

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

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

«До захисту в ЕК»

Директор інституту

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

«___» _____ 2024 р.

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

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

«___» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

зі спеціальності 142 Енергетичне машинобудування
(код та назва спеціальності)

освітньо-професійної програми _____

Холодильні техніка та технологія

на тему: Проект холодопостачання логістичного центру з CFD

моделювання розподілу повітря у камерах зберігання

Виконав: здобувач 2 курсу, групи ХМ-2-9М

_____ Степаніщев Данііл Миколайович

(прізвище, ім'я, по батькові повністю)

(підпис)

Керівник _____ Філоненко Віталій Миколайович

(прізвище, ім'я)

(підпис)

Консультант _____

(прізвище, ім'я)

(підпис)

Рецензент _____

(прізвище, ім'я)

(підпис)

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

(підпис та прізвище здобувача)

Київ – 2024 р.

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

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

Освітній ступінь _____ магістр _____

Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(код і назва)

Освітньо-професійна програма Холодильні техніка та технології

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ТЕХТ

Валентин ПЕТРЕНКО

“20” листопада 2023 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Степаніщев Данііл Миколайовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Проект холодопостачання логістичного центру з CFD моделювання розподілу повітря у камерах зберігання керівник роботи доц. В.М. Філоненка.

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

затверджені наказом закладу вищої освіти від 20.11.2023 року № 940-кв

2. Строк подання здобувачем роботи 09.02.2024 року

3. Вихідні дані до роботи Розроблення готових тривимірних моделей, що дасть змогу більш якісно використовувати інтенсифікатори теплообміну на практиці, а також скоротити ресурсні затрати на проектування різного роду теплообмінних апаратів.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):
Вступ, 1. Технологічна схема зберігання продукту, 2. Об'ємно планувальне рішення овочесховища, 2.1 Розрахунок необхідних палетомісць, 2.2 Розрахунок площі овочесховища графічним методом, 3. Розрахунок шару теплоізоляції, 3.1 Розрахунок теплоізоляції, 4. Розрахунок теплонадходжень до камер овочесховища, 4.1 Теплонадходження через огорожувальні конструкції, 5. Вибір системи охолодження та типу холодильної установки, 5.1 Визначення навантаження на компресори, 5.2 Тепловий розрахунок холодильної машини, 6. Підбір основного обладнання, 6.1 Підбір напівгерметичних поршневих компресорів, 6.2 Підбір повітряного конденсатору, 6.3 Підбір повітроохлоджувачів для камер, 7. Розроблення гідравлічної схеми, 8. Розробка холодильної централі в ПЗ Autodesk Inventor, 8.2 Планування машинного відділення, 8.3 Розрахунок фундаменту під

холодильну централь, 9. Енергетичне моделювання споживання холодильної централі, 9.1 Задання вхідних параметрів, 9.2 Опрацювання результатів моделювання, 9.3 Річне споживання електроенергії холодильним агрегатом, 10. CFD Моделювання камери зберігання бананів, 11. Охорона праці, Перелік використаних джерел

5. Перелік графічного матеріалу

Гідравлічна схема підключення повітроохолоджувачів, збірний кресленник холодильної централі, планування розміщення продукції по камерам

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання 20.11.2023

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Отримання завдання на кваліфікаційну роботу (проект)	20.11-24.11.2023	
2	Виконання розділів кваліфікаційної роботи (проекту)	24.11.2023 - 29.01.2024	
3	Оформлення ПЗ, презентації, консультації з розділів	29.01- 05.02.2024	
4	Подача роботи на перевірку тексту кваліфікаційної роботи на академічний плагіат	05.02 -09.02.2024	

Здобувач _____
(підпис)

Керівник роботи _____
(підпис)

Данііл СТЕПАНІЩЕВ _____
(прізвище та ініціали)

Вадим ФІЛОНЕНКО _____
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В магістерській роботі представлено розробку холодильної установки у м. Кропивницький для забезпечення холодом овочесховища (логістичного центру) з загальною місткістю понад 655 тон. Було проведено наступні дії:

- . Графічне планування холодильника
- . Технологічне обґрунтування температурних режимів зберігання
- . Розрахунок теплонадходжень
- . Розрахунок теплоізоляції
- . Розробка холодильної централі в ПЗ Autodesk Inventor та схемних рішень холодозабезпечення
- . Моделювання енергетичного споживання холодильної централі упродовж року
- . Моделювання розподілу повітря у камері з бананами за різних граничних умов.

Розробка CFD моделі, дозволяє нам оцінити характеристику розподілу повітря та дослідити «застійні» температурні зони у холодильній камері.

Метою цієї роботи є розробка технічних рішень по організації холодопостачання для овочесховища із застосуванням комплексних програмних засобів. Таких як: Ansys 2024 R1, Autodesk Inventor, Pack Calculation Pro, AutoCAD та ХолодОК.

Ключові слова: холодильна установка, CFD моделювання розподілу повітря, енергетичне моделювання електричного споживання, розробка овочесховища, розробка холодильного циклу, холодильне обладнання, розробка конструкції для холодильної централі, одноступенева холодильна машина, багатотемпературна холодильна централь, зберігання плодоовочевої продукції, тривимірне моделювання, Ansys Fluent, гідродинамічні процеси.

					КР000.142.003.020.2024РПЗ			
		№ докум	Підпис					
Розроб.	Степаніщев Д.М				Проект холодопостачання логістичного центру з CFD моделювання розподілу повітря у камерах зберігання	Літ.	Лист	Листів
Перевір.	В.М. Філоненко						1	70
Реценз.	Вересоцький Ю.І.					НУХТ ХМ-2-8М		
Н. Конр.	В.М. Філоненко							
Затверд	Петренко В.П.							

ABSTRACT

This master's thesis presents the development of a refrigeration system in Kropyvnytskyi city to provide cooling for a vegetable storage facility (logistics center) with a total capacity of over 655 tons. The following actions were taken:

Graphic planning of the refrigerator

Technological justification of storage temperature regimes

Calculation of heat loads

Calculation of thermal insulation

Development of the refrigeration plant in Autodesk Inventor software and schematic solutions for refrigeration supply

Modeling of energy consumption of the refrigeration plant throughout the year

Modeling of air distribution in a banana storage chamber under different boundary conditions.

The development of a CFD model allows us to evaluate the air distribution characteristics and investigate "stagnant" temperature zones in the refrigeration chamber.

The purpose of this work is to develop technical solutions for organizing refrigeration supply for the vegetable storage facility using comprehensive software tools such as Ansys 2024 R1, Autodesk Inventor, Pack Calculation Pro, AutoCAD, and HolodOK.

Keywords: refrigeration system, CFD air distribution modeling, energy modeling of electrical consumption, vegetable storage development, refrigeration cycle development, refrigeration equipment, refrigeration plant construction development, single-stage refrigeration unit, multi-temperature refrigeration plant, fruit and vegetable storage, 3D modeling, Ansys Fluent, hydrodynamic processes.

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ	1
ВСТУП	3
1. Технологічна схема зберігання продукту	4
2. Об'ємно планувальне рішення овочесховища.....	7
2.1 Розрахунок необхідних палетомісць	7
2.2 Розрахунок площі овочесховища графічним методом	9
3. Розрахунок шару теплоізоляції	10
3.1 Розрахунок теплоізоляції	11
4. Розрахунок теплонадходжень до камер овочесховища	17
4.1 Теплонадходження через огорожувальні конструкції.....	17
5. Вибір системи охолодження та типу холодильної установки	23
5.1 Визначення навантаження на компресори	24
5.2 Тепловий розрахунок холодильної машини	24
6. Підбір основного обладнання	29
6.1 Підбір напівгерметичних поршневих компресорів	29
6.2 Підбір повітряного конденсатору	30
6.3 Підбір повітроохлоджувачів для камер.....	31
7. Розроблення гідравлічної схеми.....	35
8. Розробка холодильної централі в ПЗ Autodesk Inventor.....	42
8.2 Планування машинного відділення.....	47
8.3 Розрахунок фундаменту під холодильну централь	47
9. Енергетичне моделювання споживання холодильної централі..	50
9.1 Задання вхідних параметрів.....	50
9.2 Опрацювання результатів моделювання	52
9.3 Річне споживання електроенергії холодильним агрегатом.....	56
10. CFD Моделювання камери зберігання бананів	58
11. Охорона праці	68
Перелік використаних джерел	69

					КР000.142.003.020.2024РПЗ		
		№ докум	Підпис				
Розроб.	Степаніщев Д.М			Проект холодопостачання логістичного центру з CFD моделювання розподілу повітря у камерах зберігання	Літ.	Лист	Листів
Перевір.	В.М. Філоненко					2	70
Реценз.	Вересоцький Ю.І.				НУХТ ХМ-2-8М		
Н. Конр.	В.М. Філоненко						
Затверд	Петренко В.П.						

ВСТУП

Щороку, український бізнес навіть в таких надскладних умовах зростає та потребує власних холодильних потужностей для зменшення собівартості продукції (відповідно збільшення прибутковості), налагодженню власних холодильних ланцюгів постачання та обробки продукції.

Овочесховище буде містити наступну продукцію:

- . Картопля, морква, цибуля
- . Яблуко
- . Банан
- . Зелень
- . Баклажани, томати
- . Цитрусові та баштанні культури

Овочесховище також має містити наступні типи охолоджувальних приміщень таких, як:

- Камера фасування
- Зона експедиції (Рампа)

Холодильний агрегат був розрахований та розроблений під холодоагент R507 відповідно до вимог замовника.

					КР000.142.003.020.2024РПЗ							
		№ докум	Підпис									
Розроб.	Степанищев Д.М				Проект холодопостачання логістичного центру з CFD моделювання розподілу повітря у камерах зберігання			Літ.	Лист	Листів		
Перевір.	В.М. Філоненко								3	70		
Реценз.	Вересоцький Ю.І.							НУХТ ХМ-2-8М				
Н. Конр.	В.М. Філоненко											
Затверд	Петренко В.П.											

1. Технологічна схема зберігання продукту

Маємо наступну продукцію по камерах та масу попередньо охолодженої продукції, яку нам необхідно зберігати.

