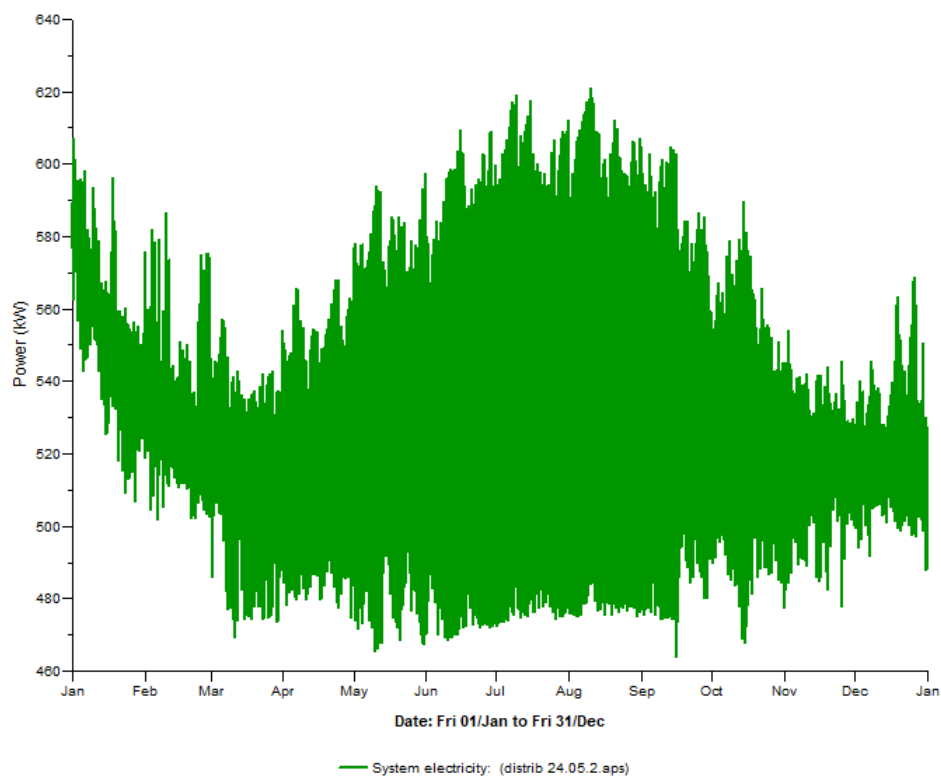


Рис.13.16. № Діаграма розподілення електричного споживання протягом року.

Таб.13.16.

	System electricity (MWh)
Date	distrib 24.05.2.aps
Jan 01-31	417.6915
Feb 01-28	359.8326
Mar 01-31	390.9588
Apr 01-30	379.3131
May 01-31	396.7081
Jun 01-30	387.7370
Jul 01-31	405.9261
Aug 01-31	405.9063
Sep 01-30	387.8748
Oct 01-31	395.8424
Nov 01-30	378.7910
Dec 01-31	389.5888
Summed total	4696.1704

Програма IES VE, з іншого боку, включає в розрахунки не тільки основне енергоспоживання холодильних систем, але й витрати на освітлення, вентиляцію, роботу допоміжного обладнання та інші аспекти, які впливають на загальну енергетичну картину (таблиця 13.16). Завдяки цьому, результати моделювання, отримані за допомогою IES VE, є більш реалістичними і точно відображають реальні умови експлуатації. Ці витрати є більш деталізованими, адже враховують роботу повітроохолодників в залежності від температури в камері та необхідність їх увімкнення. Наприклад, у програмі IES VE враховується частота увімкнення і вимкнення повітроохолодників, яка залежить від температурних коливань у камері. Це дозволяє більш точно моделювати енергетичні потреби в різні періоди експлуатації. Крім того, IES VE враховує роботу освітлення в залежності від знаходження персоналу у приміщенні. Освітлення споживає значну кількість енергії, і його автоматичне регулювання залежно від присутності людей у приміщенні може суттєво знизити загальні витрати на електроенергію.

Такий підхід дозволяє отримати більш точну картину енергоспоживання і врахувати всі аспекти роботи складських приміщень. Це сприяє оптимізації витрат на електроенергію, забезпечуючи ефективне управління ресурсами. Таким чином, використання IES VE для моделювання дозволяє врахувати різні фактори, що впливають на енергоспоживання, і забезпечує більш точні та детальні результати порівняно з класичними методами розрахунку. Це допомагає не лише у плануванні енергетичних витрат, але й у підвищенні ефективності роботи системи в цілому. Враховувати дану інформацію важливо в умовах дефіциту генерації електричної енергії, постійних відключень світла на території України, що спричинено атаками ворога на енергетичну інфраструктуру держави.



Project:	Distribution refrigerating storage
Address:	
Climate File:	UKR_Kiev.333450_IWEC.epw
Simulation:	distrib 24.05.2.aps

Design Team:	
Energy Analyst:	Dmytro Ostapen...
Owner:	NUFT
Conditioned Area (m²):	15016.5000

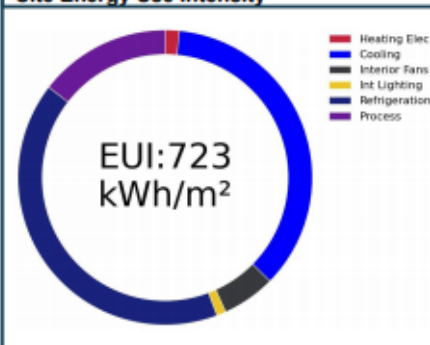
Annual Energy Consumption (kWh/m²/year) & CO2 kgCO2/m²/yr

Energy End Use	Site Energy	Source Energy	CO2 Emissions
Heating Fossil Fuel	0.0	0.0	0.0
Heating Electricity	11.2	17.5	1.7
Space Cooling	259.3	391.5	35.8
Fans Interior	42.3	64.0	5.9
Heat Rejection	0.0	0.0	0.0
Pumps	0.0	0.0	0.0
DHW Fossil Fuel	0.0	0.0	0.0
DHW Electricity	0.0	0.0	0.0
Interior Lighting	7.4	11.3	1.0
Exterior Lighting	0.0	0.0	0.0
Receptacle	0.0	0.0	0.0
Data Center	0.0	0.0	0.0
Cooking Fossil Fuel	0.0	0.0	0.0
Cooking Electricity	0.0	0.0	0.0
Elevators & Escalators	0.0	0.0	0.0
Refrigeration	298.0	450.9	41.3
Process	104.9	158.8	14.6
TOTAL (ex renewables)	723	1,093	100

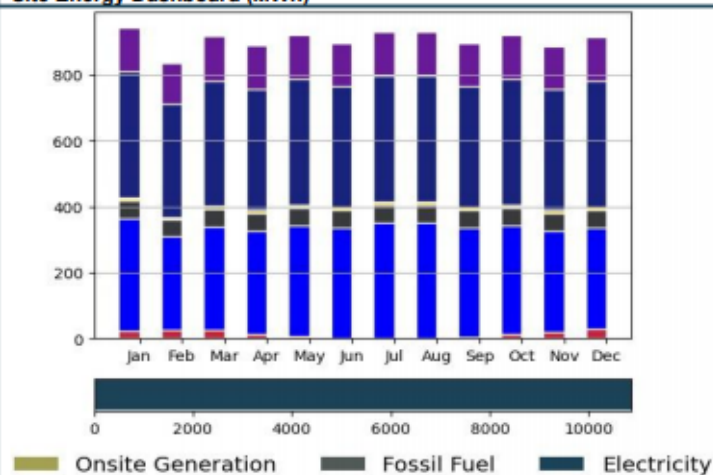
Project Viewer - 3D Model



Site Energy Use Intensity



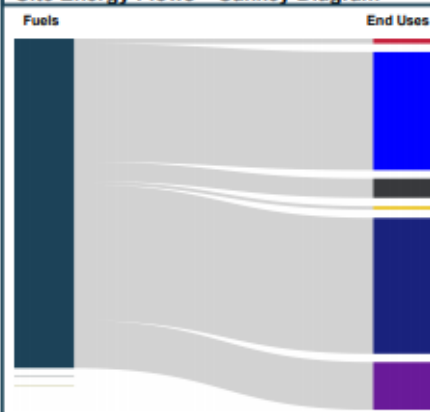
Site Energy Dashboard (MWh)



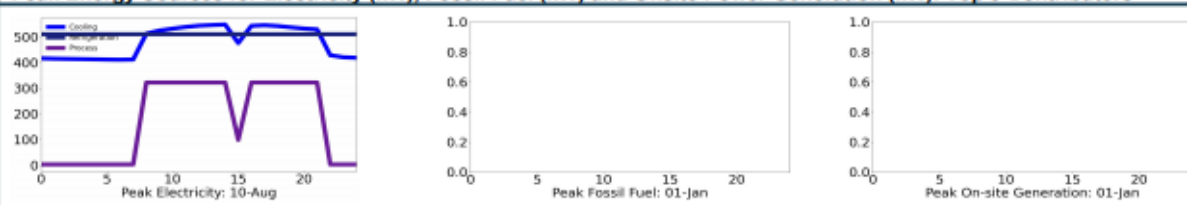
Annual Fuel Costs and Peak Demands

Fuels	Cost (€)	Peak Day	Peak Time	Peak Demand
Electricity	942,826.00	10-Aug	14:00	1,477.4 kW
Fossil Fuel	0.00	01-Jan	0:00	0.0 kW
Total	942,826.00	01-Jan	0:00	

Site Energy Flows – Sankey Diagram



Peak Energy Sources for Electricity (kW), Fossil Fuel (kW) and Onsite Power Generation (kW): Top 3 Contributors



В Energy Model Output Report міститься інформація по споживанню електроенергії холодильного складу. Цей звіт детально відображає енергетичні витрати, необхідні для підтримання оптимальних умов зберігання товарів у холодильних камерах.

Слід зазначити, що споживання електроенергії на генерацію холоду містить дві складові: space cooling та refrigeration.

Space cooling включає теплове навантаження на охолодження простору приміщення. Це означає, що враховується кількість енергії, необхідної для підтримання заданої температури у всьому об'ємі складського приміщення. Простір приміщення включає коридори, зони завантаження та інші ділянки, які потребують охолодження, а також є основними камерами зберігання. Цей параметр враховує теплові навантаження, які виникають внаслідок відкривання дверей камер, розміщення нових товарів, що потребують охолодження, і тепловиділення від обладнання, що працює всередині камер.

Refrigeration у даному проекті відповідає кількості теплового навантаження від продукту, що надходить на зберігання щодня, тобто параметр включає енергію, яка використовується для охолодження товару, до заданих умов постійного зберігання.

13.7.2. Аналіз похибки отриманих результатів між ручним розрахунком та розрахунком IES VE

Наступним етапом роботи була зміна заданих раніше параметрів на такі, які приймалися в попередніх розрахунках до вибору обладнання. Це було зроблено з метою аналізу різниці між результатами ручного розрахунку та розрахунку, зробленого за допомогою IES VE.

Ручні розрахунки зазвичай базуються на стандартних формулах та спрощених моделях, які не враховують усіх факторів і деталей, що можуть впливати на енергоспоживання холодильного складу. Наприклад, ручний розрахунок може не враховувати вплив змін температури зовнішнього середовища.

Для порівняння були взяті ті ж самі параметри, що використовувалися у ручних розрахунках: потужність холодильних установок, об'єми охолоджуваних приміщень, теплові навантаження від зберігання товарів та інші основні характеристики. Ці параметри були введені в IES VE, що дозволило провести моделювання в умовах, максимально наближених до ручних розрахунків.

Моделювання в IES VE показало схожі у порівнянні з ручними розрахунками, але з деякими відмінностями. Програма IES VE враховує більше деталей і факторів, таких як динамічні зміни температури, реальні теплові втрати, точне споживання електроенергії на різні види обладнання, включаючи освітлення та вентиляцію. Це дозволило

отримати більш точні і реалістичні результати, які відображають справжні умови експлуатації холодильного складу.

Порівняння результатів показало, що ручні розрахунки часто недооцінюють загальне енергоспоживання і можуть призводити до неправильної оцінки необхідної потужності обладнання та очікуваних витрат на електроенергію, розрахунки в IES VE виявилися більш точними і включали всі можливі аспекти енергоспоживання, що дозволяє краще планувати і оптимізувати роботу холодильного складу, забезпечуючи його ефективну і безперебійну роботу.

При аналізі рис. 13.17 та рис. 13.18, які показують графіки теплового навантаження, стає очевидним, що у певні періоди виникає велике теплове навантаження, перевищуючи розрахункові значення 982 кВт і сягаючи 1028 кВт. Це спостерігається особливо під час запуску холодильної машини та в дні пікового попиту влітку.

Протилежно, в інші дні теплове навантаження може бути нижчим або значно нижчим, ніж розрахункові значення. Це може бути зумовлено меншим попитом на охолодження під час періодів з низькими температурами навколишнього середовища.

Chillers load: (distrib 07.06.2024.apr)

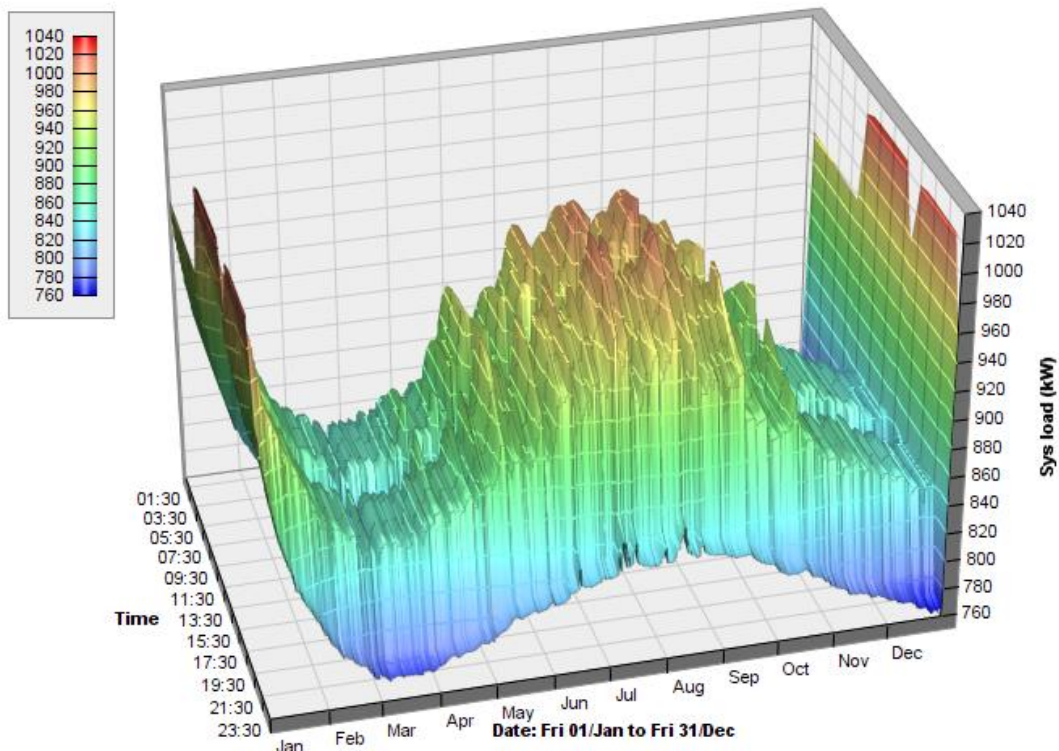


Рис.13.17. № 3-D діаграма розподілення добового теплового навантаження протягом року.

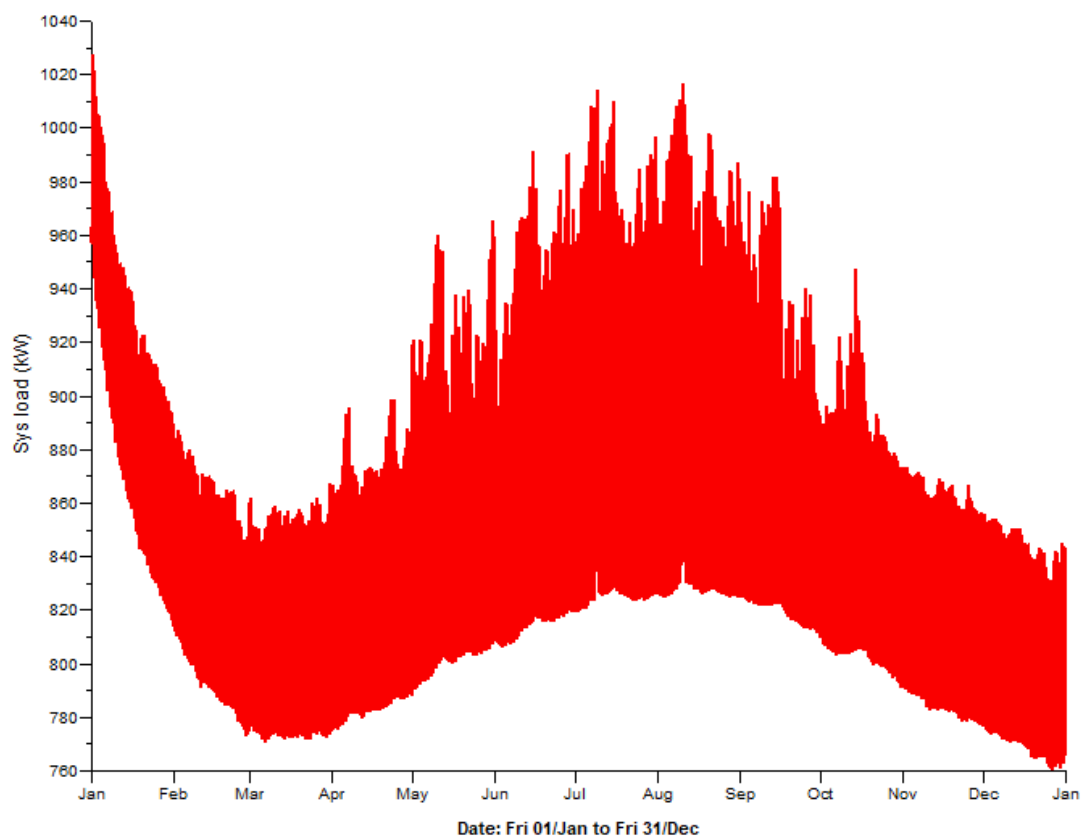


Рис.13.18. № Діаграма розподілення теплового навантаження протягом року.

Таб.13.17.

	Chillers load (MWh)
Date	distrib 07.06.2024.aps
Jan 01-31	674.9927
Feb 01-28	559.4835
Mar 01-31	608.5142
Apr 01-30	599.2742
May 01-31	642.1930
Jun 01-30	637.1271
Jul 01-31	672.5107
Aug 01-31	673.0747
Sep 01-30	633.9510
Oct 01-31	633.4133
Nov 01-30	596.0477
Dec 01-31	603.1121
Summed total	7533.6943

Ці відмінності в тепловому навантаженні мають важливе значення для планування роботи холодильного складу та оптимізації його функціонування. Вони вказують на потребу у додаткових заходах для забезпечення ефективного охолодження та запобігання перегріву у періоди пікового попиту, а також вказують на можливості зменшення витрат енергії у періоди з низьким тепловим навантаженням. Такий аналіз допомагає планувати споживання електроенергії не тільки з точки зору фінансової вигоди, але і з боку планування генерації електричної енергії державою, адже наразі в світі продукування штучного холоду є одним з головних споживачів.