Продукт зберігання	Загальна маса продукції, яка буде зберігатись, кг	Добовий обіг, кг
Змішана продукція (Рампа)	0	255 000
Картопля, морква, цибуля	200 000	100 000
Яблуко	55 000	20 000
Банан	50 000	30 000
Гриби, зелень	20 000	20 000
Баклажани, томати	60 000	30 000
Цитрусові, Баштан	145 000	55 000
Зберігання, фасування	125 000	120 000

Таблиця 1.1 Маса продукції, яку необхідно зберігати та її добовий обіг

Визначаємо оптимальні температури зберігання кожного виду продукції та записуємо ці значення у таблицю [2]

№	Назва продукту	Температура зберігання, °C
1	Цитрус	2..10
2	Баштанні культури	10..13
3	Банан	13..16
4	Яблуко	1..4
5	Картопля	3..4
6	Цибуля	-2
7	Морква	0
8	Гриби	8..10
9	Зелень	0
10	Баклажан	7..10
11	Томати	0

Таблиця 1.2 Оптимальні температури зберігання продукції

Для визначення теплонадходжень до холодильника, потрібно задатись значеннями вхідних температур для продукції.

					КР000.142.003.020.2024РПЗ			
		№ докум	Підпис					
Розроб.	Степаніщев Д.				Проект холодопостачання логістичного центру з CFD моделювання розподілу повітря у камерах зберігання	Літ.	Лист	Листів
Перевір.	В.М. Філоненко						4	70
Реценз.	Вересоцький Ю.І.					НУХТ ХМ-2-8М		
Н. Конр.	В.М. Філоненко							
Затверд	Петренко В.П.							

№	Назва продукту	Вхідна температура, °C
1	Цитрус	25
2	Баштанні культури	8
3	Банан	12
4	Яблуко	8
5	Картопля	~25
6	Цибуля	~25
7	Морква	~25
8	Гриби	5
9	Зелень	5
10	Баклажан	~25
11	Томати	~25

Таблиця 1.3 Вхідна температура продукції [2]

В якості вхідної температури прийняті значення максимальної вхідної температури. Отже, зводимо отримані результати для визначення параметрів холодильних камер.

Камера	Температура в камері, °C	Вхідна температура продукції, °C	Маса зберігання, кг	Добовий обіг, кг
Змішана продукція (Рампа)	+10...+12	-	0	255 000
№1 Картопля, цибуля, морква	+4...+6	25	200 000	100 000
№2 Яблуко	+2...+4	8	55 000	20 000
№3, 3.1 Банан	+10...+16	12	50 000	30 000
№5 Зелень, гриби	+0...+2	5	20 000	20 000
№4 Баклажани, томати	+6...+8	25	60 000	30 000
№6 Цитрусові, Баштан	+4...+6	25	145 000	55 000
№7 Зберігання, фасування	+4...+6	-	125 000	120 000

Таблиця 1.4. Продукція та температурні режими, за яких вона буде зберігатись

Продукція по холодильнику переміщується на європалетах (див. рис 1.1) за допомогою електричного штабелеру та річ траку ETV 216 (див рис 1.2).

Перевантаження продукції передбачено здійснювати через виносні перевантажувальні майданчики ALUTEN. PTL у кількості – 4 шт.

Фасуватись у спеціальність герметичні упаковки з технологією CPГC у камері фасування будуть наступні продукти:

- Зелень, гриби об'ємом в 20 000 кг / доба

У картонні ящики будуть розподіляти:

- Картопля, цибуля, морква в 100 000 кг / доба

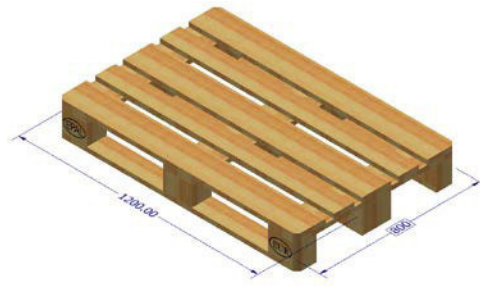


Рис.1.6 Стандартні розміри європалети відповідно до стандарту ДСТУ 9557-87

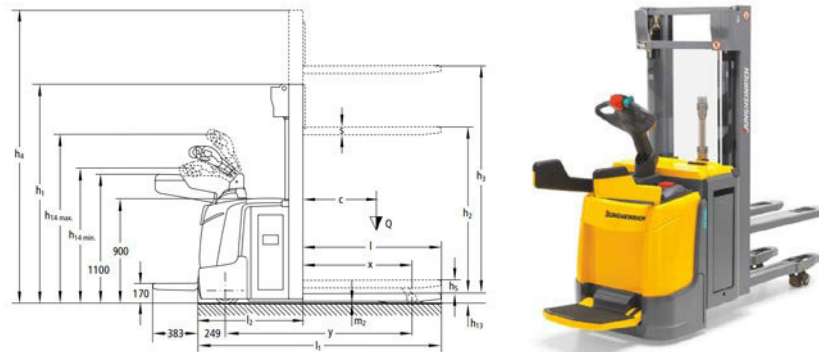


Рис.1.7 Електричний повідковий штабелер з додатковим підйомом

Також у камерах для підтримання чистоти буде працювати електрична підлогомиюча машина BD 50/50CS (див. Рис. 1.3)



Рис. 1.8 Електрична підлогомиюча машина від компанії Керхер (Німеччина)

2. Об'ємно планувальне рішення овочесховища

2.1 Розрахунок необхідних палетомісць

Визначення необхідної площі камер зберігання продукції проводимо графічним способом. Визначаємо кількість палетомісць для кожної камери і виходячи з цих даних обираємо оптимальні розміри камер.

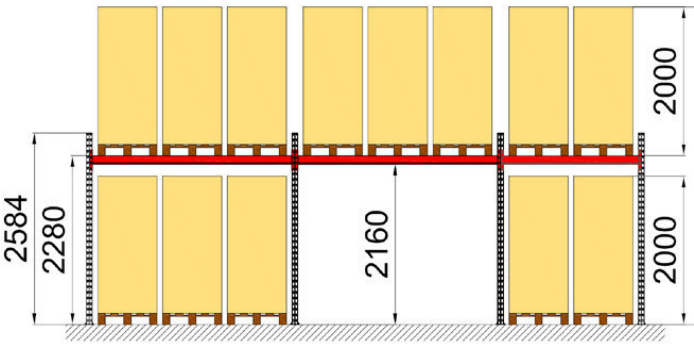


Рис. 2.1.1 Схематичне розміщення завантажених палет на зібраних металевих конструкціях (стелажах)

Максимальну габаритну висоту завантаженої палети приймаємо – 2000 мм, штабелювання будемо здійснювати в два яруси, тоді вантажна висота буде складати 2000 мм + 160 мм (приймаю відстань між траверсою та габаритом палетою) + 180 мм (висота траверса) + 2000 мм = 4 280 мм. Тоді, приймаємо висоту камер – 4 500 мм. (див. Рис. 4.1.1)

Проводимо розрахунок палетомісць для кожної камери, задля визначення розмірів овочесховища.

Для початку визначаю вагу однієї палети

Холодильна камера №1 (Змішана продукція - картопля, цибуля, морква). Вага піддона з продукцією – 1,1т.

$$m = q_v \cdot V_{\text{палети}} = 0,55 \cdot 1,2 \cdot 0,8 \cdot 2 = 1,056 \text{ т}$$

q_v – Питоме навантаження від продукції, т/м³

$V_{\text{палети}}$ – Об'єм палети, м³

Вага піддона з продукцією – 1,1т.

Холодильна камера №2 (Яблуко).

$$m = q_v \cdot V_{\text{палети}} = 0,45 \cdot 1,92 = 0,86 \text{ т}$$

Вага піддона з продукцією – 0,86 т.

					КР000.142.003.020.2024РПЗ			
		№ докум	Підпис					
Розроб.	Степаніщев Д.				Проект холодопостачання логістичного центру з CFD моделювання розподілу повітря у камерах зберігання	Літ.	Лист	Листів
Перевір.	В.М. Філоненко						7	70
Реценз.	Вересоцький Ю.І.					НУХТ ХМ-2-8М		
Н. Конр.	В.М. Філоненко							
Затверд	Петренко В.П.							

Холодильна камера №3 (2-х секційна бананова камера з регулюванням температурного режиму по кожній секції).

На палеті банани будуть укладені в спеціальні перфоровані коробки



Рис.2.1. Банани з Еквадору обернені в перфоровану поліетиленову плівку та розфасовані

$$m = q_v [2] \cdot V_{\text{палети}} = 0,39 \cdot 1,92 = 0,75 \text{ т}$$

Вага піддона з продукцією – 0,75т.

Холодильна камера №4 (Зелень, салати)

$$m = q_v [1] \cdot V_{\text{палети}} = 0,3 \cdot 1,92 = 0,5 \text{ т}$$

Вага піддона з продукцією – 0,5т.

Холодильна камера №5 (Баклажан, томат)

$$m = q_v [1] \cdot V_{\text{палети}} = 0,36 \cdot 1,92 = 0,7 \text{ т}$$

Вага піддона з продукцією – 0,7т.

Холодильна камера №6 (Цитрусові, баштан)

$$m = q_v [1] \cdot V_{\text{палети}} = 0,42 \cdot 1,92 = 0,8 \text{ т}$$

Вага піддона з продукцією – 0,8т.

Холодильна камера №7 (Зона експедиції, сортування/фасування). Вага піддона з продукцією – 0,7т приймаємо, як середнє значення.

Рампа - 0,7т приймаємо, як середнє значення.

3. Розрахунок шару теплоізоляції

Вимоги до теплоізоляції розподільчого холодильника стояли наступні:

- 1. Максимально доцільне зменшення теплонадходжень між камерами
- 2. Максимально доцільне зменшення теплонадходжень від н.с.

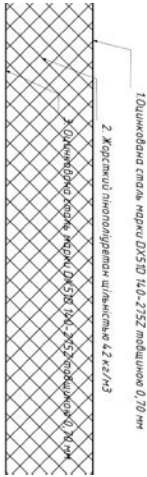
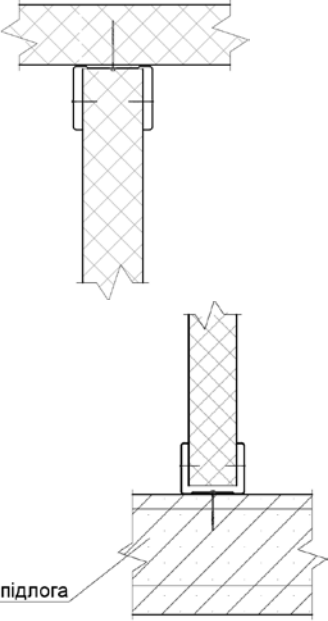
Це викликано наступними причинами:

- 1. Блекаути
- 2. Зменшення витрат електроенергії.