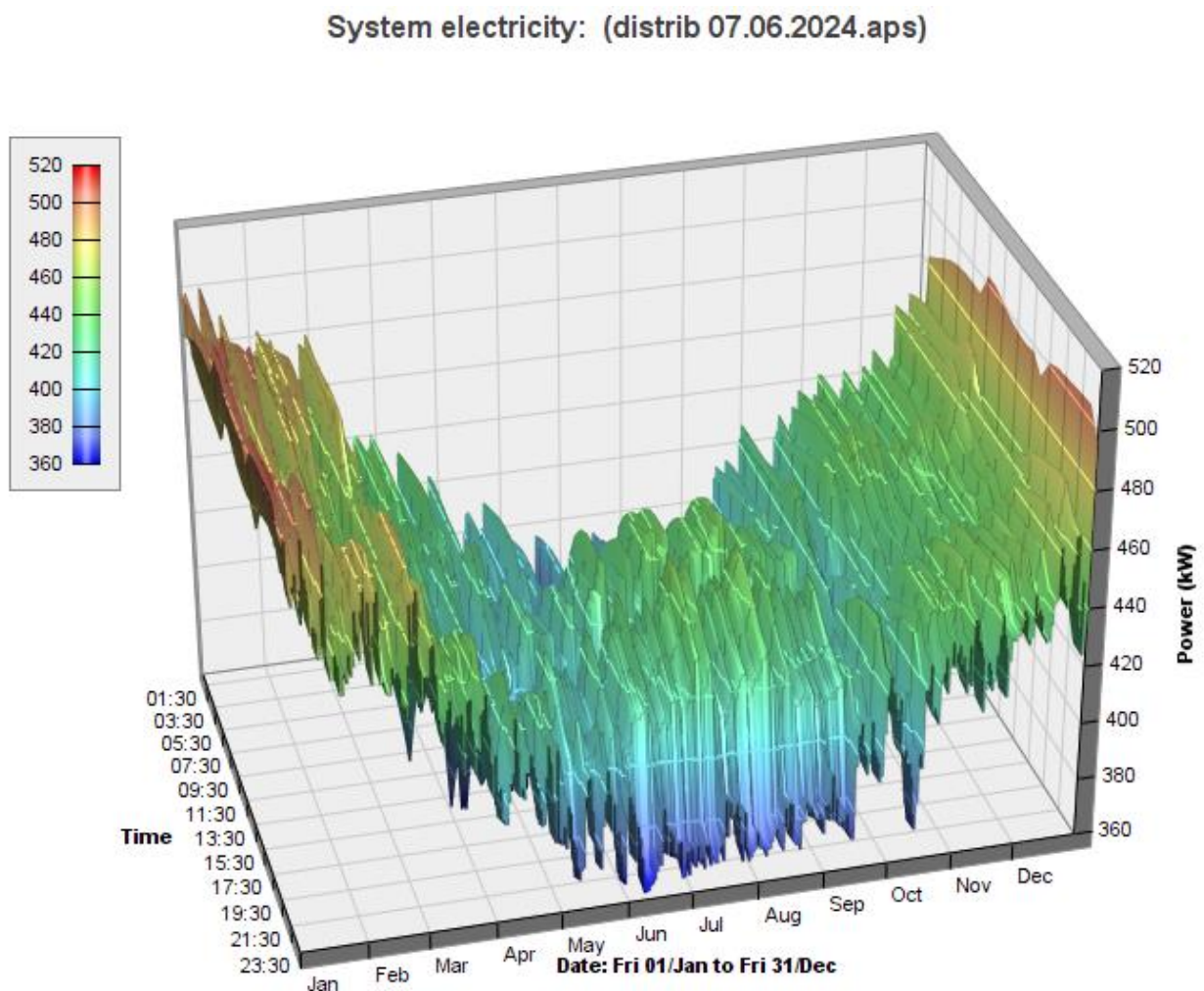


Рис.13.19. № 3-D діаграма розподілення добового електричного споживання протягом року.

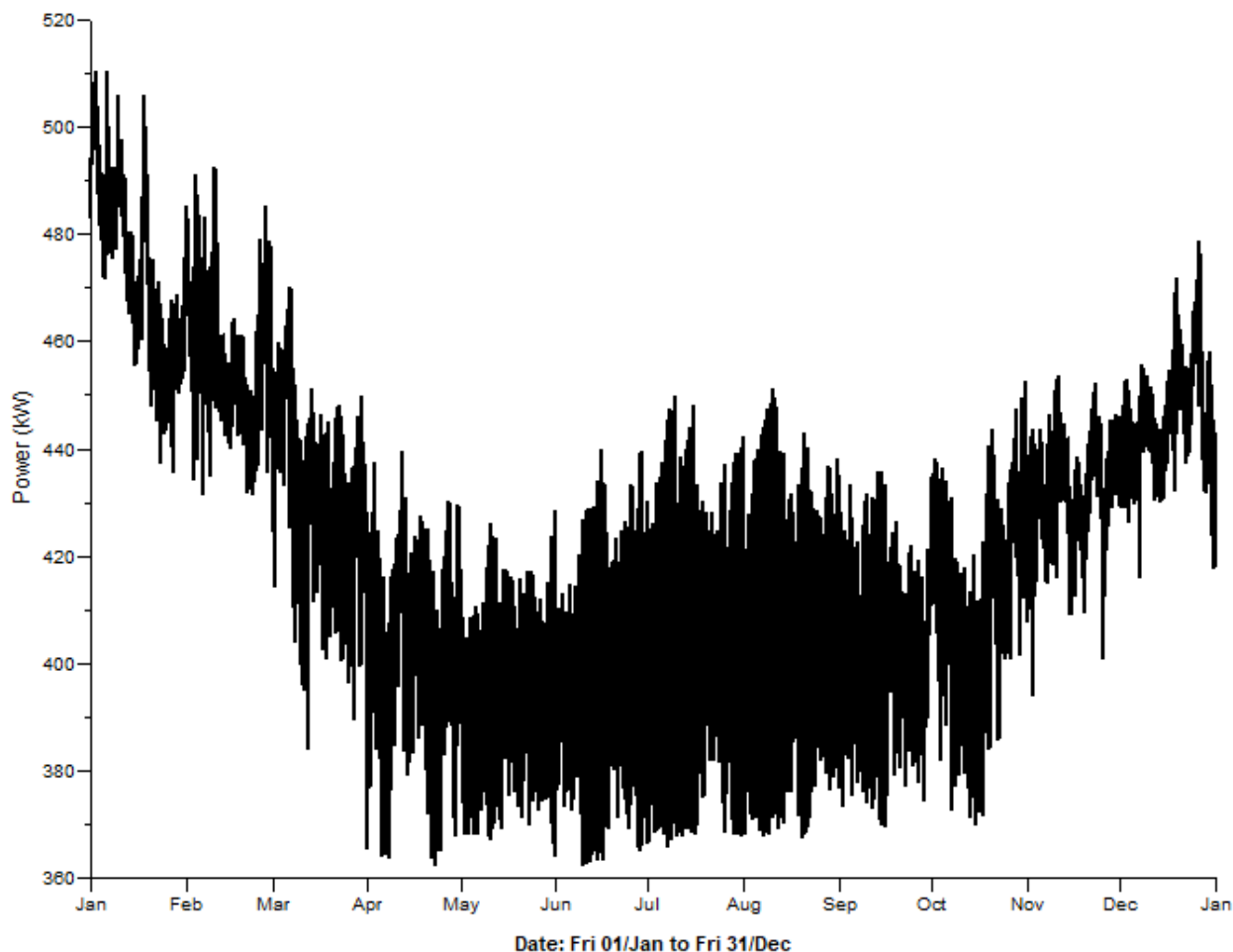


Рис.13.20. № Діаграма розподілення електричного споживання протягом року.

При аналізі споживання електричної енергії (рис.13.19. та рис.13.20.) встановлено, що навіть за однакових вхідних розрахункових умов фактичне споживання електроенергії залишається більшим, ніж визначене при розрахунку собівартості одиниці холоду. Це значно впливає на експлуатаційні витрати проекту.

Така різниця пояснюється тим (таб.13.18) , що в розрахунках, виконаних за допомогою програмного забезпечення, враховується набагато більше факторів, ніж у стандартних розрахунках. Як зазначалося раніше, стандартні методи розрахунку базуються на спрощених моделях і середніх значеннях, що не враховують усіх можливих змінних і динамічних умов експлуатації. Тож, як бачимо з таблицею 13.18, сумарне споживання електроенергії об'єктом становить 3705,53 МВт*год, що значно перевищує розрахункові 2228,96 МВт*год.

Наприклад, в стандартних розрахунках не завжди враховуються такі фактори, як:

1. **Зміни зовнішньої температури:** Вплив кліматичних умов на енергоефективність системи.
2. **Освітлення:** Енергоспоживання на освітлення приміщень, яке також впливає на загальні витрати.

При моделюванні за допомогою спеціалізованого програмного забезпечення, такого як IES VE, всі ці фактори враховуються. Це дозволяє отримати більш точну і реалістичну оцінку споживання енергії та, відповідно, більш адекватно планувати експлуатаційні витрати.

Таким чином, хоча первинні розрахунки можуть виглядати менш затратними, фактичні витрати на енергію виявляються вищими через вплив додаткових факторів, які враховуються в більш детальних і точних моделях. Це підкреслює важливість використання сучасних методів моделювання для точного прогнозування витрат і забезпечення ефективної роботи холодильних складів.

Таб.13.18.

	System electricity (MWh)
Date	distrib 07.06.2024.aps
Jan 01-31	352.4220
Feb 01-28	308.1098
Mar 01-31	321.5542
Apr 01-30	293.1157
May 01-31	296.3899
Jun 01-30	288.5737
Jul 01-31	301.9003
Aug 01-31	301.9501
Sep 01-30	291.4341
Oct 01-31	308.1084
Nov 01-30	310.6298
Dec 01-31	331.3494
Summed total	3705.5374



Project:	
Address:	
Climate File:	UKR_Kiev.333450_IWEC.epw
Simulation:	distrib 07.06.2024.aps

Design Team:	
Energy Analyst:	
Owner:	
Conditioned Area (m ²):	15592.5000

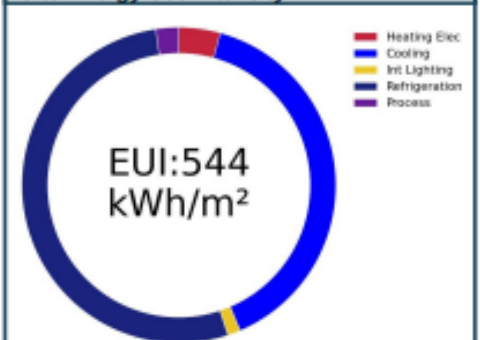
Annual Energy Consumption (kWh/m²/year) & CO2 kgCO2/m²/yr

Energy End Use	Site Energy	Source Energy	CO2 Emissions
Heating Fossil Fuel	0.0	0.0	0.0
Heating Electricity	23.2	36.3	3.5
Space Cooling	214.4	324.0	29.6
Fans Interior	0.0	0.0	0.0
Heat Rejection	0.0	0.0	0.0
Pumps	0.0	0.0	0.0
DHW Fossil Fuel	0.0	0.0	0.0
DHW Electricity	0.0	0.0	0.0
Interior Lighting	7.2	10.8	1.0
Exterior Lighting	0.0	0.0	0.0
Receptacle	0.0	0.0	0.0
Data Center	0.0	0.0	0.0
Cooking Fossil Fuel	0.0	0.0	0.0
Cooking Electricity	0.0	0.0	0.0
Elevators & Escalators	0.0	0.0	0.0
Refrigeration	287.0	434.2	39.8
Process	12.9	19.5	1.8
TOTAL (ex renewables)	544	824	75

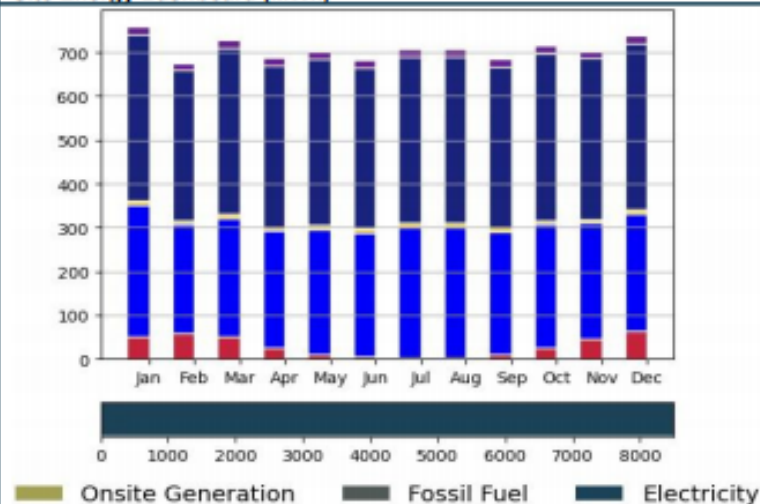
Project Viewer - 3D Model



Site Energy Use Intensity



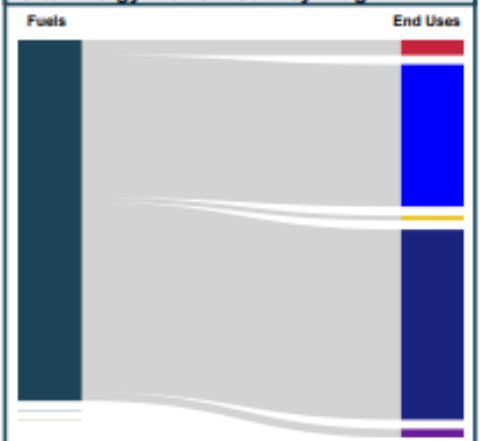
Site Energy Dashboard (MWh)



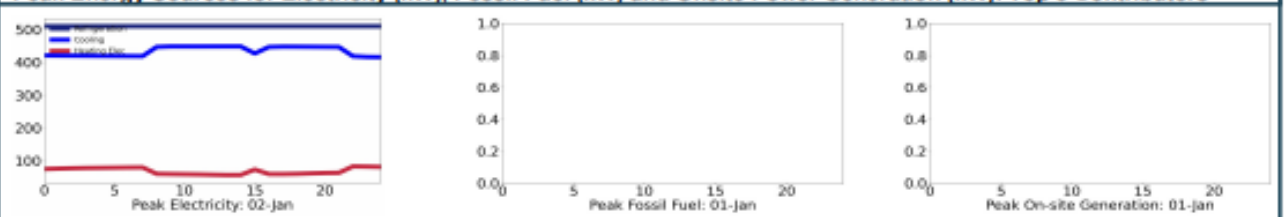
Annual Fuel Costs and Peak Demands

Fuels	Cost (€)	Peak Day	Peak Time	Peak Demand
Electricity	741,790.00	02-Jan	21:00	1,083.8 kW
Fossil Fuel	0.00	01-Jan	0:00	0.0 kW
Total	741,790.00	01-Jan	0:00	

Site Energy Flows – Sankey Diagram



Peak Energy Sources for Electricity (kW), Fossil Fuel (kW) and Onsite Power Generation (kW): Top 3 Contributors



Звідси можна дійти висновку, що при розрахунках за стандартними формулами, отримані результати є релевантними для систем, що прагнуть до так званої «стаціонарності». Ці методи, що були розроблені та використовувались протягом десятків років, забезпечують певний рівень точності та надійності в інженерній практиці. Вони зосереджені на спрощених моделях і середніх значеннях, що дозволяє отримувати прийнятні результати для систем, де умови експлуатації відносно стабільні та не зазнають значних змін у короткостроковій перспективі. Таким чином, стандартні формули залишаються корисними для базових оцінок та первинного планування.

Проте, коли мова заходить про складніші умови експлуатації, де значну роль відіграють динамічні зміни, такі як кількість похмурих днів, зміна температурного режиму, коливання у споживанні енергії в залежності від діяльності персоналу та інші подібні фактори, стандартні методи розрахунку можуть виявитися недостатньо точними. У таких випадках виникає необхідність у використанні більш складних методів моделювання, таких як Building Energy Modeling (BEM). BEM-моделювання дозволяє врахувати широкий спектр змінних факторів і проводити симуляції, які відображають реальні умови експлуатації системи. Це включає врахування таких аспектів, як внутрішні теплові навантаження, вплив зовнішніх кліматичних умов, взаємодія різних компонентів системи та поведінкові аспекти роботи персоналу.

Як показує попередній аналіз, прогнозування сплесків теплового навантаження за допомогою стандартних методів є складним завданням. Це зумовлено тим, що традиційні методи не враховують усіх можливих варіацій та впливу миттєвих змін, які можуть значно впливати на загальну ефективність системи охолодження. Використання BEM-моделювання дозволяє отримувати надзвичайно точні результати, які враховують навіть найдрібніші деталі та варіації в експлуатаційних умовах. Це забезпечує більш реалістичну оцінку енергоспоживання та ефективності системи, що є критично важливим для оптимального планування та управління ресурсами.

Створивши детальну енергетичну модель на стадії проектування, можна виявити потенційні проблеми та внести необхідні корективи ще до початку будівництва чи впровадження системи. Це може включати зміни у конструкції будівлі, вибір більш ефективного обладнання, оптимізацію розташування і роботи холодильної машини та інших компонентів системи. Такий підхід не лише покращує стабільність і ефективність роботи системи, але й забезпечує високий рівень якості зберігання харчових продуктів. Забезпечення належних умов зберігання є критично важливим для підтримання якості та безпеки харчових продуктів, що має безпосередній вплив на здоров'я споживачів.

Більше того, впровадження таких технологій та методів моделювання сприяє досягненню цілей сталого розвитку. Ефективне використання енергії, зменшення витрат та оптимізація ресурсів є ключовими аспектами сталого розвитку. Використання ВЕМ-моделювання дозволяє значно підвищити енергоефективність системи, зменшити викиди парникових газів та інші негативні впливи на довкілля. Таким чином, створення та використання детальних енергетичних моделей сприяє не лише економічним, але й екологічним та соціальним аспектам сталого розвитку, забезпечуючи гармонійний баланс між ефективністю, якістю та безпекою.

					00 ДП.142.008.022.ПЗ	Аркуш
						183
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

14. Охорона праці

Вступ

Аміак - безкольоровий газ з задушливим різким запахом четвертого класу небезпечності (ГОСТ 12.1.005—76), суміш парів якого з повітрям при об'ємному їх вмісті від 15 до 28% (107...200 мг/м³) являється вибухонебезпечною. Найбільший тиск взриву аміачно-повітряної суміші біля 0,45 МПа (4,5 кгс/см²). При об'ємному вмісті аміаку в повітрі вище 11% (78,5 мг/м³) і наявності відкритого вогню починається його горіння.

Таблиця 14.1. Фізичні і фізіологічні властивості аміаку

Хімічна формула	NH ₃
Молекулярна маса, г/моль	17
Критична температура, °C	132,4
Критичний тиск, МПа (кгс/см ²)	11,52 (115,2)
Температура кипіння (при 101,3 кПа), °C	-33,3
Затвердівання (при 101,3 кПа), °C	-77,9
Займання (при 101,3 кПа), °C	630

Об'ємний вміст аміаку в повітрі, мг/ м³:

Максимально можливе в робочій зоні	20
Небезпечне для життя	350...700
Вибуховий смертельний наслідок при впливі протягом 30...60 хв	1500...2700

					00 ДП.142.008.022.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Остапенко Д.І.			14. Охорона праці.		Літ.	Арк.
Перевір.		Грищенко Р.В.						Аркушів
							184	228
Н. контр.							ХМ – 4 – 4	
Затверд.		Петренко В.П.						

Аміак навіть при незначних концентраціях має попереджувальний запах і робить дратівливі дії на очі і слизисті оболонки носоглотки. Рідкий аміак викликає опіки шкіри, велику небезпеку представляє попадання аміаку в очі.

1. Загальні положення

1.1 Положення про розробку інструкцій з охорони праці, затвердженого наказом Держнаглядохоронпраці від 29.01.1998 № 9; Типового положення про порядок проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці, затвердженого наказом Держнаглядохоронпраці від 26.01.2005 № 15;

Технічного регламенту обладнання, що працює під тиском, затвердженого постановою КМУ від 16.01.2019 № 27;

1.3. За цією інструкцією машиніст холодильних установок (далі — машиніст) проходить первинний інструктаж перед початком роботи, а потім через кожні три місяці повторний інструктаж. Результати інструктажу заносять до Журналу реєстрації інструктажів з питань охорони праці.

1.4. Власник повинен застрахувати машиніста від нещасних випадків і професійних захворювань. У разі пошкодження здоров'я працівника з вини власника працівник має право на відшкодування заподіяної йому шкоди.

1.5. За невиконання вимог цієї інструкції машиніст несе дисциплінарну, матеріальну, адміністративну та кримінальну відповідальність.

1.6. До роботи машиністом холодильної установки допускають осіб немолодше 18 років, які пройшли:

медичне обстеження і не мають медичних протипоказань; пройшли спеціальне навчання і мають відповідне посвідчення;

пройшли вступний інструктаж із охорони праці, інструктаж на робочому місці та інструктаж з пожежної безпеки.

					00 ДП.142.008.022.ПЗ	Аркуш
						185
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1.7. Машиніст холодильної установки повинен мати не нижче ніж II групуз електробезпеки.

1.8. Машиніст холодильної установки повинен:

1.8.1. Знати будову та правила безпечної експлуатації холодильноїустановки, яку обслуговує.

1.8.2. Проходити періодичну перевірку знань не рідше ніж раз на 12 місяців з відміткою у посвідченні.

1.8.3. Знати токсичну дію на організм людини газу в разі його витікання.

1.8.4. Виконувати правила внутрішнього трудового розпорядку.

1.8.5. Не допускати сторонніх осіб на своє робоче місце. Працювати тільки на тій установці, будову й правила безпечноїексплуатації якої знає та з якої пройшов інструктаж.

1.8.6. Пам'ятати про особисту відповідальність за виконання правилохорони праці та відповідальність за оточуючих.

1.8.7. Не виконувати вказівок, які суперечать правилам охорони праці.

1.8.8. Користуватися спецодягом та засобами індивідуального захисту (ЗІЗ).

1.8.9. Вміти надавати домедичну допомогу потерпілим від нещасних випадків.

1.8.10. Вміти користуватись первинними засобами пожежогасіння.

1.9. Основні небезпечні та шкідливі виробничі фактори, які діють на машиніста:

- ураження електричним струмом;
- підвищений рівень шуму, загазованості робочої зони; недостатня
- освітленість робочої зони;

- токсична дія пари газу.

1.10. Машиністу видають спецодяг і ЗІЗ: комбінезон бавовняний, рукавиці комбіновані, протигаз.

1.11. На підприємстві власник наказом призначає особу, відповідальну за справний стан, правильну й безпечну експлуатацію холодильних машин і установок.

1.12. Працівники під час роботи мають керуватися вимогами розроблених і затверджених на підприємстві інструкцій:

- з будови і безпечної експлуатації холодильних установок; експлуатації холодильної системи (охолоджувальних пристроїв); обслуговування контрольно-вимірювальних приладів і автоматики; пожежної безпеки;
- надання домедичної допомоги у разі отруєння аміаком,
- дій персоналу з усунення прориву аміаку та за виникнення аварійної ситуації тощо. Крім інструкцій, власник розробляє і затверджує:
- річні та місячні графіки проведення планово-профілактичного ремонту;
- схеми аміачних, водяних та інших трубопроводів;
- покажчики розміщення ЗІЗ.

На видному місці розміщують:

- номери телефонів швидкої допомоги, пожежної охорони, диспетчера електромережі, міліції, начальника компресорного цеху (домашній телефон);
- номери телефонів і адресу організації, яка обслуговує автоматизовану холодильну установку.

1.13. Документи, вказані в п.п.1.12.—1.13, знаходяться у машинному відділенні, їх доводять до відома кожного машиніста під розпис.

1.14. У компресорному цеху знаходиться добовий журнал встановленої форми — пронумерований, прошнурований, стверджений печаткою підприємства, з датою і підписом начальника цеху.

1.15. Начальник компресорного цеху щоденно контролює ведення журналу, записує до нього розпорядження обслуговувальному персоналу та розписується.

1.16. Стороннім особам заборонено входити у приміщення машинного (апаратного) і конденсаторного відділень.

На видних місцях вивішують плакати: «Вхід заборонено!»

1.17. Роботи, не пов'язані з обслуговуванням холодильної установки, проводити з оформленням наряду-допуску на роботи підвищеної небезпеки.

1.18. Ремонтні роботи, а також очищення батарей при відтаюванні проводити під контролем особи, відповідальної за експлуатацію холодильної установки, або особи, яка її замінює.

2. Вимоги безпеки перед початком роботи

2.1. Отримати завдання від керівника робіт.

2.2. Одягти спецодяг.

2.3. Разом зі змінником (при змінній роботі) перевірити стан контрольно-вимірювальних приладів, захисного огороження і заземлення, відсутність витікання аміаку та зробити відповідний запис у спеціальному журналі.

3. Вимоги безпеки під час роботи

3.1. Компресори:

3.1.1. Пуск компресора в роботу — початковий, після тривалої зупинки, ремонту, профілактики, а також після зупинки його при спрацюванні приладів аварійного захисту виконувати вручну із закритим впускним ventилем.

3.1.2. Перед пуском компресора в роботу впевнитися, що всі запірні вентилі на нагнітальному трубопроводі від компресора до конденсатора відкриті (за винятком пуску компресора з використанням вбудованого байпаса, коли нагнітальний вентиль компресора повинен бути закритий, а вентиль байпаса відкритий, якщо це передбачено інструкцією заводу-виробника).

3.1.3. Всмоктування парів аміаку компресорами повз віддільник рідини(або посудини, яка його замінює) не допускається.

3.1.4. У разі витікання аміаку через сальники компресора його потрібно усунути.

Відкривати компресори, демонтувати апарати, трубопроводи та арматуру дозволено тільки після видалення з них аміаку.

Заборонено виконувати такі роботи без аміачного протигаза з фільтруючою коробкою марки КД і гумових рукавичок.

3.1.5. Залишки аміаку випускати з компресора через гумовий шланг, один кінець якого надягти на спеціальний вентиль, розташований на компресорі, а другий — вивести назовні в посудину з водою під її рівень.

3.1.6. Щоб уникнути потрапляння води в компресори під час видалення аміаку, необхідно контролювати в них тиск, не допускати його падіння нижче за атмосферний.

3.1.7. Перегрівання парів аміаку, які всмоктуються компресором, повинно бути:

не менше ніж 5 °С — для одноступінчатих і ступеня високого тиску двоступінчатих компресорів 10°С — для ступеня низького тиску двоступінчатих компресорів. Це перегрівання визначають як різницю між температурою пари, яку вимірюють термометром перед всмоктувальним штуцером компресора, і температурою кипіння аміаку, яку визначають по тиску всмоктування за таблицею для насиченої пари аміаку.

Мановакуумметр (чи прилад для вимірювання перегріву) для вимірювання тиску всмоктування вибрати таким чином, щоб похибка при визначенні температури кипіння була не більше ніж 5 °С.

3.1.8. Щоб виміряти температуру парів аміаку, що нагнітає компресор, термометр встановити в гільзі на трубопроводі на відстані від 200 до 300 мм від патрубку чи запірного вентиля компресора.

Температура нагнітання повинна бути:

не більше ніж 160 °С — для сучасних поршневих компресорів;

90 °С — для гвинтових, якщо заводська інструкція не передбачає інше значення;

135 °С — для горизонтальних тихохідних компресорів старих марок.

3.1.9. У разі раптової появи стуку в циліндрі компресора зупинити компресор, повідомити про це керівнику (старшому машиністу), записати в добовий журнал роботи машинного відділення причину зупинки.

3.1.10. У разі зменшення перегріву та швидкого падіння температури парів аміаку, обмерзання всмоктуючих трубопроводів і появи інших ознак вологого ходу відключити компресорну установку та усунути несправності, що виникли.

Ознаки вологого ходу:

у поршневому компресорі — приглушений стукіт у нагнітальних клапанах і падіння тиску змащування;

у гвинтовому — зміна шуму в роботі та падіння тиску змащування;

у ротаційному багатолопатевому — зміна шуму в роботі та збільшення масла в масловіддільнику.

3.1.11. У холодильній установці, не спорядженій захисними ресиверами, перед підключенням до працюючого компресора додаткового теплового навантаження (холодильної камери після її ремонту або відтаювання батарей тощо) знизити подачу рідини у випарювальну систему, закрити всмоктуючий запірний вентиль у компресора та тільки після підключення додаткового теплового навантаження поступово відкривати останній.

3.1.12. Взимку при перервах у роботі холодильної установки й можливості замерзання води необхідно спускати її з охолодних оболонок циліндрів і сальників компресорів, водяних насосів, конденсаторів закритого типу, переохолоджувачів та інших апаратів, а також з водяних трубопроводів, для чого повинні бути передбачені спускні крани в самих низьких точках системи.

3.1.13. Усі рухомі та обертові частини устаткування огорожують суцільними або сітчастими огорожами, знімними й легкорозбірними.

Вузли й деталі огорожі повинні бути надійно закріплені та мати достатню міцність і жорсткість.

3.1.14. Доступ до рухомих частин дозволяється тільки після повної зупинки й після того, як вжили заходів щодо запобігання їх пуску сторонніми особами.

Замір лінійного зазору в компресорі проводити тільки при ручному повертанні вала.

3.1.15. На компресорах і насосах, що працюють в автоматичному режимі, на видному місці вивішують таблички: «Обережно! Пускається автоматично!»

3.1.16. Перевірку та обкатку аміачних компресорів після монтажу й ремонту виконувати відповідно до інструкцій заводів-виробників.

3.1.17. Після ремонту й профілактики холодильного устаткування, а також після вимушеної зупинки компресора чергова зміна може проводити пуск йоготільки після письмового дозволу начальника цеху (або особи, яка його замінює), який повинен особисто пересвідчитися, що пуск компресораможливий і безпечний.

При цьому пуск кожного компресора здійснювати вручну після попереднього дренування всмоктувального та нагнітального трубопроводів компресора від можливого скупчення рідкого аміаку та мастила за допомогою дренажних вентилів і трубопроводів.

Перед пуском гвинтового компресора, який має пристрій для ручного регулювання продуктивності, вивести пристрій у положення мінімальної продуктивності.

3.2. Апарати (посудини):

3.2.1. Під час відсмоктування аміаку з апаратів (посудин) заборонено швидко (зі швидкістю зниження температури більше ніж 30 °С на годину) знижувати в них тиск для запобігання зниження механічної міцності їх стінокз причини різкого зниження температури.

3.2.2. Систематично усувати лід, що утворюється взимку на зрошувальних конденсаторах, градирнях, драбинах, площадках для їх обслуговування.

3.2.3. Механічне очищення від водяного каменю труб конденсатора виконувати під керівництвом начальника цеху й тільки після звільнення конденсатора від аміаку.

Не рідше ніж раз на місяць перевіряти воду, що відходить з конденсатора, на наявність аміаку.

3.2.4. Окремо розташовані апаратні й конденсаторні приміщення зачиняти на ключ, який має знаходитися у чергового зміни холодильної установки.

3.2.5. При охолодженні води в кожухотрубних випарниках температура кипіння аміаку повинна бути не менше ніж 2 °С.

3.2.6. У системах охолодження з проміжним теплоносієм не рідше ніж раз на місяць перевіряти його на наявність аміаку в ньому.

3.2.7. Мастило з мастиловіддільників (за відсутності автоматичного перепуску в картер компресора) і апаратів сторін високого й низького тиску необхідно періодично пропускати в мастилозбірники. Із мастилозбірників випускати його при тиску, близькому до атмосферного, — вище його на 0,01...0,02 МПа (0,1...0,2 кг/см²) після відсмоктування парів аміаку через пристрій для відділення рідини.

Випускати мастило безпосередньо із апаратів (посудин) холодильної установки заборонено.

На мастилозбірниках мають бути встановлені мановакуумметри.

4. Вимоги безпеки після закінчення роботи

4.1. Передати зміну зміннику (при змінній роботі), перевірити стан холодильної установки, зробити відмітку в спеціальному журналі.

4.2. У випадку відсутності змінника не залишати робоче місце без дозволу керівник робіт.

4.3. Упорядкувати спецодяг, ЗІЗ і покласти у відведене для них місце.

4.4. Помити руки, обличчя теплою водою з милом. Якщо змога, прийняти душ.

4.5. Про всі недоліки, які були виявлені під час роботи, доповісти керівнику робіт і зробити відповідний запис у журналі.

5. Вимоги безпеки в аварійних ситуаціях

5.1. Аварійна ситуація може виникнути в разі: появи стуку в циліндрах компресора, а також у випадках, викладених у п. 3.2.12 цієї інструкції.

5.2. У разі аварійного викиду аміаку — гідравлічний удар, розривання трубопроводу, порушення герметичності посудин та інше — подати сигнал про небезпеку, відключити установку. Вжити заходів з евакуації людей з небезпечної зони, не допускати до неї сторонніх, повідомити про те, що сталося, керівнику робіт і діяти згідно з планом ліквідації аварії.

5.3. Якщо є потерпілі, надавати їм домедичну допомогу. У разі необхідності викликати швидку медичну допомогу.

5.4. Надання домедичної допомоги.

5.4.1. Домедична допомога при отруєнні аміаком.

У разі отруєння парами аміаку вивести потерпілого на свіже повітря або в чисте тепле приміщення. За необхідності застосовувати штучне дихання. Звільнити потерпілого від стискаючого одягу, замінити брудний одяг і надати йому повний спокій.

Провести потерпілому інгаляцію теплою парою, яка містить 1—2%-вий розчин лимонної кислоти (із чайника крізь паперову трубку). Напоїти його міцним солодким чаєм або 3%-вим розчином молочної кислоти. У випадках отруєння дати потерпілому вдихати кисень протягом 30—45 хв., зігрівати потерпілого — обкласти грівками.

У випадку глибокого сну й можливого зниження больової чутливості бути обережним, щоб не спричинити опіків.

За наявності явищ роз'ятрювання потерпілий має полоскати ніс, горло 2%-вим розчином соди або водою.

Незалежно від стану потерпілого направити його до лікаря. У випадку появи задухи, кашлю транспортувати потерпілого в лежачому положенні.

У разі попадання аміаку в очі промити їх великою кількістю чистої води. Після цього до огляду лікаря надіти темні захисні окуляри. Заборонено забинтовувати очі та накладати на них пов'язку.

У разі попадання на шкіру аміаку, який викликав опік, направити на уражену поверхню міцний струмінь чистої води. Після цього пошкоджену кінцівку занурити в теплу воду (35—40 °С) на 5—10 хвилин або у випадку пошкодження більшої поверхні тіла зробити загальну ванну. Після ванни висушити шкіру, прикладаючи рушник, який добре вбирає воду — розтирати заборонено. Накласти на пошкоджену ділянку шкіри мазеву пов'язку або змастити її маззю Вишневського чи пеніциліновою маззю. За відсутності мазі використовувати вершкове (несолене) масло або олію.

5.4.2. Домедична допомога при ураженні електричним струмом.

У разі ураження електричним струмом звільнити потерпілого від його дії, відключивши електроустановку від джерела живлення. Якщо відключити неможливо — відтягнути потерпілого від струмоведучих частин за одяг або застосувавши підручний ізоляційний матеріал.

У разі відсутності у потерпілого дихання і пульсу робити йому штучне дихання і непрямий (зовнішній) масаж серця, звернувши увагу на зіниці. Розширені зіниці свідчать про різке погіршення кровообігу мозку. Викликати швидку медичну допомогу.

5.4.3. Домедична допомога при пораненні.

Розкрити індивідуальний пакет, накласти стерильний перев'язочний матеріал, що міститься у ньому, на рану та зав'язати її бинтом.

Якщо індивідуального пакету немає, використати для перев'язки чисту носову хустинку, чисту полотняну ганчірку тощо. На те місце ганчірки, що приходить безпосередньо на рану, бажано накапати декілька капель настойки йоду, щоб одержати пляму розміром більше рани, а після цього накласти ганчірку на рану. Особливо важливо застосовувати настойку йоду зазначеним чином при забруднених ранах.

5.4.3. Домедична допомога при переломах, вивихах, ударах.

При переломах і вивихах кінцівок пошкоджену кінцівку укріпити шиною, фанерною пластинкою, палицею, картоном тощо. Пошкоджену руку можна також підвісити за допомогою перев'язки або хустки до шиї і прибинтувати дотулуба.

У разі підозри на перелом черепа (несвідомий стан після удару голови, кровотеча з вух або роту) прикласти до голови холодний предмет (грілку з льодом або снігом, чи холодною водою) або зробити холодну примочку.

У разі підозри на перелом хребта потерпілого покласти на дошку, не підіймаючи його, чи повернути потерпілого на живіт обличчям униз, наглядаючи при цьому, щоб тулуб не перегинався, з метою уникнення ушкодження спинного мозку.

5.4.4. Домедична допомога при теплових опіках.

При опіках вогнем, парою, гарячими предметами заборонено відкривати пухирі, які утворюються, та перев'язувати опіки бинтом.

При опіках I ступеня (почервоніння) обпечене місце обробити ватою, змоченою етиловим спиртом.

При опіках II ступеня (пухирі) обпечене місце обробити спиртом, 3%-вим марганцевим розчином або 5%-вим розчином таніну.

При опіках III ступеня (зруйнування шкіряної тканини) накрити рану стерильною пов'язкою та викликати лікаря.

14. Аміак як холодогент, безпечний вибір для сталого майбутнього в харчовій промисловості

Боротьба з кліматичними змінами - це велике виклик. Синтетичні охолоджуючі речовини, такі як фторовуглеводні гази (F-гази), включаючи хлорофторовуглеводні (CFC), гідрохлорофторовуглеводні (HCFC) та гідрофторовуглеводні (HFC), всі пошкоджують озоновий шар і мають великий потенціал глобального потепління (GWP). Для зменшення викидів парникових газів, синтетичні охолоджуючі речовини потрібно замінити, особливо компаніям у секторах харчових продуктів, напоїв та фармацевти, які мають великі потреби в енергії.

Зокрема, Європейський Парламент тепер проголосував за введення додаткових поправок до регулювання F-газів, які передбачають абсолютний заборону фторованих газів у холодильному, кондиціонуальному та тепловому обладнанні протягом наступних 5 років.