					КР000.142.003.020.2024РПЗ			
		№ докум	Підпис					
Розроб.	Степаніщев Д.				Проект холодопостачання логістичного центру з CFD моделювання розподілу повітря у камерах зберігання	Літ.	Лист	Листів
Перевір.	В.М. Філоненко						10	70
Реценз.	Вересоцький Ю.І.					НУХТ ХМ-2-8М		
Н. Конр.	В.М. Філоненко							
Затверд	Петренко В.П.							

3.1 Розрахунок теплоізоляції

Будівельно-ізоляційні конструкції холодильника наведено в табл. 3.1.1

Ескіз огорож	Склад огорож	δ_i	λ_i	$R_i \cdot 10^3$
		м	Вт/м·К	м²К·/Вт
Зовнішні стіни				
	1. Оцинкована сталь марки DX51D 140-275Z товщиною 0,70 мм з лакофарбовим покриттям та захисною знімною полімерною плівкою	0,0007	50	0,000014
	2. Жорсткий пінополіуретан щільністю 42 кг/м³	-	0,021	-
	3. Оцинкована сталь марки DX51D 140-275Z товщиною 0,70 мм з лакофарбовим покриттям та захисною знімною полімерною плівкою	0,0007	50	0,000014
Внутрішні стіни міжкамерні				
	1. Оцинкована сталь марки DX51D 140-275Z товщиною 0,70 мм з лакофарбовим покриттям та захисною знімною полімерною плівкою	0,0007	50	0,000014
	2. Жорсткий пінополіуретан щільністю 42 кг/м³	-	0,021	-
	3. Оцинкована сталь марки DX51D 140-275Z товщиною 0,70 мм з лакофарбовим покриттям та захисною знімною полімерною плівкою	0,0007	50	0,000014

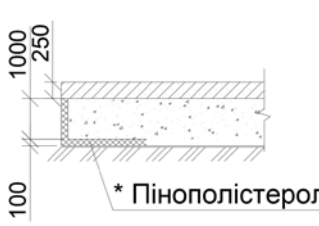
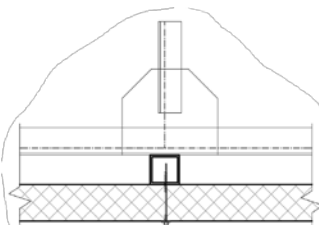
Підлога (не передбачається ізоляція усієї поверхні підлоги)				
	1. Фінішне полімерне покриття (топінг)	-	-	-
	2. Бетон С25/30, армований сітками	-	-	-
	3. Пароізоляційна плівка ТехноНІКОЛЬ АЛЬФА Бар'єр 4,0	-	-	-
	4. Піщано-гравійна суміш по ДСТУ Б В2.7-209:2009	-	-	-
	5. Гідроізоляція ПВХ мембрана	-	-	-
	6. Грунт ущільнений щебенем	-	-	-
	* Пінополістерол	-	-	-
Покрівля камер				
	1. Оцинкована сталь марки DX51D 140-275Z товщиною 0,70 мм з лакофарбовим покриттям та захисною знімною полімерною плівкою	0,0007	50	0,000014
	2. Жорсткий пінополіуретан щільністю 42 кг/м³	-	0,021	-
	3. Оцинкована сталь марки DX51D 140-275Z товщиною 0,70 мм з лакофарбовим покриттям та захисною знімною полімерною плівкою	0,0007	50	0,000014
Покрівля				
	1. Покрівельний лист ПК-35 товщина 0,8 мм. AlZn (алюцинк)/РЕ (поліестер)/РЕМА (матовий)	0,0008	50	0,000016

Табл. 3.1.1 Будівельно-ізоляційні конструкції холодильника

Визначаємо потрібну товщину ізоляції за формули:

$$\delta_{iz} = \lambda_{iz} \left(\frac{1}{k_0^{необ.}} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) \right),$$

де,

$k_0^{\text{необ.}}$ – необхідний коефіцієнт теплопередачі для стін охолодного середовища (довідкове значення), Вт/м²·К

α_3 – коефіцієнт тепловіддачі для зовнішньої поверхні стіни, Вт/м²·К

$\lambda_{\text{із}}$ – коефіцієнт теплопровідності для ізоляції, Вт / м·К

δ_i – товщина огорожувальної конструкції, м

λ_i – теплопровідність огорожувальної конструкції, Вт / м·К

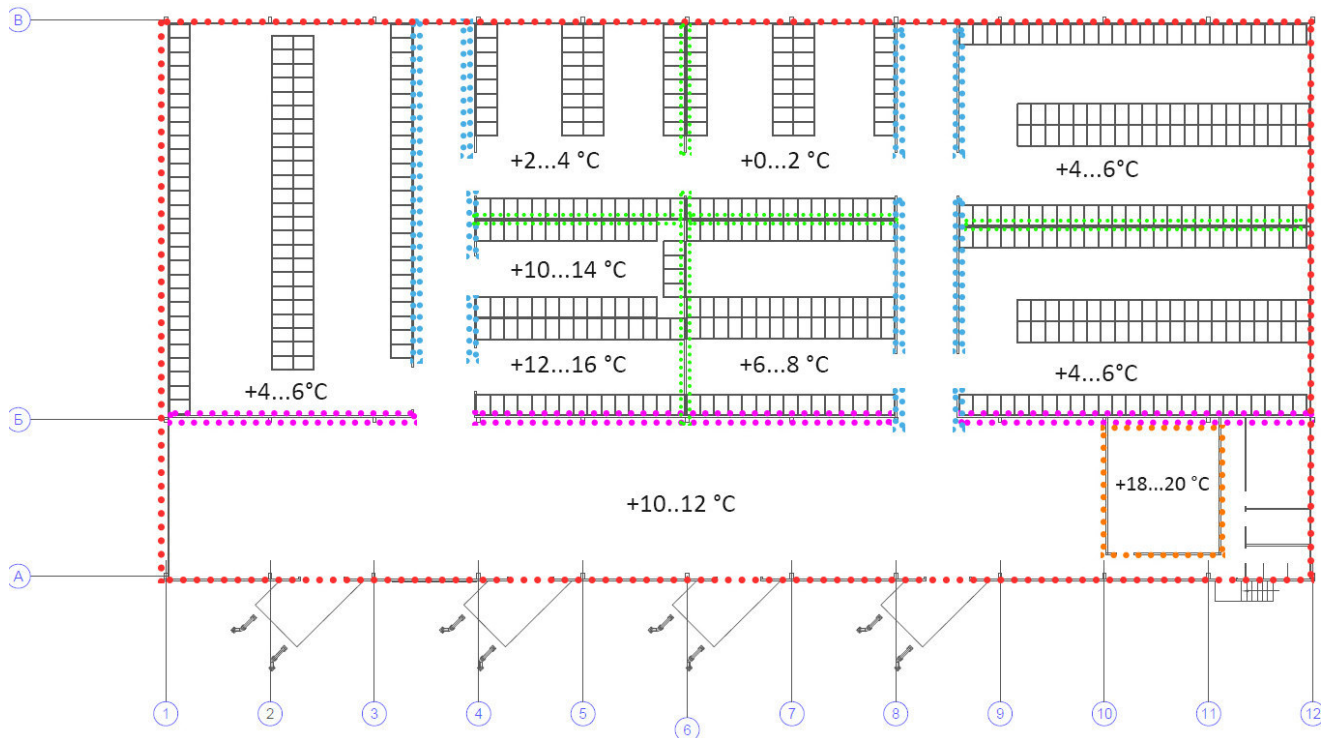


Рис. 3.1.1 Схематичне зображення типових площин та температурні режими для розрахунку товщини шару ізоляції

1. Проводимо перевірку товщини ізоляційних шарів для зовнішніх стін (на рис. 3.1.1 позначені червоним кольором), для яких $\alpha_3 = 23 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$ і $\alpha_в = 9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$. Для розрахунку приймаємо, що в камерах температура 0 та обираємо довідкове значення $k_0^{\text{необ.}}$ [8]

$$\delta_{\text{із}} = \lambda_{\text{із}} \left(\frac{1}{k_0^{\text{необ.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_в} \right) \right) = 0,021 \left(\frac{1}{0,29} - \left(\frac{1}{23} + 0,000028 + \frac{1}{9} \right) \right) = 69 \text{ мм}$$

2. Проводимо перевірку товщини ізоляційного внутрішніх міжкамерних стін, для яких $\alpha_3 = 9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$ і $\alpha_в = 9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$,
 $k_0^{\text{необ.}} = 0,52$ (Камера 2 → 3)

$$\delta_{i3} = \lambda_{i3} \left(\frac{1}{k_0^{\text{необ.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) \right) = 0,021 \left(\frac{1}{0,52} - \left(\frac{1}{9} + 0,000028 + \frac{1}{9} \right) \right) = 35,7 \text{ мм}$$

$$k_0^{\text{необ.}} = 0,52 \text{ (Камера 3} \rightarrow 3.1)$$

$$\delta_{i3} = \lambda_{i3} \left(\frac{1}{k_0^{\text{необ.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) \right) = 0,021 \left(\frac{1}{0,52} - \left(\frac{1}{9} + 0,000028 + \frac{1}{9} \right) \right) = 35,7 \text{ мм}$$

$$k_0^{\text{необ.}} = 0,58 \text{ (Камера 4} \rightarrow 5)$$

$$\delta_{i3} = \lambda_{i3} \left(\frac{1}{k_0^{\text{необ.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) \right) = 0,021 \left(\frac{1}{0,52} - \left(\frac{1}{9} + 0,000028 + \frac{1}{9} \right) \right) = 31,5 \text{ мм}$$

$$k_0^{\text{необ.}} = 0,58 \text{ (Камера 6} \rightarrow 7)$$

$$\delta_{i3} = \lambda_{i3} \left(\frac{1}{k_0^{\text{необ.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) \right) = 0,021 \left(\frac{1}{0,52} - \left(\frac{1}{9} + 0,000028 + \frac{1}{9} \right) \right) = 31,5 \text{ мм}$$