Під керівництвом Комітету з охорони навколишнього середовища, громадського здоров'я та безпеки (ENVI), ці амбітні цілі щодо ліквідації F-газів свідчать про прагнення Європи стати кліматично нейтральною до 2050 року. Промисловість повинна переходити на природні охолоджуючі речовини, щоб відповідати цим регуляціям, особливо з урахуванням того, що наступні покоління охолоджуючих речовин, такі як HFO, які перетворюються на пер- та поліфторовуглеводні речовини (PFAS), також заплановані до заборони.

					00 ДП.142.008.022.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	14. Аміак як холодогент, безпечний вибір для сталого майбутнього в харчовій промисловості	Літ.	Арк.	Аркушів
Розроб.		Остапенко Д.І.						
Перевір.		Грищенко Р.В.					197	228
Н. контр.						ХМ – 4 – 4		
Затверд.		Петренко В.П.						

Одне з найближчих обмежень стосується стаціонарних холодильників та морозильників для комерційного використання (самостійне обладнання), яке має набути чинності вже з 1 січня 2024 року, із наступними класами обладнання, що вступатимуть в силу у наступні січні до 2028 року. Стаціонарне охолодження вже не потребує використання фторованих парникових газів, оскільки існує велика кількість природних альтернативних охолоджуючих речовин.

Для вищезгаданих застосувань аміак є основною природною охолоджуючою речовиною. Насправді, він вже замінює ті, які виходять з вжитку. Більшість систем охолодження, що використовують синтетичні охолоджуючі речовини, можна перебудувати на природні охолоджуючі речовини, які екологічно чисті та не мають впливу на глобальне потепління або руйнування озонового шару.

Безперечно, краще інвестувати у системи на природних охолоджуючих речовинах, які прослужать десятиліття, - відповідаючи європейським регулятивам, - ніж покладатися на короткотривалі синтетичні альтернативи.

Чому робити аміак своєю першочерговою природною охолоджуючою речовиною? Аміак можна описати як газ "назад у майбутнє". Він не новий і існує вже дуже давно; проте він є дуже сучасним рішенням. Аміак є повністю вуглецево-нейтральним і, як такий, є ідеальною - і сталою - альтернативою іншим охолоджуючим речовинам. Він також на 40 відсотків ефективніший з термодинамічної точки зору. Крім того, аміак сприяє зниженню викидів діоксиду вуглецю в широкому спектрі процесів, пропонуючи високопродуктивні, енергоефективні рішення охолодження та опалення. Традиційні установки на основі аміаку вважаються очевидним вибором у регіонах, таких як Європа, Далекий Схід і Сполучені Штати, оскільки все більше виробників харчових продуктів, центрів розподілу та роздрібних торговців з охолоджувальними системами приєднуються до цієї тенденції.

Недавні дані за 2021 рік показали зростання встановлень аміаку з низькою зарядкою на рік на рік на рівні 11 відсотків, 13 відсотків та 24 відсотків у Європі, США та Японії відповідно (джерело - звіт АТМО).

Позитивне зростання аміаку пояснює, чому аміак - це найкраще рішення для промислового охолодження і чому підприємства повинні використовувати його як ефективну, природну заміну синтетичних холодоагентів.. Як майбутньо захищений природний охолоджуючий агент, аміак має довгий термін служби; таким чином, це велика інвестиція порівняно з іншими охолоджуючими речовинами, які можуть прослужити всього 10 років або ще менше. Якщо ви інвестуєте в аміак, ваші витрати залишаються безпечними на наступні 30–40 років або навіть більше.

Крім того, універсальність аміаку при широкому діапазоні температур зараз відкриває нові можливості поза його традиційними ринками. Він працює краще за інші холодоагенти, оскільки забезпечує таке саме охолодження з меншим споживанням електроенергії і зменшеними витратами на систему.

Беручи до уваги амбіційні нові цілі ЄС, організації не мають чого втрачати і мають все отримати від прийняття передових технологій природного охолодження. Аміак - це не лише дешево і безпечно, він також є найкращим вибором для подальшого зменшення експлуатаційних витрат і викидів.

Список використаних джерел

1. Янвель Б. К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. - М.: Агропромиздат, 1989. - 223 с.

2. Холодильні установки [Електронний ресурс]: Метод. рекомендації: до проведення практ. занять для здобувачів освітнього ступ. «Бакалавр» спец. 142 “Енергетичне машинобудування”, освітньо-професійної програми «Холодильні техніка та технології» ден. та заоч. форм навч. / Уклад.: О.Ю. Пилипенко, А.П. Францішко. – К.: НУХТ, 2021. – 58 с.

3. Плодоовочесховища: проектування, оптимізація, розрахунки [Текст] : підручник/ М. Г. Хмельнюк, В. П. Кочетов, А. В. Форсюк, Н. В. Жихарева ; під заг. ред. М. Г. Хмельнюка ; Одес. нац. акад. харч. технологій, Нац. ун-т харч. технологій. — Одеса : Бондаренко М. О., 2018. — 228 с. : табл., рис. — Бібліогр.: с. 222-223

4. Холодильні машини [Електронний ресурс]: метод. рекомендації до вивч. дисц. та викон. контрольної роботи для студ. освітнього ступеня “Бакалавр” спеціальності 142 “Енергетичне машинобудування” ден. та заоч. форм навчання / уклад. А.В.Форсюк. – К.: НУХТ, 2016. – 37 с.

5. Холодильні машини: [Електронний ресурс] метод. рекомендації до викон. курсового проекту на тему: “Проект комплексної холодильної машини” для студ. освітнього ступеня “Бакалавр” спеціальності 142 “Енергетичне машинобудування” денної та заоч. форм навчання / уклад. А.В.Форсюк. – К.: НУХТ, 2018. – 26 с.

					00 ДП.142.008.022.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Список використаних джерел	Літ.	Арк.	Аркушів
Розроб.		Остапенко Д.І.						
Перевір.		Грищенко Р.В.					200	228
Н. контр.						ХМ – 4 – 4		
Затверд.		Петренко В.П.						

6. Холодильні машини [Електронний ресурс]: курс лекцій (частина II. Теплообмінне обладнання холодильних машин) для студ. освітнього ступеня “Бакалавр” спеціальності 142 “Енергетичне машинобудування” ден. та заоч. форм навч. / А.В.Форсюк. – К.: НУХТ, 2016. – Ч I. – К.: НУХТ, 2016.– 98 с.

7. Холодильні машини [Електронний ресурс]: курс лекцій (частина 1. Компресори холодильних машин) для студ. освітнього ступеня “Бакалавр” спеціальності 142 “Енергетичне машинобудування” ден. та заоч. форм навч./уклад. А.В.Форсюк. – К.: НУХТ, 2016. – Ч I. – К.: НУХТ, 2016.– 160с.

8. Форсюк А.В. Холодильні машини [Електронний ресурс]: курс лекцій (частина III. Допоміжне обладнання холодильних машин) для здобувачів освітнього ступеня “бакалавр” спеціальності 142 “Енергетичне машинобудування” освітньо-професійної програми “Холодильні машини і установки” ден. та заоч. форм навч. / А.В.Форсюк. – К.: НУХТ, 2019. – Ч III. – К.: НУХТ, 2019.– 54 с.

9. Петренко В.П. Теплотехнологічні процеси та установки, курс лекцій до вивчення дисципліни для студентів напрямів підготовки 6.050601 "Теплоенергетика" та 6.050604 "Енергомашинобудування". - К.: НУХТ, 2013. - 118 с.

10. Maslikov, M. M. (2007), Kholodyl'na tekhnolohiia kharchovykh produktiv : navch. posib [Refrigeration technology of food products: academic. manual], NUKhT, Kyiv, 335 p.

11. Грищук М.В. Основи охорони праці. – К.: Кондор, 2007 – 240с.

12. 11. Голованов Г.С., Френклах М.Б. Охрана труда при обслуживании холодильного оборудования. – Л.: Машиностроение, 1983. -144.

13. “Coalescent Oil Separators.” Compatible with all traditional refrigerants including ammonia (NH3) and subcritical CO2. Accessed November 15, 2023. <https://temprite.com/products/coalescent-oil-separators/>.

14. “Screw Compressors Bitzer.” OS. SERIES. Accessed October 6, 2023. <https://www.bitzer.de/ua/en/products/screw-compressors/open/for-nh-x2083-systems/os.a-series/>.

15. Danfoss Coolselector 2. Accessed October 6, 2023. <https://www.danfoss.com/en/service-and-support/downloads/dcs/coolselector-2/>.

16. “Alfa Laval .” Product catalog. Accessed October 6, 2023. https://shop.alfalaval.com/engb/?utm_source=google&utm_medium=cpc&utm_campaign=neu_uk_Product_Catalogue2023&utm_content=&utm_term=&gad_source=1&gclid=CjwKCAiAvdCrBhBREiwAX66Un9Ym_UCMW4ZXgPmIAZb4GpERgMb0Gs_A00m3wzY_1YnrQi1pRBynRoCJOYQAvD_BwE.

17. https://kormushka.store/product/bochka-s-zazhymom-60-l/?gad_source=1&gclid=Cj0KCQiA84CvBhCaARIsAMkAvkLOaXajZVDIIQ4UQ6cK0UHywqImg-jXzmkMzEgE4_NS2_Ac9wOPUt0aAtExEALw_wcB

18. <https://www.skladsystems.com/uk/product/stelazhi-paletni-5500-h-h2700h1100-mm-pidloga-4-yar-h-2410-kg/>

19. https://pro-stock.com.ua/ukr/tara_dlya_syrodeliya/universalniy_konteyner_dlya_syra_800x600x177/

20. https://litolan.ua/ua/product/bochka-plastikova-45-l/?gad_source=1&gclid=Cj0KCQiA84CvBhCaARIsAMkAvkK_XmFSBzVuHZYWQVYvkNvLktmBYXLSGXyMnd3lwFJEhWCEHWPaoBUaAhTjEALw_wcB

Додатки

Додаток 1

Технические характеристики (400 В, 50 Гц)

IP55 — IC 411, класс изоляции F, класс превышения температуры В
Класс энергоэффективности IE4 в соответствии с МЭК 60034-30-1: 2014

Выходная мощность кВт	Тип электро- двигателя	Код изделия	Ча- сто- та вра- ще- ния (об/ мин)	КПД МЭК 60034-30-1: 2014			Коэф- фи- циент мощ- ности cosφ	Ток		Крутящий момент				Уровень звуко- вого давле- ния L _{ра} (дБ)	
				Пол- ная на- грузка 100 %	3/4 на- грузки 75 %	1/2 на- грузки 50 %		I _н (А)	I _с /I _н	T _н (Н·м)	Момент инерции J = 1/4 GD ² кг·м ²		Масса (кг)		
											T _с /T _н	T _б /T _н			
3000 об/мин = 2 полюса				400 В, 50 Гц			Конструкция согласно CENELEC								
3	М3ВР 100ЛКА 2	3GBPI01810...М	2920	89,1	88,7	86,1	0,90	5,41	9,6	10	2,7	4,2	0,0087	57	57
4	М3ВР 112МВ 2	3GBPI11320...М	2882	90,0	91,3	91,7	0,91	7,05	8,8	13,4	2,4	3,9	0,0134	66	61
5,5	М3ВР 132СМВ 2	3GBPI131220...М	2933	90,9	91,8	91,9	0,93	9,28	7,6	17,91	1,6	3,5	0,0158	85	62
7,5	М3ВР 132СМС 2	3GBPI131230...М	2933	91,7	92,7	92,8	0,92	13	9,3	24,4	2,4	4,0	0,0177	90	62
11	М3ВР 160МЛА 2	3GBPI161410...М	2953	92,6	92,9	92,4	0,88	19,5	8,3	35,57	3,3	4,1	0,0514	141	69
15	М3ВР 160МЛВ 2	3GBPI161420...М	2955	93,3	93,5	93,0	0,88	26,4	9,0	48,48	3,8	4,4	0,0612	170	69
18,5	М3ВР 160МЛС 2	3GBPI161430...М	2943	93,7	94,4	94,5	0,90	31,6	8,6	60,7	3,3	4,0	0,079	179	67
22	М3ВР 180МЛА 2	3GBPI181410...М	2960	94,0	94,3	94,1	0,88	38,1	8,5	71,5	2,7	3,5	0,126	224	67
30	М3ВР 200МЛА 2	3GBP201410...М	2957	94,5	94,8	94,9	0,91	50,4	7,3	96,88	2,1	3,0	0,196	289	72
37	М3ВР 200МЛВ 2	3GBP201420...М	2955	94,8	95,4	95,4	0,89	63,4	7,5	121	2,7	3,7	0,217	309	72
45	М3ВР 225СМА 2	3GBP221210...М	2971	95,0	95,2	94,5	0,88	77,3	8,0	145	3,4	3,6	0,323	395	74
55	М3ВР 250СМА 2	3GBP251210...М	2976	95,3	95,5	95,2	0,88	94,4	8,4	178	3,3	3,6	0,634	483	75
75	М3ВР 280СМВ 2	3GBP281220...М	2980	95,6	95,6	94,9	0,87	129	7,3	240	2,5	2,9	0,9	665	77
90	М3ВР 280СМС 2	3GBP281230...М	2981	95,8	95,6	95,0	0,88	153	8,0	288	3,0	3,1	1,15	725	77
110	М3ВР 315СМВ 2	3GBP311220...М	2982	96,0	96,0	95,3	0,88	189	6,7	352	1,9	2,6	1,4	940	77
132	М3ВР 315СМС 2	3GBP311230...М	2986	96,2	96,3	95,9	0,88	226	7,9	422	2,4	3,0	1,7	1025	77
160	М3ВР 315МЛА 2	3GBP311410...М	2983	96,3	96,5	96,3	0,90	268	7,3	512	2,2	2,7	2,1	1190	77
200	М3ВР 315МЛВ 2	3GBP311420...М	2983	96,5	96,8	96,7	0,90	333	6,8	640	1,9	2,6	2,2	1220	77
250	М3ВР 355СМВ 2	3GBP351220...М	2983	96,5	96,6	96,2	0,90	415	7,6	800	2,2	3,0	3,4	1680	83
315	М3ВР 355СМС 2	3GBP351230...М	2984	96,5	96,5	95,9	0,89	533	7,8	1008	2,3	2,8	3,6	1750	83
355	М3ВР 355МЛА 2	3GBP351410...М	2981	96,5	96,7	96,3	0,90	595	7,5	1137	2,3	2,6	4,1	2000	83
400	М3ВР 355МЛВ 2	3GBP351420...М	2982	96,5	96,2	95,5	0,88	677	7,1	1280	2,3	2,9	4,1	2000	83
450	М3ВР 355МЛС 2	3GBP351430...М	2983	96,5	96,5	95,7	0,90	743	7,9	1440	2,2	2,9	4,3	2080	83
500	М3ВР 355ЛКА 2	3GBP351810...М	2982	96,5	96,5	96,0	0,90	827	7,5	1601	2,0	3,9	4,8	2320	83
560 ²⁾	М3ВР 400ЛА 2	3GBP401510...М	2988	96,5	96,5	95,7	0,89	934	7,8	1789	2,5	3,7	7,9	2950	82
630 ²⁾	М3ВР 400ЛВ 2	3GBP401520...М	2987	96,5	96,2	95,6	0,89	1049	7,6	2014	2,6	3,7	8,2	2950	82
710 ²⁾	М3ВР 400ЛС 2	3GBP401530...М	2987	96,5	96,3	95,7	0,89	1178	7,2	2270	2,6	3,4	9,3	3050	82
800 ^{2), 3)}	М3ВР 450ЛА 2	3GBP451510...М	2990	96,5	96,2	95,4	0,87	1362	7,8	2555	1,3	3,4	12,2	4000	85
900 ^{2), 3)}	М3ВР 450ЛВ 2	3GBP451520...М	2990	96,5	96,2	95,5	0,87	1534	7,6	2874	1,5	3,1	13,5	4000	85
1000 ^{2), 3), 4)}	М3ВР 450ЛС 2	3GBP451530...М	2990	96,5	96,3	95,5	0,88	974	7,2	3194	1,7	3	14,5	4400	85

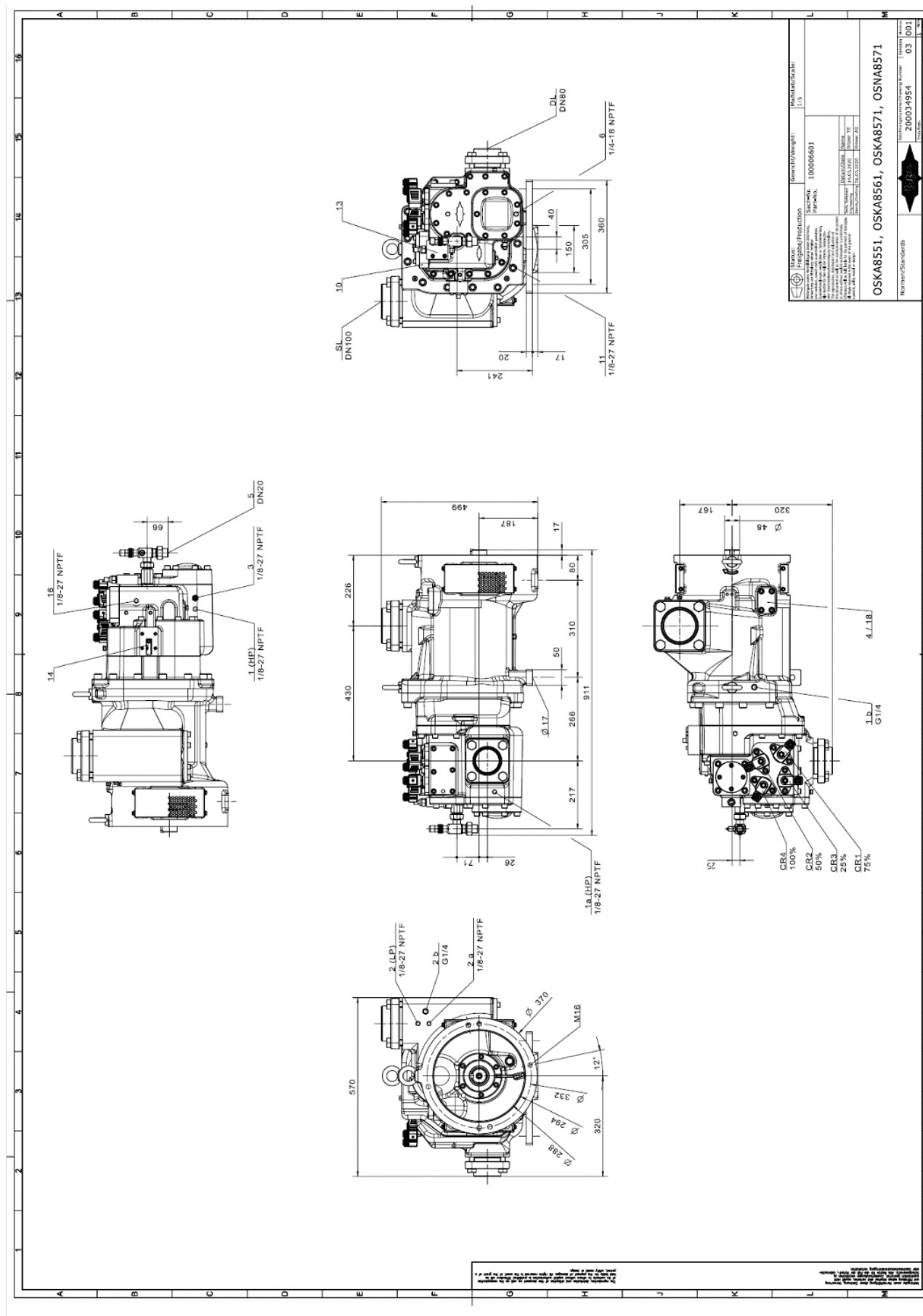
²⁾ Стандартный вариант — односторонний вентилятор. Направление вращения следует указать при заказе, см. коды модификаций 044 и 045.

²⁾ Класс превышения температуры F.

⁸⁾ Доступное напряжение сети — только 690 ВД.

Выходная мощность (кВт)	Тип электро- двигателя	Код изделия	Ча- стота вра- ще- ния (об/ мин)	МЭК 60034-30-1: 2014			Козф- фи- циент мощ- ности cosφ	Ток		Крутящий момент				Момент инерции J = 1/4 GD ² кг·м ²	Масса (кг)	Уровень звуко- вого давле- ния L _{зд} (дБ)
				Пол- ная на- грузка 100 %	3/4 на- грузки 75 %	1/2 на- грузки 50 %		I _n (А)	I _s /I _n	T _n (Н·м)	T _f /T _n	T _b /T _n				
3000 об/мин = 2 полюса				400 В, 50 Гц				Конструкция повышенной мощности								
110	M3BP 280SMD 2	3GBP281240...M	2979	96,0	96,0	95,3	0,85	192	8,4	352	2,9	3,7	1,15	725	77	
132	M3BP 280MLA 2	3GBP281410...M	2979	96,2	96,2	95,6	0,87	225	8,2	423	3,0	3,5	1,4	840	81	
160	M3BP 280MLB 2	3GBP281420...M	2968	96,3	96,6	96,6	0,90	266	6,7	515	2,4	2,6	1,55	890	81	
250	M3BP 315LKB 2	3GBP311820...M	2982	96,5	96,8	96,8	0,91	413	7,9	800	2,5	2,7	2,9	1540	77	

					00 ДП.142.008.022.ПЗ						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата							
Розроб.		Остапенко Д.І.			Додатки			Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевір.		Грищенко Р.В.								203	228
Н. контр.											
Затверд.		Петренко В.П.			ХМ – 4 – 4						



BITZER Software v6.18.0 rev2811									
(c) 2024, BITZER, Germany. Все данные могут быть изменены.									
10 травня 2024 р. 14:05:16									

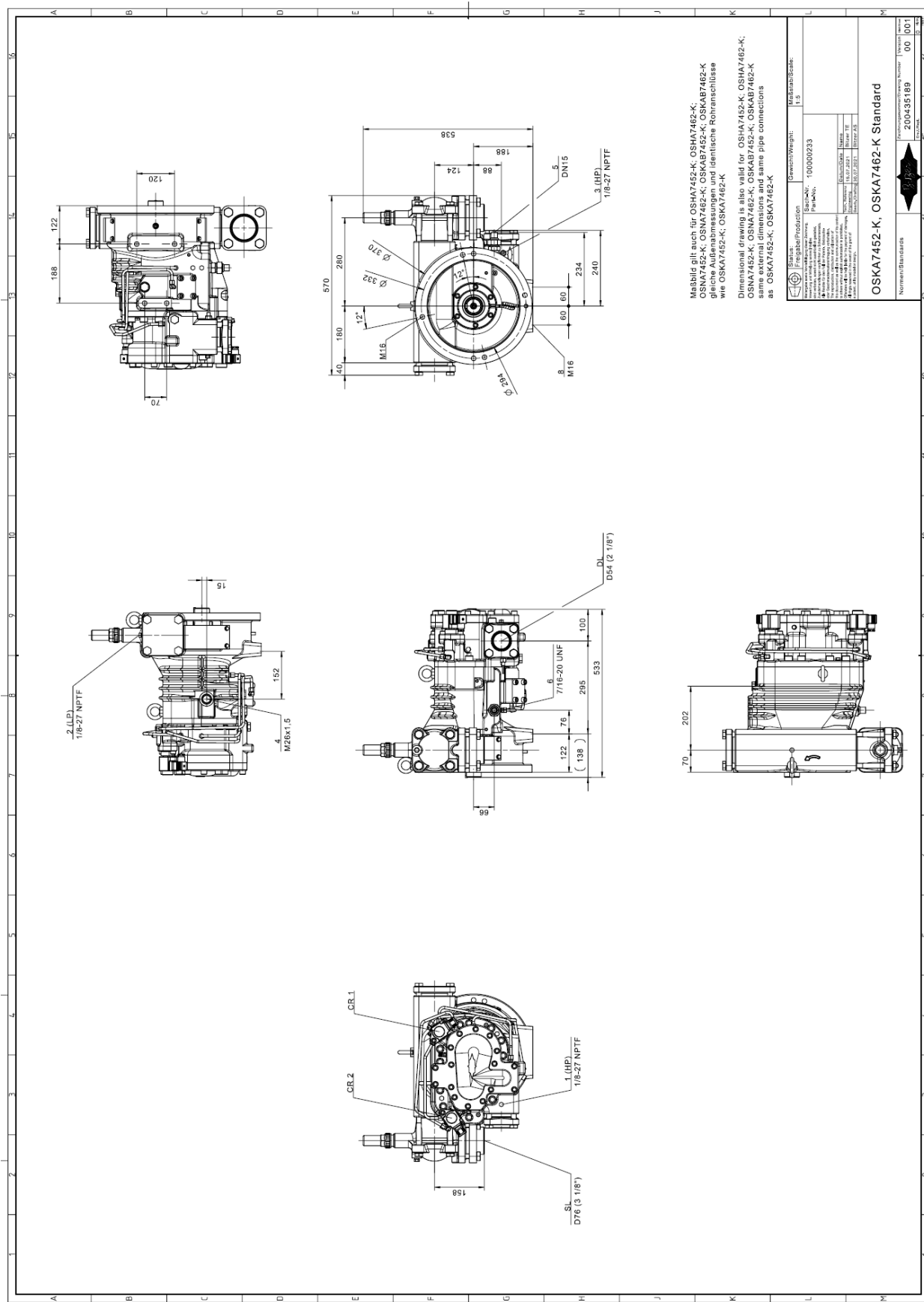
Выбор компрессора: Откр-е винтов. Компрессоры OS									

Исходные данные:									

тип компрессора		Винтовые, открытого типа							
Хладагент		R717							
Темп., используемая в расчете		Темп. "точки росы"							
Переохл-е (в конденсаторе)		0 K							
Перегрев всасыв. паров		8,00 K							
Режим эксплуатации		Стандарт							
Частота вращения		2900 /min							
Полезный перегрев		100%							
Дополнит. охлаждение		Автоматически							
Макс. темп. нагнетания		80,0 °C							
Холодопроизвод-сть		100%							

Результат									

		A							
Тиспарения SST		-4 °C							
Тконденсации SCT		39 °C							
Компрессор		Всего		OSKA8561-K		OSKA8561-K		OSKA8561-K	
Холодопроизвод-сть		100%		100%		100%		100%	
Холодопроизвод-сть		1087 kW		272 kW		272 kW		272 kW	
Холодопроизвод-сть*		--		274 kW		274 kW		274 kW	
Произв-сть испарителя		1087 kW		272 kW		272 kW		272 kW	
Мощность на валу		303 kW		75,7 kW		75,7 kW		75,7 kW	
Производительность конденсато		1219 kW		305 kW		305 kW		305 kW	
Соотнош-е		--		25 %		25 %		25 %	
COP/КПД		3,59		3,59		3,59		3,59	
COP/КПД*		--		3,61		3,61		3,61	
Массов. расход LP		3580 kg/h		895 kg/h		895 kg/h		895 kg/h	
Массов. расход HP		3580 kg/h		895 kg/h		895 kg/h		895 kg/h	
Режим эксплуатации		Стандарт		Стандарт		Стандарт		Стандарт	
Темп. жидкости		--		39 °C		39 °C		39 °C	
Объемн. расход масла		10,88 m³/h		2,72 m³/h		2,72 m³/h		2,72 m³/h	
Способ охлаждения		Внешнее		Внешнее		Внешнее		Внешнее	
Темп-ра масла на входе в компр-р		47,6 °C		47,6 °C		47,6 °C		47,6 °C	
Произв-ть маслоохл-ля		170,3 kW		42,6 kW		42,6 kW		42,6 kW	
Необх. мотор привода		--		110 kW		110 kW		110 kW	
Темп-ра нагнетания с охлаждением		80 °C		80 °C		80 °C		80 °C	
Температура нагнетания без охла		145,2 °C		145,2 °C		145,2 °C		145,2 °C	



BITZER Software v6.18.0 rev2811

(c) 2024, BITZER, Germany. Все данные могут быть изменены.

10 травня 2024 р. 12:40:19

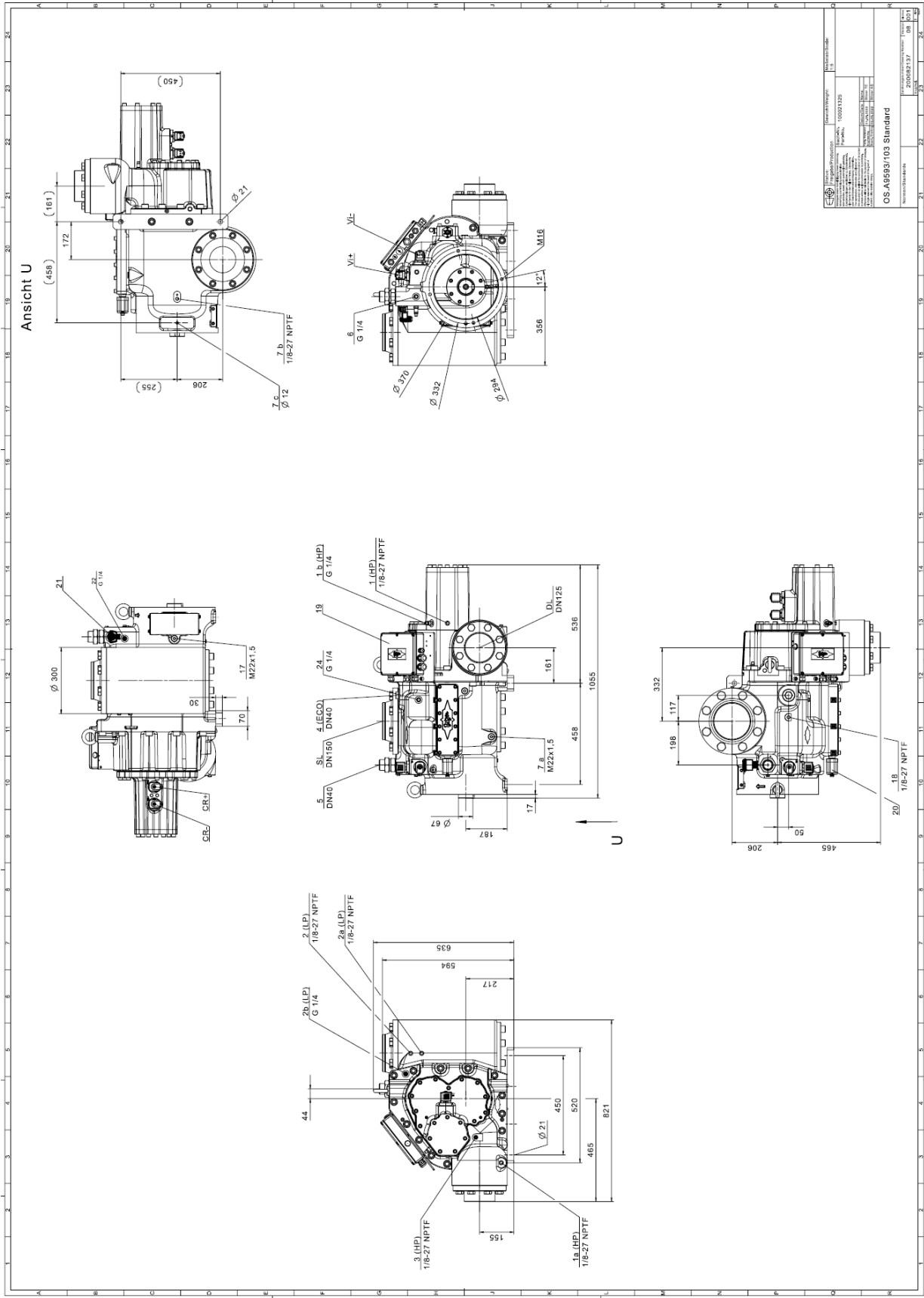
Выбор компрессора: Откр-е винтов. Компрессоры OS

Исходные данные:

тип компрессора	Винтовые, открытого типа
Хладагент	R717
Темп., используемая в расчете	Темп. "точки росы"
Переохл-е (в конденсаторе)	0 K
Перегрев всасыв. паров	8,00 K
Режим эксплуатации	Стандарт
Частота вращения	2900 /min
Полезный перегрев	100%
Дополнит. охлаждение	Автоматически
Макс. темп. нагнетания	80,0 °C
Холодопроизвод-сть	100%

Результат

	A		
Тиспарения SST	-15 °C		
Тконденсации SCT	20 °C		
Компрессор	Всего	OSKA7452-K	OSKA7452-K
Холодопроизвод-сть		100%	100%
Холодопроизвод-сть	223 kW	111,3 kW	111,3 kW
Холодопроизвод-сть*	--	112,1 kW	112,1 kW
Произв-сть испарителя	223 kW	111,3 kW	111,3 kW
Мощность на валу	53,2 kW	26,6 kW	26,6 kW
Производительность конденсато	253 kW	126,5 kW	126,5 kW
Соотнош-е	--	50 %	50 %
COP/КПД	4,19	4,19	4,19
COP/КПД *	--	4,22	4,22
Массов. расход LP	685 kg/h	343 kg/h	343 kg/h
Массов. расход HP	685 kg/h	343 kg/h	343 kg/h
Режим эксплуатации	Стандарт	Стандарт	Стандарт
Темп. жидкости	--	20 °C	20 °C
Объемн. расход масла	3,29 m³/h	1,65 m³/h	1,65 m³/h
Способ охлаждения	Внешнее	Внешнее	Внешнее
Темп-ра масла на входе в компр-р	60 °C	60 °C	60 °C
Произв-ть маслоохл-ля	22,8 kW	11,38 kW	11,38 kW
Необх. мотор привода	--	30 kW	30 kW
Темп-ра нагнетания с охлаждением	74,3 °C	74,3 °C	74,3 °C
Температура нагнетания без охл	122,9 °C	122,9 °C	122,9 °C



Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

00 ДП.142.008.022.ПЗ

Аркуш

BITZER Software v6.18.0 rev2811
(с) 2024, BITZER, Germany. Все данные могут быть изменены.
10 травня 2024 р. 12:30:30

Выбор компрессора: Откр-е винтов. Компрессоры OS

Исходные данные:

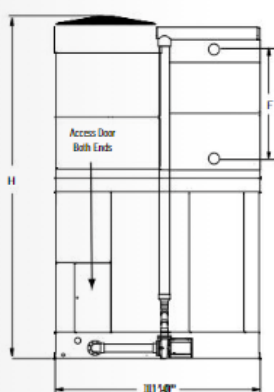
тип компрессора	Винтовые, открытого типа
Хладагент	R717
Темп., используемая в расчете	Темп. "точки росы"
Переохл-е (в конденсаторе)	0 K
Перегрев всасыв. паров	8,00 K
Режим эксплуатации	Стандарт
Частота вращения	2900 /min
Полезный перегрев	100%
Дополнит. охлаждение	Автоматически
Макс. темп. нагнетания	80,0 °C
Холодопроизвод-сть	100%

Результат

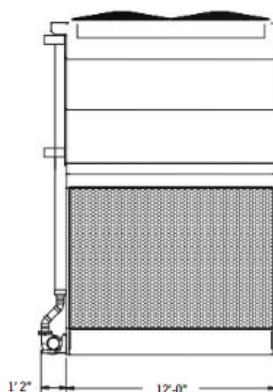
	A			
Тиспарения SST	-34 °C			
Тконденсации SCT	10 °C			
Компрессор	Всего	OSNA95103-K	OSNA95103-K	OSNA95103-K
Холодопроизвод-сть		100%	100%	100%
Холодопроизвод-сть	731 kW	244 kW	244 kW	244 kW
Холодопроизвод-сть*	--	246 kW	246 kW	246 kW
Произв-сть испарителя	731 kW	244 kW	244 kW	244 kW
Мощность на валу	230 kW	76,8 kW	76,8 kW	76,8 kW
Производительность конденсато	855 kW	285 kW	285 kW	285 kW
Соотнош-е	--	33,3 %	33,3 %	33,3 %
COP/КПД	3,17	3,17	3,17	3,17
COP/КПД*	--	3,2	3,2	3,2
Массов. расход LP	2216 kg/h	739 kg/h	739 kg/h	739 kg/h
Массов. расход HP	2216 kg/h	739 kg/h	739 kg/h	739 kg/h
Режим эксплуатации	Стандарт	Стандарт	Стандарт	Стандарт
Темп. жидкости	--	10 °C	10 °C	10 °C
Объемн. расход масла	13,37 m³/h	4,46 m³/h	4,46 m³/h	4,46 m³/h
Способ охлаждения	Внешнее	Внешнее	Внешнее	Внешнее
Темп-ра масла на входе в компр-р	60 °C	60 °C	60 °C	60 °C
Произв-ть маслоохл-ля	105,7 kW	35,2 kW	35,2 kW	35,2 kW
Необх. мотор привода	--	90 kW	90 kW	90 kW
Темп-ра нагнетания с охлаждением	76,3 °C	76,3 °C	76,3 °C	76,3 °C
Температура нагнетания без охл	148,2 °C	148,2 °C	148,2 °C	148,2 °C

CXVB Evaporative Condenser

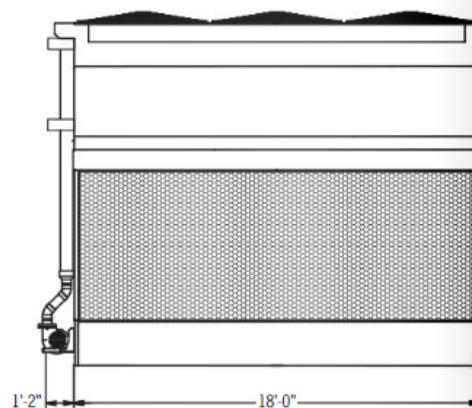
CXVB Engineering Data



Connection Side:
CXVB 12' x 12' and 12' x 18' Units



Air Inlet End:
CXVB 12' x 12' Units



Air Inlet End:
CXVB 12' x 18' Units

**NOTES:**

1. Model number denotes R-717 capacity in evaporator tons at a 96.3°F condensing temperature, a 20°F suction temperature, and a 78°F entering wet-bulb temperature.
2. R-22 tons are at a 105°F condensing temperature, a 40°F suction temperature, and a 78°F entering wet-bulb temperature.
3. Operating weight is for the unit with the water level at the overflow level and with the coil charged with R-717.
4. The R-22 operating charge is 1.93 times the R-717 charge; R-134a is 1.98 times.
5. Drain size is based on a bottom connection.
6. For R-22 and R-134a, the coil connection quantity may double.
7. Standard make-up, drain, and overflow connections are MPT.
8. Coil inlet and outlet connections are beveled for welding.