3. Проводимо перевірку товщини ізоляційного внутрішніх стін камер, які межують з коридором (на Рис.4.1.1 позначені синім кольором), для яких $\alpha_3 = 9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$ і $\alpha_B = 9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$. Температуру в коридорі приймаємо близькою до температури на рампі $\sim 10..12^\circ\text{C}$

$$k_0^{\text{необ.}} = 0,52 \text{ (Камера 1} \rightarrow \text{Коридор)}$$

$$\delta_{i3} = \lambda_{i3} \left(\frac{1}{k_0^{\text{необ.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) \right) = 0,021 \left(\frac{1}{0,52} - \left(\frac{1}{9} + 0,000028 + \frac{1}{9} \right) \right) = 35,7 \text{ мм}$$

$$k_0^{\text{необ.}} = 0,58 \text{ (Камера 2} \rightarrow \text{Коридор)}$$

$$\delta_{i3} = \lambda_{i3} \left(\frac{1}{k_0^{\text{необ.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) \right) = 0,021 \left(\frac{1}{0,58} - \left(\frac{1}{9} + 0,000028 + \frac{1}{9} \right) \right) = 31,5 \text{ мм}$$

$$k_0^{\text{необ.}} = 0,52 \text{ (Камера 3} \rightarrow \text{Коридор)}$$

$$\delta_{i3} = \lambda_{i3} \left(\frac{1}{k_0^{\text{необ.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) \right) = 0,021 \left(\frac{1}{0,58} - \left(\frac{1}{9} + 0,000028 + \frac{1}{9} \right) \right) = 31,5 \text{ мм}$$

$$k_0^{\text{необ.}} = 0,52 \text{ (Камера 3.1} \rightarrow \text{Коридор)}$$

$$\delta_{i3} = \lambda_{i3} \left(\frac{1}{k_0^{\text{необ.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) \right) = 0,021 \left(\frac{1}{0,52} - \left(\frac{1}{9} + 0,000028 + \frac{1}{9} \right) \right) = 35,7 \text{ мм}$$

					КР000.142.003.020.2024РПЗ	14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$k_0^{\text{необ.}} = 0,52 \text{ (Камера 4} \rightarrow \text{Коридор)}$$

$$\delta_{\text{із}} = \lambda_{\text{із}} \left(\frac{1}{k_0^{\text{необ.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} \right) \right) = 0,021 \left(\frac{1}{0,52} - \left(\frac{1}{9} + 0,000028 + \frac{1}{9} \right) \right) = 35,7 \text{ мм}$$

$$k_0^{\text{необ.}} = 0,52 \text{ (Камера 5} \rightarrow \text{Коридор)}$$

$$\delta_{\text{із}} = \lambda_{\text{із}} \left(\frac{1}{k_0^{\text{необ.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} \right) \right) = 0,021 \left(\frac{1}{0,52} - \left(\frac{1}{9} + 0,000028 + \frac{1}{9} \right) \right) = 35,7 \text{ мм}$$

$$k_0^{\text{необ.}} = 0,53 \text{ (Камера 6} \rightarrow \text{Коридор)}$$

$$k_0^{\text{необ.}} = 0,53 \text{ (Камера 7} \rightarrow \text{Коридор)}$$

$$\delta_{\text{із}} = \lambda_{\text{із}} \left(\frac{1}{k_0^{\text{необ.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} \right) \right) = 0,021 \left(\frac{1}{0,53} - \left(\frac{1}{9} + 0,000028 + \frac{1}{9} \right) \right) = 34,9 \text{ мм}$$

4. Проводимо перевірку товщини ізоляційного внутрішніх стін камер, які межують з рампою (на Рис.4.1.1 позначені синім пурпурним), для яких $\alpha_3 = 9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$ і $\alpha_{\text{в}} = 9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$

$$k_0^{\text{необ.}} = 0,52 \text{ (Камера 1} \rightarrow \text{Рампа)}$$

$$\delta_{\text{із}} = \lambda_{\text{із}} \left(\frac{1}{k_0^{\text{необ.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} \right) \right) = 0,021 \left(\frac{1}{0,52} - \left(\frac{1}{9} + 0,000028 + \frac{1}{9} \right) \right) = 35,7 \text{ мм}$$

$$k_0^{\text{необ.}} = 0,58 \text{ (Камера 3.1} \rightarrow \text{Рампа)}$$

$$\delta_{\text{із}} = \lambda_{\text{із}} \left(\frac{1}{k_0^{\text{необ.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} \right) \right) = 0,021 \left(\frac{1}{0,58} - \left(\frac{1}{9} + 0,000028 + \frac{1}{9} \right) \right) = 31,5 \text{ мм}$$

$$k_0^{\text{необ.}} = 0,52 \text{ (Камера 5} \rightarrow \text{Рампа)}$$

$$\delta_{\text{із}} = \lambda_{\text{із}} \left(\frac{1}{k_0^{\text{необ.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} \right) \right) = 0,021 \left(\frac{1}{0,52} - \left(\frac{1}{9} + 0,000028 + \frac{1}{9} \right) \right) = 35,7 \text{ мм}$$

$$k_0^{\text{необ.}} = 0,52 \text{ (Камера 7} \rightarrow \text{Рампа)}$$

$$\delta_{\text{із}} = \lambda_{\text{із}} \left(\frac{1}{k_0^{\text{необ.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} \right) \right) = 0,021 \left(\frac{1}{0,52} - \left(\frac{1}{9} + 0,000028 + \frac{1}{9} \right) \right) = 35,7 \text{ мм}$$

5. Проводимо перевірку товщини ізоляційного шару внутрішніх стін офісного приміщення, які межують з рампою (на Рис. 4.1.1 позначені помаранчевим), для яких $\alpha_3 = 9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$ і $\alpha_{\text{в}} = 9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$

					КР000.142.003.020.2024РПЗ	15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\delta_{iz} = \lambda_{iz} \left(\frac{1}{k_0^{необ.}} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) \right) = 0,021 \left(\frac{1}{0,52} - \left(\frac{1}{9} + 0,000028 + \frac{1}{9} \right) \right) = 35,7 \text{ мм}$$

6. Проводимо перевірку товщини ізоляційного шару покрівлі камер, для яких $\alpha_3 = 23 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$ і $\alpha_B = 9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$. Для розрахунку приймаємо, що в камерах температура 0 та обираємо довідкове значення $k_0^{необ.}$ [8]

$$\delta_{iz} = \lambda_{iz} \left(\frac{1}{k_0^{необ.}} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) \right) = 0,021 \left(\frac{1}{0,29} - \left(\frac{1}{23} + 0,000028 + \frac{1}{9} \right) \right) = 69 \text{ мм}$$

Оскільки $k_0^{необ.}$ є нормативним значенням та розраховано для типових технічних рішень, ми можемо знехтувати розрахунковими параметрами (відповідно до причин, які описані у розділі **3. Розрахунок шару теплоізоляції**) і прийняти наступні товщини шарів ізоляції:

- Зовнішні стіни – 100 мм
- Міжкамерні стіни – 80 мм
- Покрівля камер – 80 мм

Розраховуємо дійсні коефіцієнти теплопередачі для зовнішніх стін

$$k_d = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) + \frac{\delta_{iz,д}}{\lambda_{iz}}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{23} + 0,000028 + \frac{1}{9} \right) + \frac{100 \cdot 10^{-3}}{0,021}} = 0,203 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Розраховуємо дійсні коефіцієнти теплопередачі для внутрішніх стін та покрівлі

$$k_d = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) + \frac{\delta_{iz,д}}{\lambda_{iz}}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{9} + 0,000028 + \frac{1}{9} \right) + \frac{80 \cdot 10^{-3}}{0,021}} = 0,248 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

4. Розрахунок теплонадходжень до камер овочесховища

Необхідну холодильну потужність розраховуємо для кожної камери розраховуємо, як суму всіх теплонадходжень до камер.

ΣQ = Q1 + Q2 + Q3 + Q4 + Q5 = Qзаг

4.1 Теплонадходження через огорожувальні конструкції

Розрахунок теплонадходжень через огорожувальні конструкції проводимо за методичними рекомендаціями [3].

Теплонадходження через огорожувальні конструкції Q1 визначають, як суму теплонадходжень, які виникають через різницю температур, через стіни, покрівлю та підлогу.

Максимальну температуру навколишнього середовища для м. Кропивницького приймаємо – 35 °С для літнього сезону. Для ґрунту приймаємо температуру – 25 °С.

Теплонадходження Q1т, розраховуємо за наступною формулою:

Q1т = kдF(tз – tвн)

Де, kд – дійсний коефіцієнт теплопередачі визначили у розділі 5.1, Вт/м²·К. F – розрахункова площа поверхні огородження, м². tз – температура повітря зовнішня, °С. tвн – температура повітря внутрішня, °С.

Теплонадходження Q1с від сонячної радіації, розраховуємо за наступною формулою:

Q1с = kдFΔt

Де, kд – дійсний коефіцієнт теплопередачі визначили у розділі 5.1, Вт/м²·К. F – розрахункова площа поверхні огородження, м². Δt – надлишкова різниця температур, °С (довідкове значення)

Заповнюємо таблицю , відповідно до наших вхідних даних в ПЗ Microsoft Excel задля швидкого та зручного розрахунку.

Теплонадходження від охолодження та від продукції будемо розраховувати за допомогою ПЗ ХолодОК. В камерах, де зберігається два типу продукції посезонно приймаємо більше значення теплонадходжень. До прикладу, камера №6. В цій камері в зимовий сезон будуть зберігатись цитрусові у літній - баштанова продукція.

					КР000.142.003.020.2024РПЗ			
		№ докум	Підпис					
Розроб.	Степаніцев Д.				Проект холодопостачання логістичного центру з CFD моделювання розподілу повітря у камерах зберігання	Літ.	Лист	Листів
Перевір.	В.М. Філоненко						17	70
Реценз.	Вересоцький Ю.І.					НУХТ ХМ-2-8М		
Н. Конр.	В.М. Філоненко							
Затверд	Петренко В.П.							

Проводимо розрахунок теплонадходжень для кожного типу продукції, приймаємо більше значення для розрахунку.