Do not use for construction. Refer to factory certified dimensions. This catalog includes data current at the time of publication, which should be reconfirmed at the time of purchase. Up-to-date engineering data, free product selection software, and more can be found at BaltimoreAircoil.com.

E48 FOR THE MOST UP TO DATE INFORMATION, VISIT WWW.BALTIMOREAIRCOIL.COM/CXVB

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Nom. Box Size	Model Number ⁽¹⁾	Base Heat Rejection (MBH)	R-22 Tons ⁽²⁾	Fan Motor (HP)	Airflow Rate (CFM)	Pump Motor (HP)	Spray Flow Rate (GPM)	Approximate Weight (lbs)			R-717 Oper. Charge ⁽⁴⁾ (lbs)	Internal Coil Volume (ft ³)	Remote Sump			F	H
								Ship Weight	Heaviest Section	Oper. Weight ⁽³⁾			Drain Size ⁽⁵⁾ (in)	Volume Req. (gal)	Approx. Oper. Weight (lbs)		
12" x 12"	CXVB-237-1212-10	4,899	300	10	71,900			10,830	6,110	18,570	177	20			18,310	3'-7"	16'-7"
	CXVB-264-1212-10	5,457	334	10	70,400			12,780	7,960	20,640	294	33			20,380	3'-7"	16'-6"
	CXVB-285-1212-15	5,892	361	15	80,600			12,860	8,040	20,720	294	33			20,460	3'-7"	16'-7"
	CXVB-297-1212-10	6,140	376	10	69,800			14,370	9,480	22,290	353	39			22,030	6'-4"	19'-6"
	CXVB-299-1212-10	6,181	378	10	68,800			16,250	11,260	24,280	471	52			24,020	6'-6"	19'-6"
	CXVB-302-1212-20	6,243	382	20	88,700			12,880	8,060	20,750	294	33			20,480	3'-7"	16'-7"
	CXVB-306-1212-10	6,326	387	10	69,000			15,830	10,870	23,840	442	49			23,580	6'-4"	19'-6"
	CXVB-314-1212-15	6,491	397	15	79,900			14,380	9,490	22,300	353	39			22,030	6'-6"	19'-6"
	CXVB-315-1212-10	6,512	399	10	68,300		7.5	17,290	12,260	25,390	530	58	10	750	25,120	6'-4"	19'-6"
	CXVB-327-1212-15	6,760	414	15	78,700			16,330	11,340	24,360	471	52			24,100	6'-6"	19'-6"
	CXVB-341-1212-20	7,049	432	20	87,300			15,380	10,440	23,350	412	45			23,090	6'-6"	19'-6"
	CXVB-341-1212-15	7,049	432	15	78,200			17,370	12,340	25,470	530	58			25,200	6'-4"	19'-6"
	CXVB-355-1212-25	7,339	449	25	94,100			15,430	10,490	23,410	412	45			23,150	6'-6"	19'-6"
	CXVB-370-1212-25	7,649	468	25	93,600			15,990	11,020	24,000	442	49			23,740	6'-4"	19'-6"
	CXVB-381-1212-30	7,876	482	30	98,500			17,400	12,370	25,500	530	58			25,240	6'-6"	19'-6"
	CXVB-393-1212-30	8,124	497	30	98,500			17,470	12,430	25,570	530	58			25,310	6'-4"	19'-6"
12" x 18"	CXVB-411-1212-40	8,496	520	40	109,500			16,320	11,330	24,320	442	49			24,060	6'-4"	19'-6"
	CXVB-360-1218-15	7,442	456	(1) 10 & (1) 5	108,600			15,940	8,990	27,690	265	29			27,200	3'-7"	17'-1"
	CXVB-403-1218-15	8,331	510	(1) 10 & (1) 5	108,100			19,130	12,020	31,050	442	49			30,570	3'-7"	17'-1"
	CXVB-437-1218-22.5	9,034	553	(1) 15 & (1) 7.5	123,800			19,250	12,130	31,170	442	49			30,680	3'-7"	17'-1"
	CXVB-444-1218-15	9,178	562	(1) 10 & (1) 5	105,200			21,280	14,070	33,290	530	58			32,800	6'-6"	20'-0"
	CXVB-457-1218-15	9,447	578	(1) 10 & (1) 5	105,200			21,430	14,210	33,440	530	58			32,950	6'-4"	20'-0"
	CXVB-459-1218-15	9,488	581	(1) 10 & (1) 5	103,800			24,470	17,110	36,660	706	78			36,170	6'-6"	20'-0"
	CXVB-467-1218-15	9,654	591	(1) 10 & (1) 5	103,000			25,960	18,530	38,240	795	87			37,750	6'-6"	20'-0"
	CXVB-482-1218-22.5	9,964	610	(1) 15 & (1) 7.5	120,400			21,460	14,240	33,470	530	58			32,990	6'-6"	20'-0"
	CXVB-483-1218-15	9,985	611	(1) 10 & (1) 5	103,000			26,110	18,660	38,380	795	87			37,890	6'-4"	20'-0"
	CXVB-513-1218-22.5	10,605	649	(1) 15 & (1) 7.5	119,200		10	23,880	16,550	36,030	662	73	12	1,085	35,540	6'-4"	20'-0"
	CXVB-525-1218-22.5	10,853	665	(1) 15 & (1) 7.5	117,900			26,220	18,770	38,500	795	87			38,010	6'-4"	20'-0"
	CXVB-525-1218-30	10,853	665	(1) 20 & (1) 10	132,600			21,580	14,350	33,590	530	58			33,100	6'-4"	20'-0"
	CXVB-545-1218-30	11,266	690	(1) 20 & (1) 10	131,200			23,920	16,580	36,060	662	73			35,570	6'-4"	20'-0"
	CXVB-567-1218-37.5	11,721	718	(1) 25 & (1) 15	141,300			23,980	16,640	36,120	662	73			35,630	6'-4"	20'-0"
	CXVB-581-1218-37.5	12,010	735	(1) 25 & (1) 15	139,800			26,310	18,860	38,590	795	87			38,100	6'-4"	20'-0"
	CXVB-601-1218-45	12,424	761	(1) 30 & (1) 15	148,500			26,420	18,960	38,690	795	87			38,200	6'-4"	20'-0"
	CXVB-628-1218-60	12,982	795	(1) 40 & (1) 20	165,300			24,400	17,040	36,550	662	73			36,060	6'-4"	20'-0"
	CXVB-643-1218-60	13,292	814	(1) 40 & (1) 20	163,500			26,740	19,270	39,020	795	87			38,530	6'-4"	20'-0"

RENISO KC 68

Description

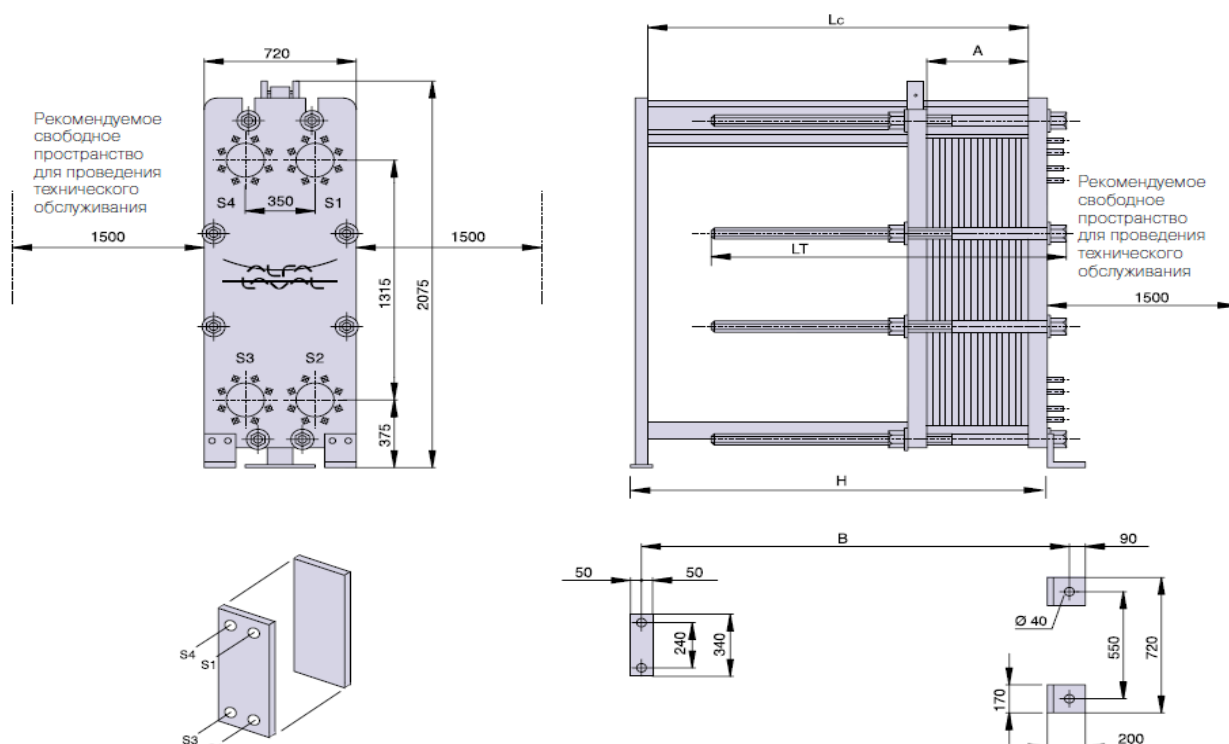
Range RENISO K

Highly refined, naphthenic mineral oils with high ageing stability, low pourpoint, excellent low-temperature behavior and particularly good compatibility with the following refrigerants: ammonia (NH3), HCFCs (e.g. R22), hydrocarbons (e.g. propane R290, propylene R1270).
DIN 51503: KAA, KC, KE

Density at 15 °C	894 kg/m³
Flash point cleveland	223 °C
Kinematic viscosity at 40 °C	68 mm²/s
Kinematic viscosity at 100 °C	7.4 mm²/s
VI	58
Pourpoint	-39 °C

A15-BW FDR Конденсатор

Количество кассет			20	30	40	50	60	70	80	90
Оборотная вода $T_i = 29,5^\circ\text{C}$ $T_c = 38,5^\circ\text{C}$	Qn	кВт	560	850	1150	1450	1750	2050	2250	2400
	Wn	м³/ч	87,7	133,1	180,1	227,0	274,0	321,0	339,9	344,5
	$\Delta p \text{ H}_2\text{O}$	бар	0,68	0,69	0,71	0,74	0,77	0,81	0,74	0,64
Водопроводная вода $T_i = 15^\circ\text{C}$ $T_c = 25^\circ\text{C}$	Qn	кВт	570	860	1170	1470	1770	2080	2350	2500
	Wn	м³/ч	75,3	113,6	154,5	194,2	233,8	274,4	310,4	330,2
	$\Delta p \text{ H}_2\text{O}$	бар	0,53	0,53	0,55	0,57	0,59	0,62	0,64	0,61



Количество кассет			< 38	< 65	< 118	< 171	< 224	< 250
Размеры	A	мм	228	390	708	1026	1644	1500
	Lc	мм	900	1200	1800	2400	3000	3300
	Lt	мм	750	1050	1650	2250	2850	3150
	H	мм	1035	1335	1935	2535	3135	3435
	B	мм	1095	1395	1995	2595	3195	3495
	Соединения	мм	DN 150	DN 150	DN 150	DN 150	DN 150	DN 150
Вместимость и масса	$V_{\text{H}_2\text{O}}$	дм³	34	110	206	252	342	374
	V_{NH_3}	дм³	38	114	210	258	346	380
	W	кг	2009	2560	3230	4080	4480	4810

S1 Выход воды

S2 Выход воды

S3 Выход хладагента

S4 Выход хладагента

Ti Температура воды на входе

Tc Температура конденсации

Qn

Wn

 $\Delta p \text{ H}_2\text{O}$

Номинальная производительность

Номинальный расход воды

Перепад давлений воды

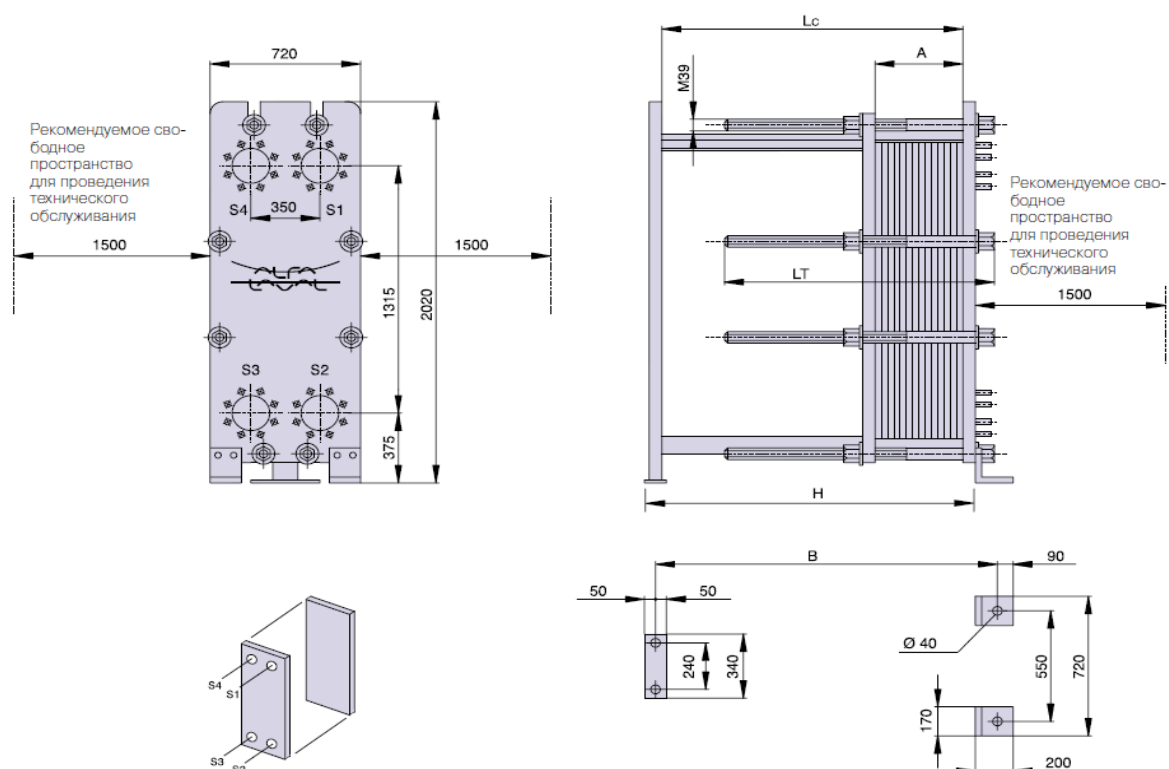
W

Масса

 $V_{\text{H}_2\text{O}}$ Объем воды V_{NH_3} Объем аммиака

A15-BW FGR испаритель

Количество кассет			20	30	40	50	60	70
Номинальные характеристики Этиленгликоль = 30 % Ti = -2 °C; To = -6 °C Хладагент = NH3 Te = -10 °C	Qn	кВт	280	430	560	700	840	950
	Wn	м³/ч	68,5	105,3	137,1	171,4	205,6	232,6
	Δp glycol	бар	0,64	0,65	0,63	0,64	0,65	0,63
	Δp NH3	кПа	4,8	4,9	4,9	5,1	5,2	5,2



Количество кассет			< 38	< 65	< 118	< 171	< 224	< 250
Размеры	A	мм	228	390	708	1026	1644	1500
	Lc	мм	900	1200	1800	2400	3000	3300
	Lt	мм	750	1050	1650	2250	2850	3150
	H	мм	1035	1335	1935	2535	3135	3435
	B	мм	1095	1395	1995	2595	3195	3495
	Соединения	мм	DN 150	DN 150	DN 150	DN 150	DN 150	DN 150
Вместимость и масса	VH2O	дм³	32	108	202	248	338	370
	VNH3	дм³	34	110	206	252	342	376
	W	кг	1829	2363	3112	3862	4299	4594

S1 Выход воды
S2 Вход воды
S3 Вход хладагента
S4 Выход хладагента
Ti Температура гликоля на входе
Tu Температура гликоля на выходе
Te Температура кипения
Qn Номинальная производительность

Wn Номинальный расход гликоля
Δp гликоль Перепад давлений гликоля
Δp NH3 Перепад давлений аммиака
Wo Эксплуатационная масса

V H2O Объем воды
V NH3 Объем аммиака

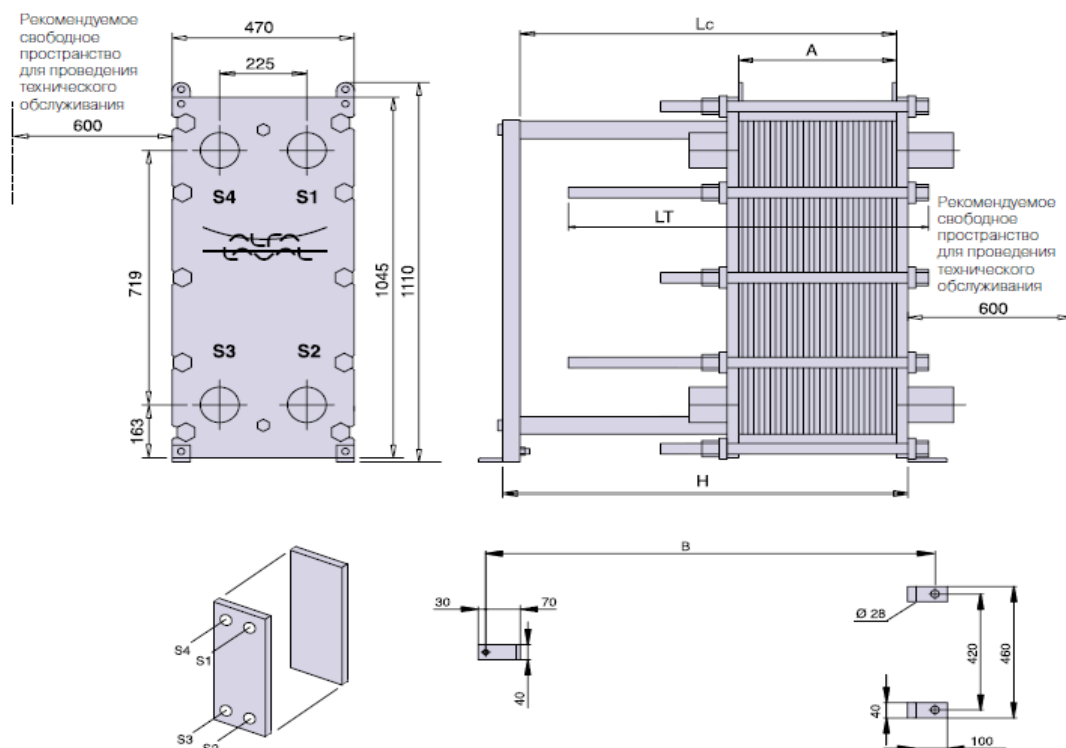
Models		M6-MW	M10-BW	MK15-BW	A15-BW	M20-MW
FGR Макс. расчетн. давление/Давлен. испытания Стандартное температурное исполнение Исполнение для низких температур	бар	16/21	не выпускается	16/21	16/21	16/21
	°C	-10/120	не выпускается	-10/120	-10/120	-10/120
	°C	-45/50	не выпускается	-45/50	-45/50	-45/50
FDR / REF* Макс. расчетн. давление/Давлен. испытания Стандартное температурное исполнение Исполнение для низких температур	бар	25/33	25/33	25/33	25/33	25/33
	°C	-10/120	-10/120	-10/120	-10/120	-10/120
	°C	-45/50	-45/50	-45/50	-45/50	-45/50