Камера №1	k_d , Вт/м²К	F, м²	$t_{зов}$, °C	$t_{вн}$, °C	ΔT , К	Δt_c , °C	Q_{1c} , Вт	$Q_{1т}$, Вт
Стінка північна зовнішня	0,203	62,775	35	4	31	0	0,0	395,0
Стінка західна зовнішня	0,203	105,75	35	4	31	4,7	100,9	665,5
Стінка південна внутрішня	0,248	62,775	10	4	6	0	0,0	93,4
Стінка східна внутрішня	0,248	105,75	10	4	6	0	0,0	157,4
Покрівля	0,248	315,27	30	4	26	0	0,0	2 032,9
Зона 1	0,47	133,8	25	4	21	-	-	1 320,6
Зона 2	0,23	101,8	25	4	21	-	-	491,7
Зона 3	0,12	69,8	25	4	21	-	-	175,9
Зона 4	0,07	25,45	25	4	21	-	-	37,4
Σ Сума теплонадходжень через огорожувальні конструкції								5 470,7

Таблиця. 4.1.1 Теплонадходження через огорожувальні конструкції до камери №1

Камера №2	k_d , Вт/м²К	F, м²	$t_{зов}$, °C	$t_{вн}$, °C	ΔT , К	Δt_c , °C	Q_c , Вт	$Q_{1т}$, Вт
Стінка північна зовнішня	0,203	45	35	4	31	4,7	42,9	283,2
Стінка західна внутрішня	0,248	54	35	4	31	0	0,0	415,2
Стінка південна внутрішня	0,248	45	10	4	6	0	0,0	67,0
Стінка східна внутрішня	0,248	54	10	4	6	0	0,0	80,4
Покрівля	0,248	315,27	30	4	26	0	0,0	2 032,9
Зона 1	0,47	21	25	4	21			207,3
Зона 2	0,23	19	25	4	21			91,8
Зона 3	0,12	17	25	4	21			42,8
Зона 4	0,07	63	25	4	21			92,6
Σ Сума теплонадходжень через огорожувальні конструкції								3 355,9

Таблиця. 4.1.2 Теплонадходження через огорожувальні конструкції до камери №2

Камера №3	k_d , Вт/м²К	F, м²	$t_{зов}$, °C	$t_{вн}$, °C	ΔT , К	Δt_c , °C	Q_c , Вт	$Q_{1т}$, Вт
Стінка північна внутрішня	0,203	54	14	4	10	0	0,0	109,6
Стінка західна внутрішня	0,248	27	14	4	10	0	0,0	67,0
Стінка південна внутрішня	0,248	54	14	4	10	0	0,0	133,9
Стінка східна внутрішня	0,248	27	14	4	10	0	0,0	67,0
Покрівля	0,248	315,27	30	4	26	0	0,0	2 032,9
Зона 1	0,47	17	25	4	21			167,8
Зона 2	0,23	15	25	4	21			72,5
Зона 3	0,12	13	25	4	21			32,8
Зона 4	0,07	27	25	4	21			39,7
Σ Сума теплонадходжень через огорожувальні конструкції								2 723,0

Таблиця. 4.1.3 Теплонадходження через огорожувальні конструкції до камери №3

Камера №3.1	k_d , Вт/м²К	F, м²	$t_{зов}$, °C	$t_{вн}$, °C	ΔT , К	Δt_c , °C	Q_c , Вт	$Q_{1т}$, Вт
-------------	----------------	-------	----------------	---------------	----------------	-------------------	------------	---------------

Стінка північна внутрішня	0,248	54	14	4	10	0	0,0	133,9
Стінка західна внутрішня	0,248	27	1	4	-3	0	0,0	-20,1
Стінка південна внутрішня	0,248	54	16	4	12	0	0,0	160,7
Стінка східна внутрішня	0,248	27	6	4	2	0	0,0	13,4
Покрівля	0,248	315,27	30	4	26	0	0,0	2 032,9
Зона 1	0,47	17	25	4	21			167,8
Зона 2	0,23	15	25	4	21			72,5
Зона 3	0,12	13	25	4	21			32,8
Зона 4	0,07	27	25	4	21			39,7
ΣСума теплонадходжень через огорожувальні конструкції								2 633,5

Таблиця. 4.1.3.1 Теплонадходження через огорожувальні конструкції до камери №3.1

Камера №4	k_d , Вт/м²К	F, м²	$t_{зов}$, °C	$t_{вн}$, °C	ΔT , К	Δt_c , °C	Q_c , Вт	$Q_{1т}$, Вт
Стінка північна зовнішня	0,203	54	35	0	35	0	0,0	383,7
Стінка західна внутрішня	0,248	54	4	0	4	0	0,0	53,6
Стінка південна внутрішня	0,248	54	6	0	6	0	0,0	80,4
Стінка східна внутрішня	0,248	54	12	0	12	0	0,0	160,7
Покрівля	0,248	315,27	30	0	30	0	0,0	2 345,6
Зона 1	0,47	23	25	4	21			227,0
Зона 2	0,23	21	25	4	21			101,4
Зона 3	0,12	19	25	4	21			47,9
Зона 4	0,07	81	25	4	21			119,1
ΣСума теплонадходжень через огорожувальні конструкції								3 519,3

Таблиця. 4.1.4 Теплонадходження через огорожувальні конструкції до камери №4

Камера №5	k_d , Вт/м²К	F, м²	$t_{зов}$, °C	$t_{вн}$, °C	ΔT , К	Δt_c , °C	Q_c , Вт	$Q_{1т}$, Вт
Стінка північна внутрішня	0,248	54	0	6	-6	0	0,0	-80,4
Стінка західна внутрішня	0,248	27	10	6	4	0	0,0	26,8
Стінка південна внутрішня	0,248	54	8	6	2	0	0,0	26,8
Стінка східна внутрішня	0,248	27	14	6	8	0	0,0	53,6
Покрівля	0,248	315,27	30	6	24	0	0,0	1 876,5
Зона 1	0,47	17	25	6	19			151,8
Зона 2	0,23	15	25	6	19			65,6
Зона 3	0,12	13	25	6	19			29,6
Зона 4	0,07	27	25	6	19			35,9
ΣСума теплонадходжень через огорожувальні конструкції								2 186,2

Таблиця. 4.1.5 Теплонадходження через огорожувальні конструкції до камери №5

Камера №5.1	k_d , Вт/м²К	F, м²	$t_{зов}$, °C	$t_{вн}$, °C	ΔT , К	Δt_c , °C	Q_c , Вт	$Q_{1т}$, Вт
Стінка північна внутрішня	0,248	54	6	6	0	0	0,0	0,0
Стінка західна внутрішня	0,248	27	12	6	6	0	0,0	40,2
Стінка південна внутрішня	0,248	54	10	6	4	0	0,0	53,6

Стінка східна внутрішня	0,248	27	14	6	8	0	0,0	53,6
Покрівля	0,248	315,27	30	6	24	0	0,0	1 876,5
Зона 1	0,47	17	25	6	19			151,8
Зона 2	0,23	15	25	6	19			65,6
Зона 3	0,12	13	25	6	19			29,6
Зона 4	0,07	27	25	6	19			35,9
ΣСума теплонадходжень через огорожувальні конструкції								2 306,7

Таблиця. 4.1.5.1 Теплонадходження через огорожувальні конструкції до камери №5.1

Камера №6	k_d , Вт/м²К	F, м²	$t_{зов}$, °C	$t_{вн}$, °C	ΔT , К	Δt_c , °C	Q_c , Вт	$Q_{1т}$, Вт
Стінка північна зовнішня	0,203	54	35	4	31	0	0,0	339,8
Стінка західна внутрішня	0,248	90	10	4	6	0	0,0	133,9
Стінка південна внутрішня	0,248	54	4	4	0	0	0,0	0,0
Стінка східна зовнішня	0,203	90	35	4	31	3,9	71,3	566,4
Покрівля	0,248	315,27	30	6	24	0	0,0	1 876,5
Зона 1	0,47	31	25	6	19			276,8
Зона 2	0,23	29	25	6	19			126,7
Зона 3	0,12	27	25	6	19			61,6
Зона 4	0,07	153	25	6	19			203,5
ΣСума теплонадходжень через огорожувальні конструкції								3 656,5

Таблиця. 4.1.6 Теплонадходження через огорожувальні конструкції до камери №6

Камера №7	k_d , Вт/м²К	F, м²	$t_{зов}$, °C	$t_{вн}$, °C	ΔT , К	Δt_c , °C	Q_c , Вт	$Q_{1т}$, Вт
Стінка північна внутрішня	0,248	54	4	4	0	0	0,0	0,0
Стінка західна внутрішня	0,248	90	10	4	6	0	0,0	133,9
Стінка південна внутрішня	0,248	54	10	4	6	0	0,0	80,4
Стінка східна зовнішня	0,203	90	35	4	31	3,9	71,3	566,4
Покрівля	0,248	315,27	30	6	24	0	0,0	1 876,5
Зона 1	0,47	31	25	6	19			276,8
Зона 2	0,23	29	25	6	19			126,7
Зона 3	0,12	27	25	6	19			61,6
Зона 4	0,07	153	25	6	19			203,5
ΣСума теплонадходжень через огорожувальні конструкції								3 397,0

Таблиця. 4.1.7 Теплонадходження через огорожувальні конструкції до камери №7

					<i>KP000.142.003.020.2024РПЗ</i>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				20

Отримали наступні дані:

№	Найменування	Об'єм, м³	Продукт зберігання	Температура в камері, °C	Температура вхідної продукції, °C	Теплонадходження, кВт
1	Камера №1	1 412,42	Картопля, цибуля, морква,	+4...+6	+25	125,00
2	Камера №2	605,34	Яблуко	+2...+4	+8	45,3
3	Камера №4	605,34	Баклажани, томати	+6...+8	+25	44,5
4	Камера №3,3.1	301,59	Банан	+10...+16	+12	22,50
5	Камера №5	605,34	Гриби, зелень	0...+2	+5	23,6
6	Камера №6	1 029,60	Цитрусові, Баштан	+4...+6	+25	79,8
7	Камера №7	1 029,60	Зберігання, фасування	+4...+6	+8	71,7
8	Рампа	3 711,90	Зона експедиції	+8...+10	-	80,00
Σ Сума всіх теплонадходжень, кВт						492,40

Таблиця. 4.1.9 Зведена таблиця теплонадходжень до овочесховища

5. Вибір системи охолодження та типу холодильної установки

Температуру кипіння приймаємо по найменшій температурі у камері для зелені 0°C, $\Delta T = 8\text{ K}$, тоді температура кипіння на холодильній централі буде складати -8 °C. Відповідно тиск кипіння – 0,48 МПа. Температуру конденсації приймаємо – 45 °C. Відповідно тиск кипіння – 2,10 МПа. Співвідношення тиску конденсації до тиску кипіння складає – 4,375. Можемо прийняти схему холодильної машини з одноступеневим стисканням.

Охолодження – безпосереднє. Основний недолік такого методу – значна маса холодоагенту, у разі витоку – значні капітальні вкладення для повторної заправки системи, але таке схемне рішення дає значний енергетичний потенціал, оскільки охолодження здійснюється безпосередньо у камерах та немає енергетичних втрат на додаткових «проміжних» теплообмінниках.

Компресора – напівгерметичні поршневі. Основна їх перевага – легкість технічного обслуговування та придатність до капітального ремонту у випадках виходу з ладу.

Повітроохолоджувачі – повітряні, з вентиляторами та електричним відтаюванням.

Холодильна централь – мультитемпературна з використанням регуляторів тиску на всмоктуванні та рідинній лінії, для підтримання необхідного тиску кипіння для кожного контуру. Використання мультитемпературної централі, замість декількох агрегатів надає ряд переваг:

- Простіше технічне обслуговування
- Менше електроспоживання
- Менше загальна холодопродуктивність, відповідно менші початкові капіталовкладення.
- Менше вузлів автоматизації
- Можливість роботи в аварійному режимі, у разі виходу з ладу одного з компресорів

Конденсатор – повітряний з ЕС вентиляторами.

Визначаємо температури. Отже, нам необхідно забезпечити 4 температури кипіння в овочесховищі.

					КР000.142.003.020.2024РПЗ								
		№ докум	Підпис										
Розроб.	Степаніщев Д.				Проект холодопостачання логістичного центру з CFD моделювання розподілу повітря у камерах зберігання				Літ.	Лист	Листів		
Перевір.	В.М. Філоненко										23	70	
Реценз.	Вересоцький Ю.І.								НУХТ ХМ-2-8М				
Н. Конр.	В.М. Філоненко												
Затверд	Петренко В.П.												

№	Найменування	Температура в камері, °C	Температура кипіння, °C
1	Камера №1	+5...+6	-5
2	Камера №2	+2...+4	-5
3	Камера №4	+6...+8	-5
4	Камера №3	+10...+16	2
5	Камера №5	0...+2	-8
6	Камера №6	+4...+6	-5
7	Камера №7	+4...+6	-5
8	Рампа	+8...+10	0

Табл. 5.1 Температурні режими та температури кипіння по камерам

5.1 Визначення навантаження на компресори

Суму всіх теплонадходжень приймаємо, як повне навантаження на компресори $\sum Q$. Оскільки, в камерах присутні процеси охолодження, тому відповідно до методичних рекомендацій $\sum Q_T = \sum Q_K$.

5.2 Тепловий розрахунок холодильної машини

Холодильна машина буде працювати на 4х температурах кипіння. Будуємо цикл log(p)- h в ПЗ CoolPack.

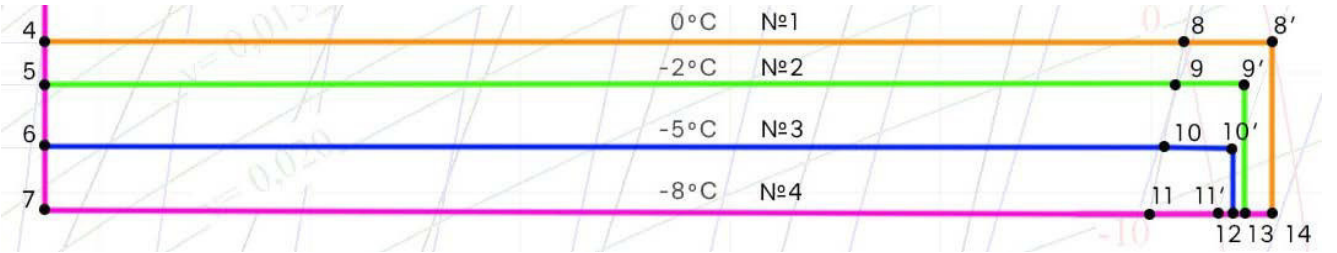


Рис.5.2.1 Частина циклу одноступеневої холодильної машини з 4-ма температурами кипіння

№	Камера	№	Потужність, кВт	Назва колектору	Температура кипіння, °С
1	Рампа експедиція	0	80,00	Рампа	0
2	Картопля	1	125,00	Картопля	-5
3	Зелень	5	23,6	Яблука-зелень-банан	-8
4	Яблука	2	45,3		-5
5	Банан	3	22,5		0
6	Банан				
7	Баклажан	4	44,5		Баклажан-Фасовка
8	Фасовка	7	71,7		
9	Бахча	8	79,8	Баштанові	-5

Табл. 5.2.1 Параметри потужності температурних контурів

Для побудови повного циклу нам необхідно визначити реальну точку всмоктування, у нас це буде точка змішування з усіх температурних контурів. Відповідно нам необхідно визначити відомі нам точки, а після скласти рівня теплового балансу та визначити точку змішування.

Точка	Тиск, МПа	Температура, °С	Ентальпія, кДж/кг	Питомий об'єм, м3/кг
4	0,62	0	255	-
5	0,59	-2	255	-
6	0,53	-5	255	-
7	0,48	-8	255	-
8	0,62	0	363	-
9	0,59	-2	362	-
10	0,53	-5	361	-
11	0,48	-8	360	-
8'	0,62	10	371	-
9'	0,59	6	369	-
10'	0,53	3	367	-
11'	0,48	0	366	0,04213
12	0,48	1,6	367	-
13	0,48	3,3	369	-
14	0,48	6,5	371	-

Табл. 5.2.2 Відомі параметри точок теоретичного холодильного циклу холодильної машини

Знаходимо масову витрату холодоагенту для кожного температурного контуру

$$q_{m1} = \frac{Q_1}{h_8 - h_4} = \frac{80}{363 - 255} = 0,74 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$q_{m2} = \frac{Q_2}{h_9 - h_5} = \frac{125}{362 - 255} = 1,168 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$q_{m3} = \frac{Q_3}{h_{10} - h_6} = \frac{23,6}{360 - 255} = 0,224 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$q_{m4} = \frac{Q_4}{h_{11} - h_7} = \frac{45,3}{361 - 255} = 0,427 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$q_{m5} = \frac{Q_5}{h_{11} - h_7} = \frac{22,5}{363 - 255} = 0,208 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$q_{m6} = \frac{Q_6}{h_9 - h_5} = \frac{44,5}{362 - 255} = 0,415 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$q_{m7} = \frac{Q_7}{h_9 - h_5} = \frac{71,7}{362 - 255} = 0,670 \frac{\text{КГ}}{\text{с}}$$

$$q_{m8} = \frac{Q_8}{h_{10} - h_6} = \frac{79,8}{360 - 255} = 0,76 \frac{\text{КГ}}{\text{с}}$$

Складаємо тепловий баланс для знаходження точки змішування (всмоктування у компресор)

$$h_1 = \frac{q_{m1} \cdot h_8 + q_{m2} \cdot h_9 + q_{m3} \cdot h_{10} + q_{m4} \cdot h_{11} + q_{m5} \cdot h_{11} + q_{m6} \cdot h_9 + q_{m7} \cdot h_9 + q_{m8} \cdot h_{10}}{(q_{m1} + q_{m2} + q_{m3} + q_{m4} + q_{m5} + q_{m6} + q_{m7} + q_{m8})}$$

$$h_1 = \frac{0,74 \cdot 363 + 1,168 \cdot 362 + 0,224 \cdot 360 + 0,427 \cdot 361 + 0,208 \cdot 363 + 0,415 \cdot 362 + 0,67 \cdot 362 + 0,76 \cdot 360}{(0,74 + 1,168 + 0,224 + 0,427 + 0,208 + 0,415 + 0,67 + 0,76)}$$

$$= 361,686 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Отримуємо наступний теоретичний цикл холодильної машини з параметрами точок у Табл. 5.2.3

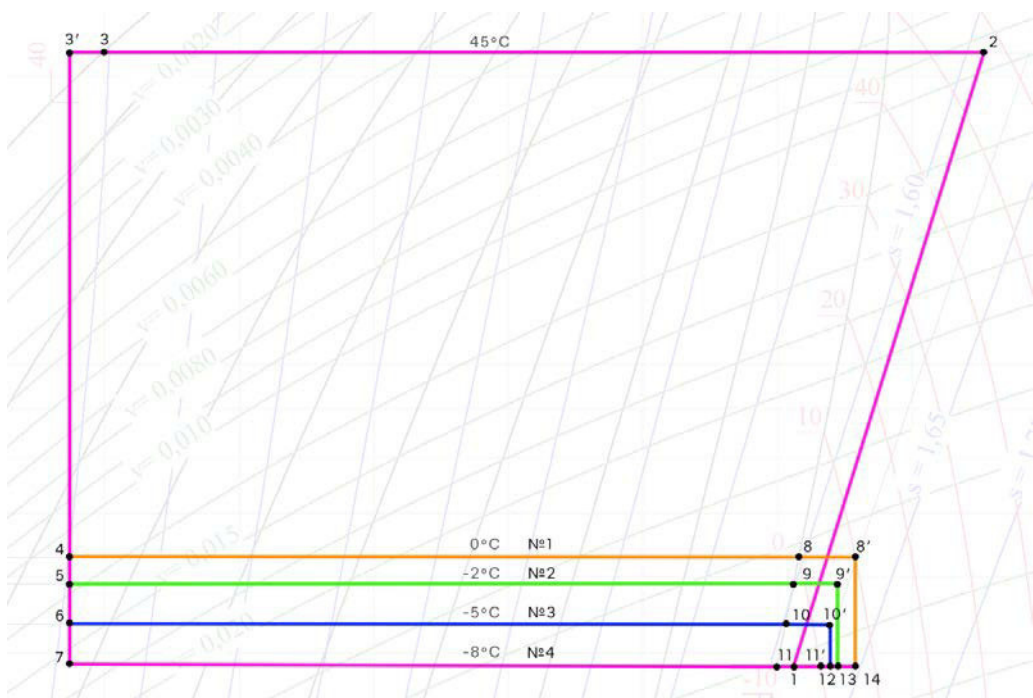


Рис 5.2.2 Теоретичний цикл холодильної машини

Точка	Тиск, МПа	Температура, °С	Ентальпія, кДж/кг	Питомий об'єм, м³/кг
1	0,48	-5,8	361,686	0,0408
2	2,1	58	391	-
3	2,1	45	260	-
3'	2,1	42	255	-

Табл.5.2.3 Параметри визначених точок циклу

Питома теоретична робота компресорів:

$$w_k = h_2 - h_1 = 391 - 361 = 30 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома теплове навантаження на конденсатор:

$$w_{\text{конд}} = h_2 - h_3 = 391 - 260 = 131 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Об'ємна витрата компресорів:

$$V_h = (q_{m1} + q_{m2} + q_{m3} + q_{m4} + q_{m5} + q_{m6} + q_{m7} + q_{m8})v_1 =$$

$$(0,74 + 1,168 + 0,224 + 0,427 + 0,208 + 0,415 + 0,67 + 0,76) \cdot 0,0408 = 0,188 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Необхідно визначити реальну об'ємну продуктивність поршневих компресорів, де λ об'ємний коефіцієнт подачі компресора.