AISI 304, толщина 0,6 мм Макс. расчетн. давление/Давлен. испытания (со стороны прокладки) Макс. расчетн. давление/Давлен. испытания (со стороны сварного шва) Масса кассеты	бар	по запросу	27/36	25/33	по запросу	по запросу
	бар	по запросу	31/41,5	31,8/42	по запросу	по запросу
	кг	по запросу	3,00	5,64	по запросу	по запросу
AISI 316, толщина 0,6 мм Макс. расчетн. давление/Давлен. испытания (со стороны прокладки) Макс. расчетн. давление/Давлен. испытания (со стороны сварного шва) Масса кассеты	бар	23/31	27/36	25/33	по запросу	20/26
	бар	31/41,5	31/41,5	31,8/42	по запросу	24/31
	кг	1,80	3,00	5,64	по запросу	10,1
AISI 316, толщина 0,7 мм Макс. расчетн. давление/Давлен. испытания (со стороны прокладки) Макс. расчетн. давление/Давлен. испытания (со стороны сварного шва) Масса кассеты	бар	по запросу	по запросу	по запросу	20/26	24/31
	бар	по запросу	по запросу	по запросу	25/33	27/36
	кг	по запросу	по запросу	по запросу	9,20	11,6
Титан, толщина 0,6 мм Макс. расчетн. давление/Давлен. испытания (со стороны прокладки) Макс. расчетн. давление/Давлен. испытания (со стороны сварного шва) Масса кассеты	бар	20/26	20/26	16/21	12/16	16/21
	бар	24,5/32	25/32	24/32	16/21	16/21
	кг	1,10	1,75	3,28	4,80	6,10
Титан, толщина 0,7 мм Макс. расчетн. давление/Давлен. испытания (со стороны прокладки) Макс. расчетн. давление/Давлен. испытания (со стороны сварного шва) Масса кассеты	бар	по запросу	по запросу	21/28	по запросу	20/26
	бар	по запросу	по запросу	28/36	по запросу	24/31
	кг	по запросу	по запросу	3,79	по запросу	6,90
Титан, толщина 0,8 мм Макс. расчетн. давление/Давлен. испытания (со стороны прокладки) Макс. расчетн. давление/Давлен. испытания (со стороны сварного шва) Масса кассеты	бар	по запросу	по запросу	по запросу	20/26	24/31
	бар	по запросу	по запросу	по запросу	25/33	27/36
	кг	по запросу	по запросу	по запросу	6,30	7,90

Площадь, 1 пластина	м²	0,124	0,24	0,46	0,75	0,85
Вместимость, 1 канал	л	0,40	0,63	1,27	1,70	3,67
Проходное сечение канала	мм	2,80	2,40	2,50	2,30	4,00
Верхний и нижний пределы температуры определяются свойствами материала прокладки. Максимальное расчетное давление ограничивается прочностью рамы. * Модификация REF возможна только для модели M10-BW.						

M10-REF Испаритель

Количество кассет			20	30	40	50	60	70
Номинальные характеристики Этиленгликоль = 30 % Ti = -2 °C; To = -6 °C Хладагент = NH ₃ Te = -10 °C	Qn	кВт	115	180	240	300	360	415
	Wn	м³/ч	28,2	44,1	58,8	73,4	88,4	101,6
	Δр гликоль	бар	0,72	0,76	0,76	0,77	0,78	0,78
	Δр NH ₃	кПа	5,4	5,7	5,8	5,9	6,1	6,2



Количество кассет			< 16	< 29	< 64	< 102	< 152	< 219
Размеры	A	мм	96	180	408	636	864	1314
	Lc	мм	500	650	1000	1250	1600	2100
	Li	мм	450	450	750	1050	1650	1950
	H	мм	590	740	1090	1340	1690	2190
	B	мм	690	840	1190	1440	1790	2290
	Соединения	мм	DN 100	DN 100	DN 100	DN 100	DN 100	DN 100
Вместимость и масса	V _{H₂O}	дм³	10,0	18,3	40,5	61,9	84,2	124,5
	V _{NH₃}	дм³	10,6	18,9	41,1	62,8	84,5	125,1
	W	кг	381	427	571	696	844	1125

S1 Выход воды	Ti Температура гликоля на входе	Wn Номинальный расход гликоля	V H ₂ O Объем воды
S2 Вход воды	Tu Температура гликоля на выходе	Δр гликоль Перепад давлений гликоля	V NH ₃ Объем аммиака
S3 Вход хладагента	Te Температура кипения	Δр NH ₃ Перепад давлений аммиака	
S4 Выход хладагента	Qn Номинальная производительность	Wo Эксплуатационная масса	

Coolselector2



Інформація про проект	
Ім'я проекту:	
Коментарі:	
Створений:	
Coolselector2 версія:	5.3.3. База даних 104
Надруковано:	10 Травень 2024 р.
Напаштування, які використовуються:	Усі сфери застосувань

Електронний розширювальний клапан: Електронний розширювальний клапан 1

Умови роботи			
Холодоагент:	R717	Холодопродуктивність:	624,0 kW
Масова витрата в лінії:	1804 kg/h	Теплопродуктивність:	755,8 kW
Температура кипіння:	-34,0 °C	Температура конденсації:	-4,0 °C
Тиск кипіння:	0,979 bar	Тиск конденсації:	3,687 bar
Перегрів перед компресором:	8,0 K	Переохолодження:	2,0 K
Кратність циркуляції:	5,00 -	Додаткове переохолодження:	0 K
Перепад тиску в насосі:	2,000 bar	Темп-ра нагнітання:	90,0 °C
Система і лінія:	Насосно-циркуляційна система із затопленим випарником. Рідинна лінія		
Критерії вибору:	Навантаження: 80. Падіння тиску у розподілювачі: 0 bar		

Вибір: ICM 20-C



Тип	ICM 25-A33	ICM 20-B	ICM 20-C	ICM 25-A	ICM 32-A
NS	25	20	20	25	32
Макс. продуктивність [kW]	631,4	717,0	1276	1707	2602

Coolselector2



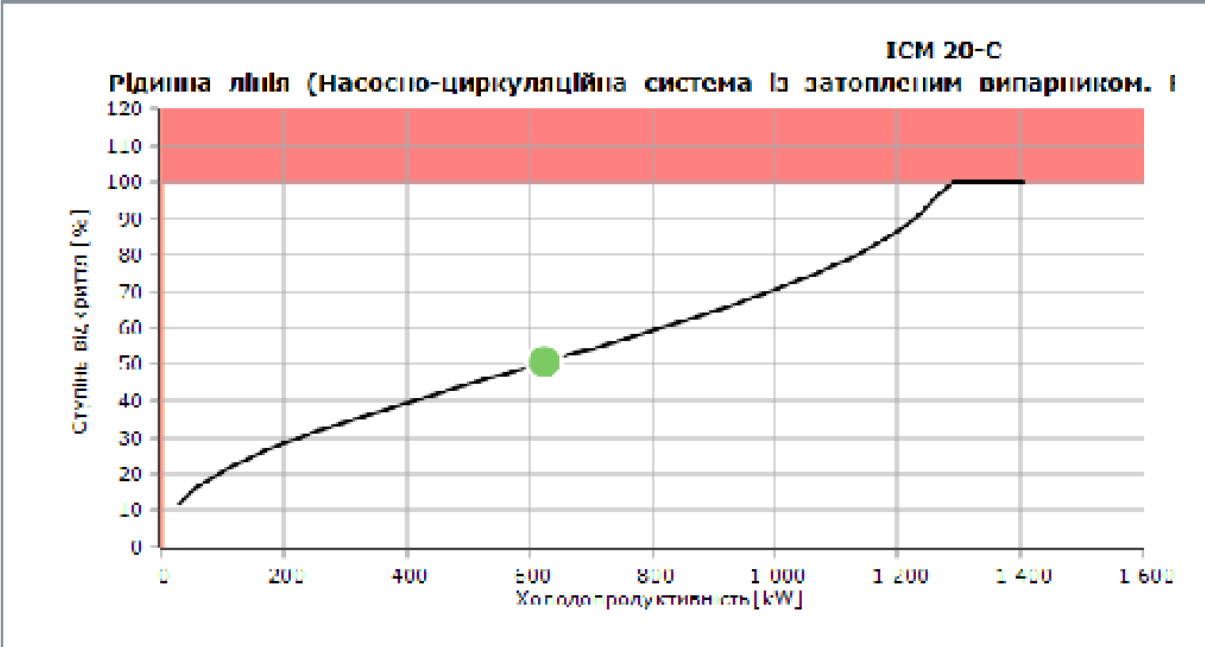
Мін. продуктивність [kW]	26,47	4,205	4,544	79,33	118,4
Навантаження [%]	99	87	49	37	24
DP Перепад тиску [bar]	2,708	2,708	2,708	2,708	2,708
Швидкість на вході [m/s]	1,22	1,98	1,98	1,22	0,71

Вибрані кодові номери для ICM 20-C

ICM 20-C: 027H1022

ICAD 600A: 027H9075

Крива продуктивності





Coolselector2

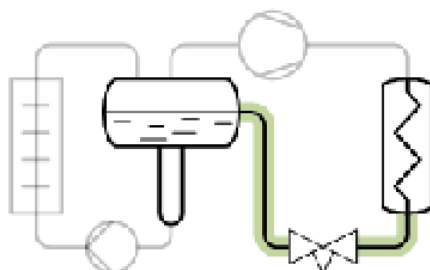
Електронний розширювальний клапан: Електронний розширювальний клапан 2

Умови роботи

Холодоагент:	R717	Холодопродуктивність:	215,0 kW
Масова витрата в лінії:	608,1 kg/h	Теплопродуктивність:	254,7 kW
Температура кипіння:	-14,0 °C	Температура конденсації:	-4,0 °C
Тиск кипіння:	2,483 bar	Тиск конденсації:	3,687 bar
Перегрів перед компресором:	8,0 K	Переохолодження:	2,0 K
Кратність циркуляції:	5,00 -	Додаткове переохолодження:	0 K
Перепад тиску в насосі:	2,000 bar	Темп-ра нагнітання:	90,0 °C

Система і лінія: Насосно-циркуляційна система із затопленим випарником. Рідинна лінія

Критерії вибору: Навантаження: 80. Падіння тиску у розподілювачі: 0 bar



Вибір: ICM 20-B66



Тип	IC M 20-A33	ICM 20-A	IC M 20-B66	IC M 25-A33	ICM 20-B
NS	20	20	20	25	20
Макс. продуктивність [kW]	45,26	135,7	358,8	450,1	533,1
Мін. продуктивність [kW]	0,252	0,758	1,927	18,19	2,890
Навантаження [%]	475	158	60	48	40
DP Перепад тиску [bar]	1,224	1,224	1,224	1,224	1,224
Швидкість на вході [m/s]	0,87	0,87	0,87	0,41	0,87

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

00 ДП.142.008.022.ПЗ

Аркуш

219

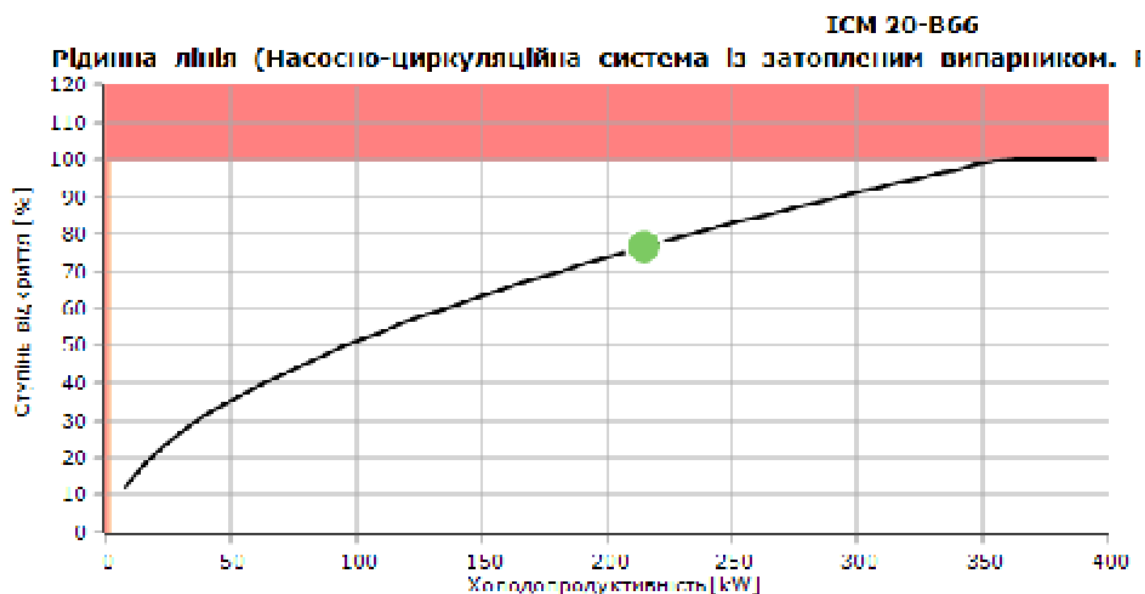
Вибрані кодові номери для ICM 20-B66

ICM 20-B66: 027H1194

ICV 20: 027H1129

ICAD 600A: 027H9075

Крива продуктивності



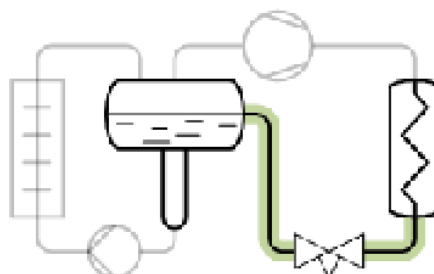
Coolselector2



Електронний розширювальний клапан: Електронний розширювальний клапан 3

Умови роботи

Холодоагент:	R717	Холодопродуктивність:	982,0 kW
Масова витрата в лінії:	3268 kg/h	Теплопродуктивність:	1148 kW
Температура кипіння:	-4,0 °C	Температура конденсації:	39,0 °C
Тиск кипіння:	3,687 bar	Тиск конденсації:	15,12 bar
Перегрів перед компресором:	8,0 K	Переохолодження:	2,0 K
Кратність циркуляції:	5,00 -	Додаткове переохолодження:	0 K
Перепад тиску в насосі:	2,000 bar	Темп-ра нагнітання:	90,0 °C
Система і лінія:	Насосно-циркуляційна система із затопленим випарником. Рідинна лінія		
Критерії вибору:	Навантаження: 80. Падіння тиску у розподілювачі: 0 bar		



Вибір: ICM 20-B

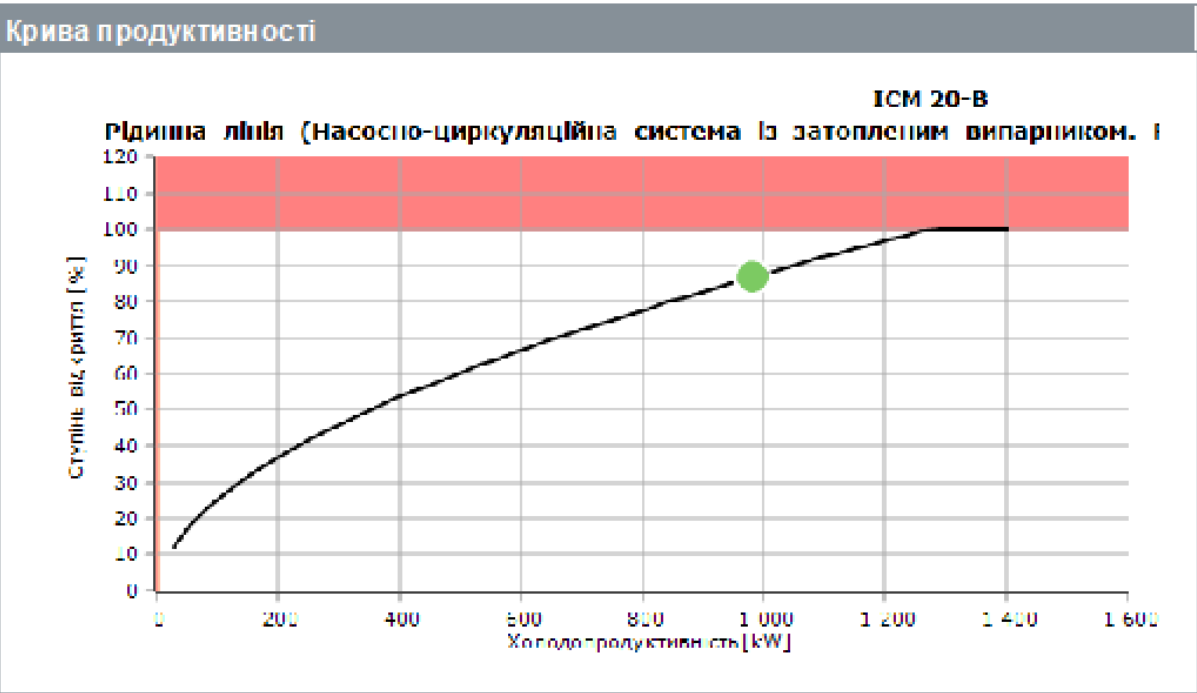


Тип	ICM 20-B88	ICM 25-A33	ICM 20-B	ICM 20-C	ICM 25-A
NS	20	25	20	20	25
Макс. продуктивність [kW]	866,8	1096	1274	2336	3093
Мін. продуктивність [kW]	4,758	44,92	7,136	7,712	134,8
Навантаження [%]	113	90	77	42	32
DP Перепад тиску [bar]	11,43	11,43	11,43	11,43	11,43
Швидкість на вході [m/s]	3,98	2,44	3,98	3,98	2,44