$$V = \frac{V_h}{\lambda}$$

Об'ємний коефіцієнт подачі визначається, як:

$$\lambda = \lambda_i \lambda_\omega$$

λ_i – індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі компресора

λ_ω – коефіцієнт нагрівання

$$\lambda_i = \frac{P_0 - \Delta p_0}{P_0} - c_k \left(\left(\frac{P_k + \Delta p_k}{P_0} \right)^{\frac{1}{n}} - \frac{P_0 - \Delta p_0}{P_0} \right)$$

$$c_k = 0.03$$

- показник політропи розширення

$$n = 1.05$$

- Приймаємо депресію на нагнітанні та на всмоктуванні

$$\Delta p_0 = 0.05 \cdot 480\,000 \text{ Па}$$

$$\Delta p_k = 0.15 \cdot 2\,100\,000 \text{ Па}$$

$$\lambda_i = \frac{480\,000 - 24\,000}{480\,000} - 0.03 \left(\left(\frac{2\,100\,000 + 315\,000}{480\,000} \right)^{\frac{1}{1.05}} - \frac{480\,000 - 24\,000}{480\,000} \right) = 0,839$$

$$\lambda_\omega = \frac{t_0 + 273^\circ \text{C}}{t_k + 273^\circ \text{C}} = \frac{-8 + 273^\circ \text{C}}{45 + 273^\circ \text{C}} = \frac{265}{318} = 0,833$$

Розраховуємо об'ємний коефіцієнт:

$$\lambda = \lambda_i \cdot \lambda_\omega = 0,839 \cdot 0,833 = 0,696$$

Визначаємо розрахункову «реальну» об'ємну продуктивність компресорів:

					КР000.142.003.020.2024РПЗ	27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V = \frac{V_h}{\lambda} = \frac{0,188}{0,696} = 0,262 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Потужність, що споживається електродвигуном компресора розраховуємо за формулою:

$$N_{\text{електрична}} = \frac{N_{\text{ефективна}}}{\eta_{\text{електродвигуна}} \cdot \eta_{\text{передачі}}}$$

$$N_{\text{ефективна}} = N_{\text{тертя}} + N_{\text{індикаторна}}$$

$$N_{\text{тертя}} = V_h \cdot p_{\text{тр}}$$

$$p_{\text{тр}} = 0,082 \text{ Мпа}$$

$$N_{\text{індикаторна}} = \frac{N_{\text{теоретична}}}{\eta_i}$$

$$\eta_i = \lambda_{\omega} + b \cdot t_0$$

$$\begin{aligned} N_{\text{теоретична}} &= (q_{m1} + q_{m2} + q_{m3} + q_{m4} + q_{m5} + q_{m6} + q_{m7} + q_{m8}) \cdot w_k \\ &= (0,74 + 1,168 + 0,224 + 0,427 + 0,208 + 0,415 + 0,67 + 0,76) \\ &\cdot 30 = 138,36 \text{ кВт} \end{aligned}$$

$$\eta_i = \lambda_{\omega} + b \cdot t_0 = 0,833 + 0,0025 \cdot (-8) = 0,813$$

$b = 0,0025$ для фреонових компресорів

Визначаємо індикаторну потужність електродвигуна

$$N_{\text{індикаторна}} = \frac{N_{\text{теоретична}}}{\eta_i} = \frac{138,36}{0,8835} = 165 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{тертя}} = V_h \cdot p_{\text{тр}} = 0,188 \cdot 82\,000 = 15,416 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{ефективна}} = N_{\text{тертя}} + N_{\text{індикаторна}} = 15,416 + 165 = 180,416 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{електрична}} = \frac{N_{\text{ефективна}}}{\eta_{\text{електродвигуна}} \cdot \eta_{\text{передачі}}} = \frac{180,416}{0,8 \cdot 0,99} \approx 227,79 \text{ кВт}$$

$\eta_{\text{електродвигуна}} = 0,8$ — Приймаємо середній ККД компресорного електродвигуна

$\eta_{\text{передачі}} = 0,99$ — коефіцієнт ККД механічної передачі

6. Підбір основного обладнання

Всі гідравлічні елементи буду використовувати від виробника Danfoss підбір буду здійснювати в ПЗ Danfoss CoolSelector. Найменування обладнання та виробник вказані у таблиці 6.1

№	Обладнання	Виробник
1	Повітроохолоджувач	Buzcelik
2	Конденсатор повітряний	SpecialeCoils
3	Ресивер лінійний	Buzcelik
4	Гідравлічні елементи	Danfoss
5	Регулятор рівня мастила	AlcoControls

Табл. 6.1 Перелік виробників та обладнання

6.1 Підбір напівгерметичних поршневих компресорів

За допомогою ПЗ Bock VAP обираємо напівгерметичний поршневий компресор 3х фазний. Необхідна обм’єна продуктивність компресорів:

$$V = 0,2689 \frac{м^3}{с}$$

Холодильна централь буде складатись з 4х компресорів. Тоді, потужність компресорів буде складати:

$$\sum Q_k = 126 \cdot 4 = 504 \text{ кВт}$$

Operating limits	Technical data	Performance data	Scope of supply and accessories	Dimensions and connections	Product photo	Spare part list, drawings & downloads	Ter
Number of cylinders / Bore / Stroke				8 / 80 mm / 68 mm			
Displacement 50/60 Hz (1450/1740 1/min)				237,90 / 285,50 m³/h			
Voltage 1)				380-420V Y/Y -3- 50Hz PW			
				440-480V Y/Y -3- 60Hz PW			
Winding divided into				50% / 50%			
Max. working current 2)				136.0 A			
Max. power consumption 2)				80.0 kW			
Starting current (rotor blocked) 2)				447.0 / 657.0 A			
Motor protection				INT69 G			
Protection terminal box				IP 65			
Weight				464 kg			
Frequency range 3)				25 - 60 Hz			
Max. permissible overpressure (g) (LP/HP) 4)				19 / 28 bar			
Connection suction line SV				76 mm - 3 1/8 "			
Connection discharge line DV				54 mm - 2 1/8 "			
Lubrication				Oil pump			
Oil type R134a, R404A, R407A/C/F, R448A, R449A, R450A, R513A				BOCKlub E55			

Рис. 6.1.1 Результати підбору компресорів Bock HGX88e/2735-4 S
KP000.142.003.020.2024РПЗ

		№ докум	Підпис					
Розроб.	Степаніцев Д.			Проект холодопостачання логістичного центру з CFD модельовання розподілу повітря у камерах зберігання		Літ.	Лист	Листів
Перевір.	В.М. Філоненко						29	70
Реценз.	Вересоцький Ю.І.					НУХТ ХМ-2-8М		
Н. Конр.	В.М. Філоненко							
Затверд	Петренко В.П.							

За результати підбору, обираємо напівгерметичний компресор HGX88e/2735-4 S x 4 шт.

$$\Sigma V = 0,05808 \cdot 4 = 0,2643 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Загальна реальна об'ємна продуктивність компресорів буде складати $\Sigma V = 0,2643 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$. Теоретична холодильна продуктивність складає $V = 0,188 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$. Теоретична «реальна» необхідна продуктивність складає $V = 0,262 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$. Підбір виконано коректно, відповідно до розрахунків.

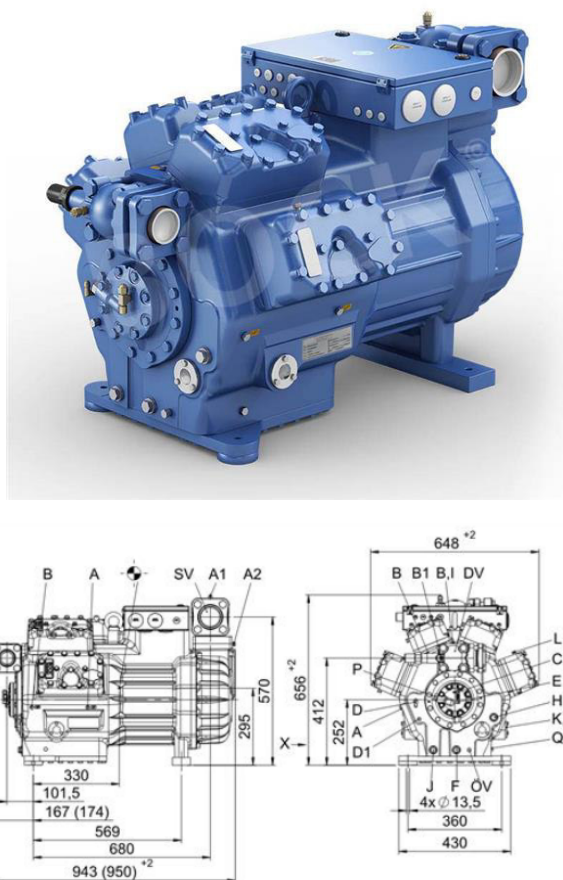


Рис. 6.1.2 Напівгерметичний компресор Воск HGX88e/2735-4 S

6.2 Підбір повітряного конденсатора

Визначаємо необхідно теоретичну потужність конденсатора за формулою:

$$Q_{\text{конд}} = w_{\text{конд}} \cdot (q_{m1} + q_{m2} + q_{m3} + q_{m4} + q_{m5} + q_{m6} + q_{m7} + q_{m8}) = 131 \cdot 4,612 = 604,172 \text{ кВт}$$

Для підбору використовую каталог компанії SpecialeCoils. Конденсатор розрахований за температури конденсації 45 °C та $\Delta T = 10 \text{ К}$. Номінальна потужність складає 609 кВт. Кількість ЕС вентиляторів – 12 шт x 800 мм.