Вибрані кодові номери для ICM 20-B

ICM 20-B: 027H1021
ICAD 600A: 027H9075

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата



	Model	922 922R	923 923R	924 924R	925 925R	926 926R	927 927R	928 928R	930 930R
Connection Size		5/8"	7/8"	1-1/8"	1-3/8"	1-5/8"	2-1/8"	2-5/8"	3-1/8"
Refrigerant	Temp °C	kW @ 37.8°C Condensing 5.6°C Superheat 0°C Subcooling							
R-290 Propane C ₃ H ₈	4.4	26.4	36.8	66.2	100.6	172.2	234.7	470.3	392.2
	-1.1	22.0	30.6	55.1	83.7	143.3	195.3	391.6	326.4
	-6.7	18.2	25.3	45.5	69.2	118.4	161.4	312.9	269.7
	-12.2	15.0	20.9	37.6	57.2	97.9	133.4	252.2	222.9
	-17.8	12.1	16.9	30.4	46.2	79.1	107.8	201.5	180.1
	-23.3	9.8	13.6	24.5	37.3	63.8	87.0	159.4	145.3
	-28.9	7.8	10.9	19.6	29.8	51.0	69.5	124.8	116.1
	-34.4	6.2	8.6	15.5	23.6	40.3	55.0	96.5	91.8
	-40	4.8	6.7	12.1	18.4	31.5	42.9	73.7	71.7
R-600a Butane C ₄ H ₁₀	4.4	10.7	14.9	26.8	40.8	69.8	95.2	159.1	270.4
	-1.1	8.7	12.1	21.7	33.1	56.6	77.2	128.9	219.2
	-6.7	7.0	9.7	17.5	26.6	45.5	62.0	103.5	176.0
	-12.2	5.6	7.7	13.9	21.1	36.2	49.3	82.4	140.1
	-17.8	4.4	6.1	10.9	16.6	28.5	38.8	64.9	110.3
	-23.3	3.4	4.7	8.5	13.0	22.2	30.3	50.6	85.9
	-28.9	2.6	3.6	6.6	10.0	17.1	23.3	38.9	66.1
	-34.4	2.0	2.8	5.0	7.6	13.0	17.7	29.5	50.2
	-40	1.5	2.1	3.7	5.7	9.7	13.3	22.1	37.6
R-717 NH ₃	4.4	34.6	48.2	86.7	131.9	225.7	307.7	514.1	873.9
	-1.1	28.4	39.5	71.0	108.0	184.8	251.9	420.9	715.5
	-6.7	23.0	32.0	57.6	87.6	150.0	204.4	341.5	580.6
	-12.2	18.5	25.7	46.3	70.4	120.5	164.3	274.5	466.7
	-17.8	14.7	20.5	36.8	56.0	95.9	130.7	218.4	371.3
	-23.3	11.6	16.1	29.0	44.1	75.4	102.8	171.8	292.1
	-28.9	9.0	12.5	22.5	34.3	58.6	79.9	133.5	227.0
	-34.4	7.4	10.3	18.5	28.2	48.2	65.7	109.8	186.6
	-40	5.2	7.3	13.1	19.9	34.0	46.4	77.5	131.7
	Model	922 922R	923 923R	924 924R	925 925R	926 926R	927 927R	928 928R	930 930R
Connection Size		5/8"	7/8"	1-1/8"	1-3/8"	1-5/8"	2-1/8"	2-5/8"	3-1/8"
Refrigerant	Temp °C	kW @ -3.88°C Condensing 5.6°C Superheat 0°C Subcooling							
R-744 CO ₂ Subcritical (650 PSI max)	4.4	103.7	144.2	259.5	394.6	675.4	920.6	1538.2	2614.9
	-1.1	88.5	123.1	221.6	337.0	576.7	786.2	1313.6	2233.1
	-6.7	75.3	104.8	188.6	286.7	490.7	668.9	1117.7	1900.0
	-12.2	63.7	88.6	159.4	242.4	415.0	565.7	945.1	1606.7
	-17.8	53.7	74.7	134.4	204.4	349.9	477.0	796.9	1354.8
	-23.3	45.0	62.5	112.6	171.1	292.9	399.3	667.2	1134.2
	-28.9	37.4	52.0	93.6	142.3	243.5	332.0	554.7	943.0
	-34.4	30.8	42.9	77.2	117.4	200.9	273.9	457.6	777.9
	-40	25.2	35.1	63.1	96.0	164.3	224.0	374.2	636.2

SELECT OIL SEPARATOR WITH CONNECTION SIZE NO LESS THAN DISCHARGE LINE SIZE.

920 and 920R Series for Natural Refrigerants, Tons and kW Notes:

1. Tons = Capacity in evaporator (12,000 BTUH/Hr/Ton), based on Condensing Temperature stated in the chart, 10°F Superheat, 0°F Subcooling.
2. kW = Capacity based on Condensing Temperature stated in the chart, 5.6°C Superheat, 0°C Subcooling.
3. For applications other than reciprocating compressors, (scroll, screw type, 2-stage) please contact Temprite engineering at temprite@temprite.com.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

00 ДП.142.008.022.ПЗ

Архив

223

Teilleiste HRP5040 und HRP3232

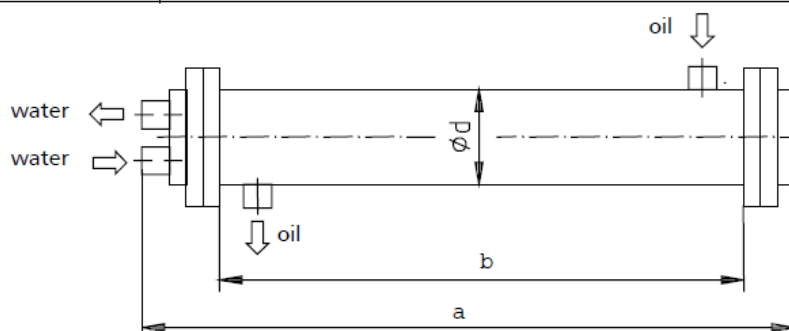
Parts list HRP3232 and HRP5040

		Teil part No.	Dimension Dimension	HRP 3232 Artikelnummer Code - No.	Gewicht Weight [g]	Dimension Dimension	HRP 5040 Artikelnummer Code - No.	Gewicht Weight [g]
Sauggehäuse	suction casing	01	DN 32	2162.000336	5960	DN 50	2162.000018	5380
Saug-Zwischenstück	suction intermediate piece	2	Ø150	2162.000309	1080	Ø150	2162.000026	1087
Leitschaukel-Zwischenstück 1	guide vane-intermediate piece 1	3	---	---	---	Ø150	2162.000030	1775
Druck-Zwischenstück	discharge intermediate piece	3	Ø150	2162.000311	1240	---	---	---
Rückführ-Zwischenstück	return intermediate piece	4	---	---	---	Ø150	2162.000036	2037
Leitschaukel-Zwischenstück 2	guide vane-intermediate piece 2	5	---	---	---	Ø150	2162.000031	1862
Druckgehäuse	discharge casing	6	DN32	2162.000307	4020	DN40	2162.000022	2540
Lagergehäuse	bearing casing	7	---	---	---	Ø150	A7	2080
Stator-Gehäuse	stator casing	8	Ø150	A8	6660	Ø150	A8	8260
Motordeckel	motor cover	9	Ø150	2162.000303	2720	Ø150	2162.000010	2980
Spaltrohr komplett (Teile 11-13)	can complete (parts 11-13)	10	Ø90	A10	1660	Ø90	A10	1740
Lagerdeckel	bearing cover	14	Ø79	A10	541	Ø79	A10	497
Zylinderschraube mit Innen-6kt.	socket head cap screw	21	M6 x 25	A10	7	M6 x 25	A10	7
Zylinderschraube mit Innen-6kt.	socket head cap screw	22	M8 x 185	5112.BH61F4	74	M8 x 275	5112.BH61HM	109
6kt. Schraube	hexagon head cap screw	24a	M16 x 55	5111.AHA1BI	107	M12 x 55	5111.AH81BI	60
6kt. Mutter	hexagon nut	24b	M16	5151.AHA100	30	M12	5151.AH8100	15
6kt. Schraube	hexagon head cap screw	25a	---	---	---	M12 x 55	5111.AH81BI	60
6kt. Mutter	hexagon nut	25b	---	---	---	M12	5151.AH8100	15
Torx Schraube zur Anschlußdose	torx screw for conn. box	26	4x30 TX20	5143.CLGAAT	3	4x30 TX20	5143.CLGAAT	3
Erdungs-Schraube	earthing screw	27	M4 x 10	5112.AC31A9	1	M4 x 10	5112.AC31A9	1
lange Innensekt.-Schraube	long socket head cap screw	28	M16x280	5112.BHA2HR	454	M16x450	5112.BHA3MH	730
Gewindestift	set screw	29	---	---	---	M6 x 10	A7	1
Flanschdichtung saugseitig	Gasket suction flange	31	51/65x1	5631.254110	3	55/77x1	5632.1BIC4I	4
Flanschdichtung druckseitig	Gasket discharge flange	32	51/65x2	5631.254K10	5	40/60 x2	5632.1B3BNK	6
Dichtung Gehäuse + Zwischenstücke	gasket casing + intermediate pieces	33	138/149x0,3	E30	2	138/149x0,3	E30	2
Dichtung Spaltrohrende	Gasket can end	34	50/58x0,3	E30	1	50/58x0,3	E30	1
Dichtung Motordeckel	gasket motor cover	35	24/54x0,5	E30	1	30/40x0,5	E30	1
O-Ring EA10 GU/GB	O-ring EA10 GU/GB	37	11x2,5	5642.ABAV01	1	---	---	---
Dichtung 1/4"-Verschlußschraube	metal gasket for 1/4" screw plug	38	14/20x1,5	E30	3	14/20x1,5	E30	3
Schutz zum Gewindestift	set screw protection	39	---	---	---	Ø 5x5	A7	1
Lagering	bearing sleeve	41	40/50x20	E41	110	40/50x20	E41	110
Lagerbuchse	bearing bush	42	26/52x23	E41	132	26/52x23	E41	132
Lagerstreifen	bearing strip	43	20/119x1	E42	5	20/119x1	E42	5
Anlaufscheibe	retaining disc	44	38,5/52x1	E42	2	38,5/52x1	E42	2
Lagerscheibe	bearing disc	45	35/50x5	2162.000082	38	35/50x5	A7	38
Scheibenleder	key	46	5 x 7,5	5712.AGF001	4	5 x 7,5	5712.AGF001	4
Radial-Laufrad 1	radial impeller 1	47	Ø 111	2162.000313	175	Ø 111	2162.000040	300
Radial-Laufrad 2	radial impeller 2	48	---	---	---	Ø 111	2162.000041	273
Sicherungsring	arclip ring	49	---	---	---	Ø 18	5541.AAH120	1
Temperatur-Schalter	temperature switch	50	---	---	---	70 °C	2162.000071	25
Kaltleiter	PTC resistor	50	90 °C	A8	25	90 °C	A8	25
Tralöl-Füllung	transformer oil	51	1 Ltr	9832.100001	1425	1,0 Ltr	9832.100001	1425
Stator	stator	52	Ø 139	A8	4980	Ø 139	A8	9340
Kabel-Schutz-Schlauch	cable insulating plastic tube	54	---	A8	1	---	A8	1
Kabel-Schutz-Rohr	cable protective tube	55	---	A8	1	---	A8	1
Stützrohr	supporting sleeve	56	Ø 80 x 45	2162.000053	154	Ø 80 x 45	2162.000053	154
Anschlagbügel	Supporting sleeve safety	57	---	2162.000085	6	---	2162.000085	6
Verschlußschraube 1/4"	screw plug 1/4"	58	---	5116.0G6210	13	---	5116.0G6210	13
Motor - Drahtdurchführung	cable inlet nipple	59	---	A8	27	---	A8	27
Welle	shaft	61	---	A60	---	---	A60	---
Rotor	rotor	62	Ø 80	A60	3970	Ø 80	A60	3720
Auswuchtscheibe	balancing disc	64	---	A60	260	---	A60	260
Anschlußdose mit Reihenklemmen	connecting box, compl.	71	99/64/38	2162.000075	243	99/64/38	2162.000075	243
Ersatzsicherung zu Kaltleiter	backup fuse for PTC resistor	71a	---	2591.000101	1	---	2591.000101	1
Sensor-Draht	sensor wire	77a	---	---	---	---	A7	1
Sensor-Drahtisolierung	sensor wire insulation	77b	---	---	---	---	A7	1
Sensor-Anschlußkappe	sensor connecting cover	78	---	---	---	---	A7	15
Sensor-Durchführung	sensor inlet nipple	79	---	---	---	---	A7	27
Gegenflansch saugseitig	counterflange suction side	83	DN32	E21	1720	DN50	E21	1194
Gegenflansch druckseitig	counterflange discharge side	84	DN32	E22	1720	DN40	E22	713
Gewindestab	threaded bar	86a	M12x180	5122.BFAJEZ	127	M12x180	5122.BFAJEZ	127
6kt. Mutter	hexagon nut	86b	M12	5151.AH8100	15	M12	5151.AH8100	15
U-Scheibe	limpet washer	86c	Ø30/13x3	5161.K11100	12	Ø30/13x3	5161.K11100	12
Saugsieb	suction strainer	91	Ø50x125	2196.000002	13	Ø50x125	2196.000002	13
Lagerfilter	bearing filter	92	---	---	---	Ø57x57	2162.000084	54
Ejektor	ejector	93	---	---	---	---	A7	80

4.6 SECTIONAL VIEW OF THE PUMP

FIG. 3a





Type		H/ 1400	H/ 2300	I/ 2300	J/ 1400	M/ 2300
exchange area	m ²	3,8	6,4	10,7	13,9	23,4
oil cooling capacity	R22 kW	35	48	90	120	200
oil cooling capacity	¹ NH ₃ kW	35	60	100	140	240
	² NH ₃ kW	60	70	105	180	250
max. water flow rate	m ³ /h	6,0	6,0	10,0	20,0	20,0
pressure losses, water side	bar	0,29	0,35	0,50	0,30	0,50
diameter	d mm	125	125	150	200	200
total length	a mm	1525	2425	2413	1542	2442
tube length	b mm	1400	2300	2300	1400	2300
oil in- and outlet	NB2	40	40	40	50	50
water in- and outlet	NB1	32	32	32	50	50
volume oil side	l	12,3	20,2	27,3	28,8	47,3
weight	kg	61	80	108	143	210
ident number		362598890	362598891	362598892	362598893	362598894

TECHNICAL SPECIFICATIONS

Water side - for corrosive water, seawater (but not harbour water), open and semi-open cooling systems, river water, well water

water inlet ≤ 30°C

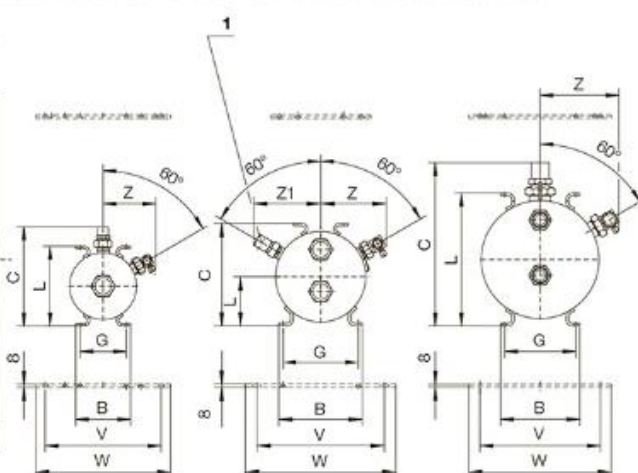
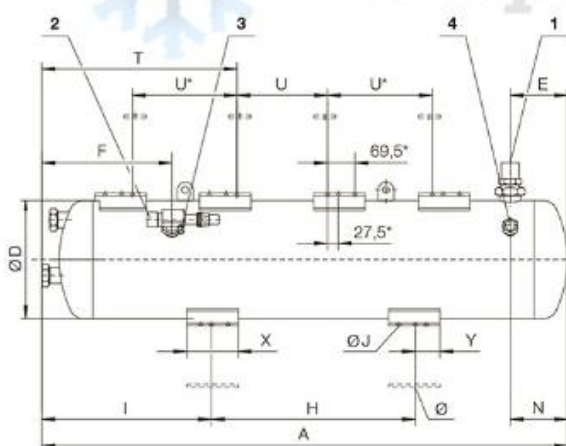
operating pressure 10 bar
operating temperature max. 70°C

water – outlet = water - inlet + $\frac{0,833 \times \text{oil cooling capacity (kW)}}{\text{water volume (m}^3/\text{h)}}$

Values against different substances in water not to be exceeded

pH-value	7 – 8,5
chloride	< 3000 mg/kg
sulphate	< 500 mg/kg
nitrate	< 100 mg/kg
iron	< 3 mg/kg
free carbon acid	< 40 mg/kg
manganese	< 3 mg/kg
ammonia	< 5 mg/kg
free chlor	< 0,5 mg/kg
electrical conductivity	< 2000 µS/cm
total hardness (sum of alkaline earths)	< 11 mol/m ³
acid capacity pH 4,3	< 1,4 mol/m ³

F202H .. F552T / F1052T



* Только для F552T и F1052T типов

Размеры присоединений см. стр. 4 и 5

Расположение присоединений

- 1 Вход хладагента
- 2 Выход хладагента
- 3 Присоединение манометра
- 4 Присоединение предохранительного клапана

Все размеры имеют допуски
в соответствии с EN ISO 13920-B.



Размеры

Горизонтальные ресиверы хладагента

Typ Type Тип	Abmessungen in mm Dimensions in mm Размеры в мм																					
	A	B	C	øD	E	F	G	H	I	øJ	L	N	T	U	U*	V	W	X	Y	Z	Z1	Q
F062H	864	130	184	108	92	122	110	400	247	9	125	92	292	295	-	212	250	60	30	79	-	9
F102H	623	130	234	159	96	127	110	400	127	9	190	96	117	295	-	275	320	60	30	122	-	13
F152H	873	130	242	159	96	127	110	752	76	9	190	96	202	335	-	275	320	50	32	123	-	13
F192T	1121	130	190	159	96	127	110	740	208	9	95	96	163	280	283	275	320	60	30	123	126	13
F202H	665	200	293	216	115	150	180	400	150	9	236	115	102	381	-	275	320	60	30	159	-	13
F252H	825	200	293	216	115	150	180	400	230	9	236	115	195	381	-	305	360	60	30	159	-	18
F302H	945	200	293	216	115	150	180	740	120	9	236	115	215	381	-	305	360	60	30	159	-	18
F392T	1215	200	245	216	115	150	180	740	255	9	118	115	212	260	283	305	360	60	30	159	161	18
F402H	1215	200	299	216	115	150	180	740	255	9	236	115	350	381	-	305	360	60	30	165	-	18
F552T	1665	200	299	216	115	300	180	900	400	9	236	115	586	381	381	305	360	130	62,5	165	-	18
F562N	965	200	410	298	145	180	180	400	305	9	168	230	-	-	-	305	360	60	30	201	-	18
F732N [®]	1215	200	410	298	145	180	180	900	180	9	168	230	-	-	-	305	360	60	30	201	-	18
F902N [®]	1465	200	415	298	145	180	180	900	305	9	168	230	-	-	-	305	360	60	30	201	-	18
F1052T	1715	200	415	298	145	330	180	900	430	9	336	145	611	381	381	305	360	130	62,5	201	-	18
F1202N	1238	280	478	368	191	189	250	900	187	13	205	637	-	-	-	-	80	40	-	-	-	-
F1602N	1733	280	478	368	189	194	250	900	434	13	205	884	-	-	-	-	80	40	-	-	-	-
F2202N	1358	335	666	500	264	284	305	900	244	13	267	694	-	-	-	-	80	40	-	-	-	-
F3102N	1858	335	666	500	264	284	305	900	494	13	267	944	-	-	-	-	80	40	-	-	-	-

Ⓢ Крепежные уголки сверху по запросу



Тип обладнання	Випарна вентиляторна градирня
Холодопродуктивність, кВт	1535
Кількість вентиляторів	2
Кількість секцій, шт	2
Температура рідини на вході, °C	до +65
Вага, кг	5330
Витрата рідини, м³/год	132
Тип конструкції	Моноблок
Високотемпературне виконання (температура входу до +80°C)	Опційно
Габаритні розміри (Д x В x Ш), мм	4000x2100x4700
Тип системи розподілення води	Вігуді
Вбудований басейн	Так
ТЕН в басейн градирні	Опційно
Фільтр на виході із басейну	Так
Бренд	СТР
Країна виробництва	Туреччина