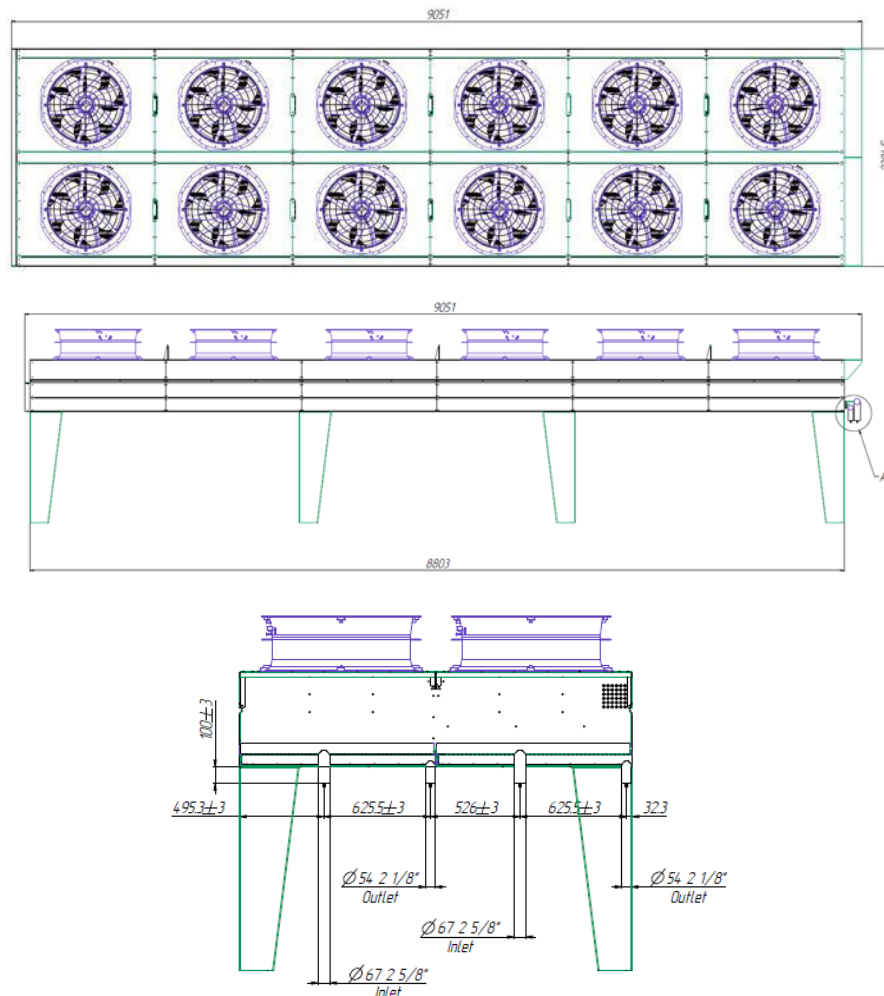


Рис.6.2.1 Конденсатор повітряний 609KW_R507_12x6D800

6.3 Підбір повітроохлоджувачів для камер

У табл. 5.2.1 вказані всі необхідні потужності та температури кипіння для камер овочесховища. За допомогою каталогу Buzcelik виконую підбір найбільш відповідних повітроохлоджувачів для всіх камер. Для рампи необхідний двопоточний повітроохлоджувач від виробника SpecialeCoils.

Почнемо з Рампи. Необхідна потужність двох випарник – 80 кВт. Обираю два двопоточних повітроохлоджувачі з двома тихохідними вентиляторами діаметром 800 мм. Таке рішення забезпечить комфортні умови роботи персоналу в зоні експедиції. Потужність одного випарника складає ≈ 40 кВт при температурі кипіння 0°C та $\Delta T=10\text{K}$.

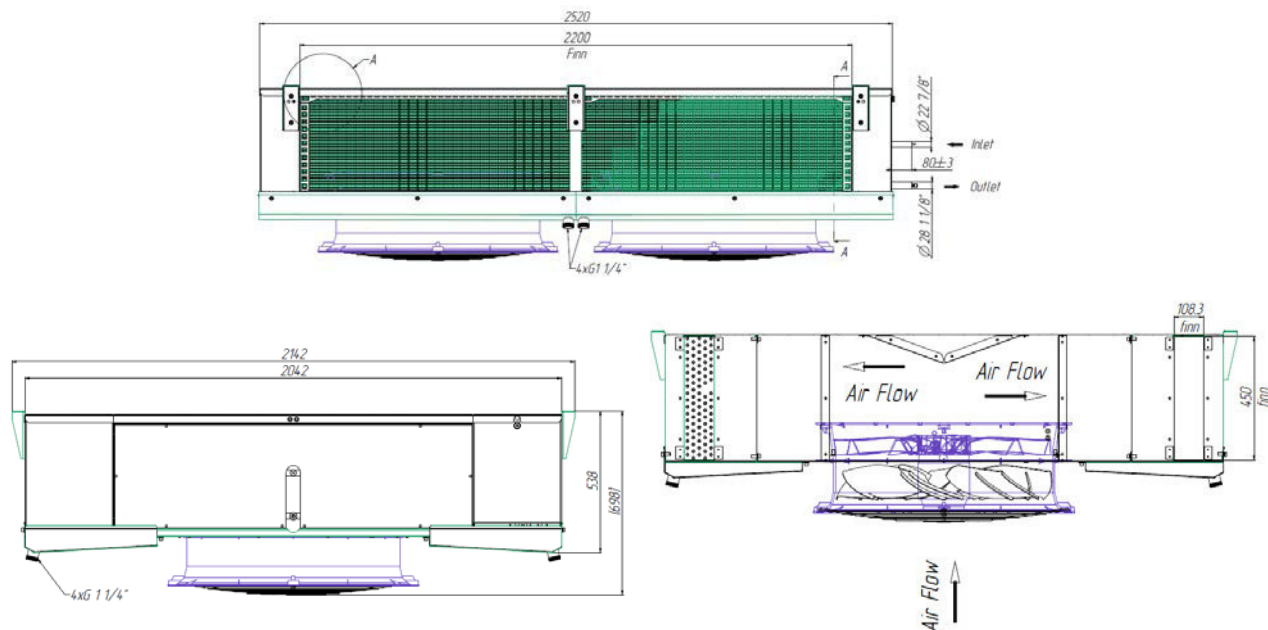


Рис. 6.3.1 Двоточний випарник 40kw_R507_2x800.

Камера №1 (Картопля, цибуля, морква, капуста) – необхідно забезпечити 125 кВт. Обрав випарник Туре 63.414. Потужність одного випарника складає – 64.11 кВт при температурі кипіння -5°C та $\Delta T=10\text{K}$. Діаметр вентиляторів 4x630 мм

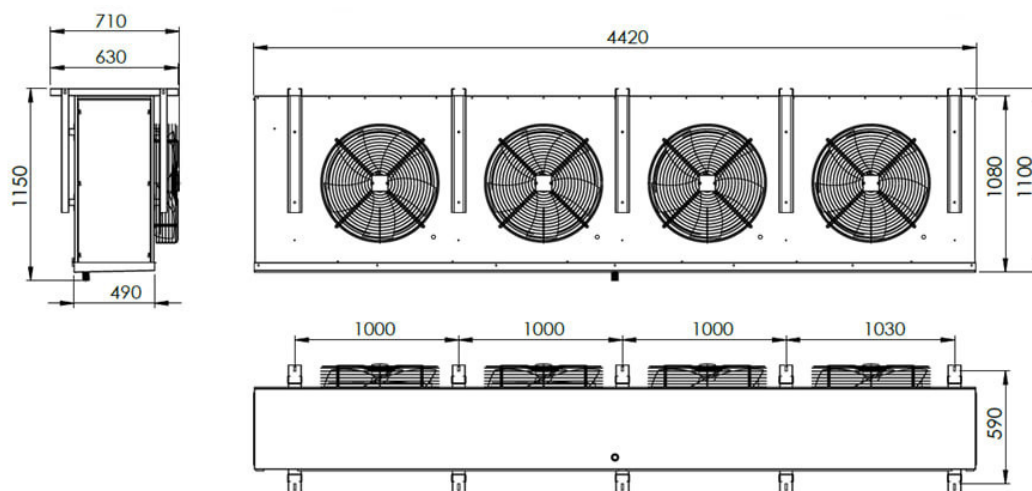


Рис. 6.3.2 Повітроохолоджувач з вентиляторами 4x630 мм Buzcelik 63.414

Камера №2 (Яблука) – необхідно забезпечити 45,3 кВт. Обрав випарник Туре 50.214. Потужність одного випарника складає – 23,2 кВт при температурі кипіння -5°C та $\Delta T=10\text{ K}$. Діаметр вентиляторів 2x500 мм

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР000.142.003.020.2024РПЗ

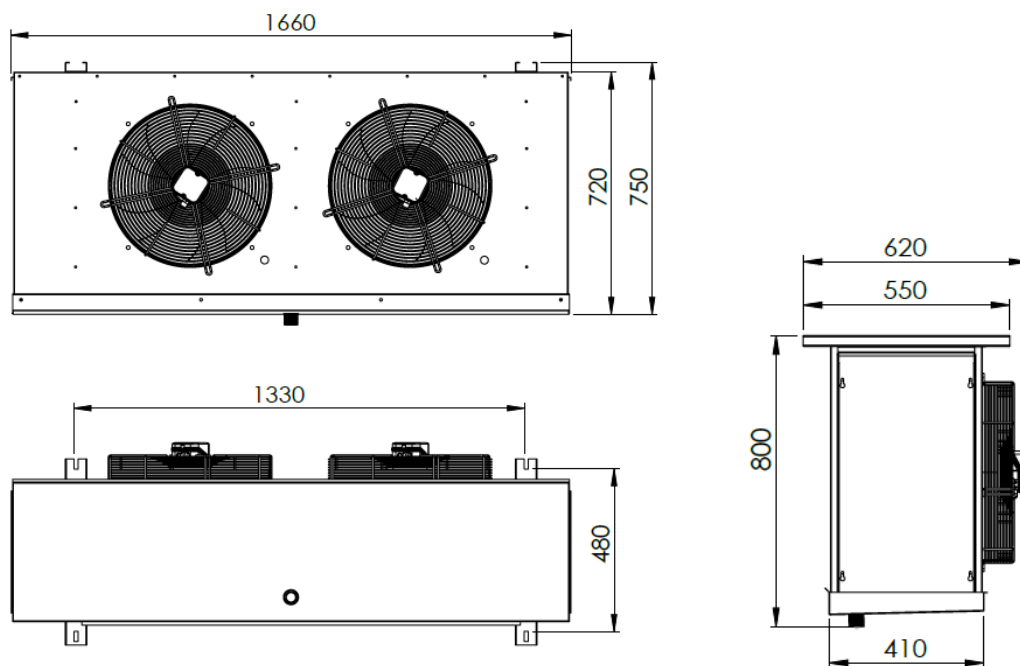


Рис. 6.3.3 Повітроохолоджувач з вентиляторами 2x500 мм Buzcelik 50.214

Камера №3,3.1 (Банан) – необхідно забезпечити 22,5 кВт. Обрав випарник Туре 50.211. Потужність одного випарника складає – 16,5 кВт при температурі кипіння 0 °С та $\Delta T=10$ К. Діаметр вентиляторів 2x500 мм

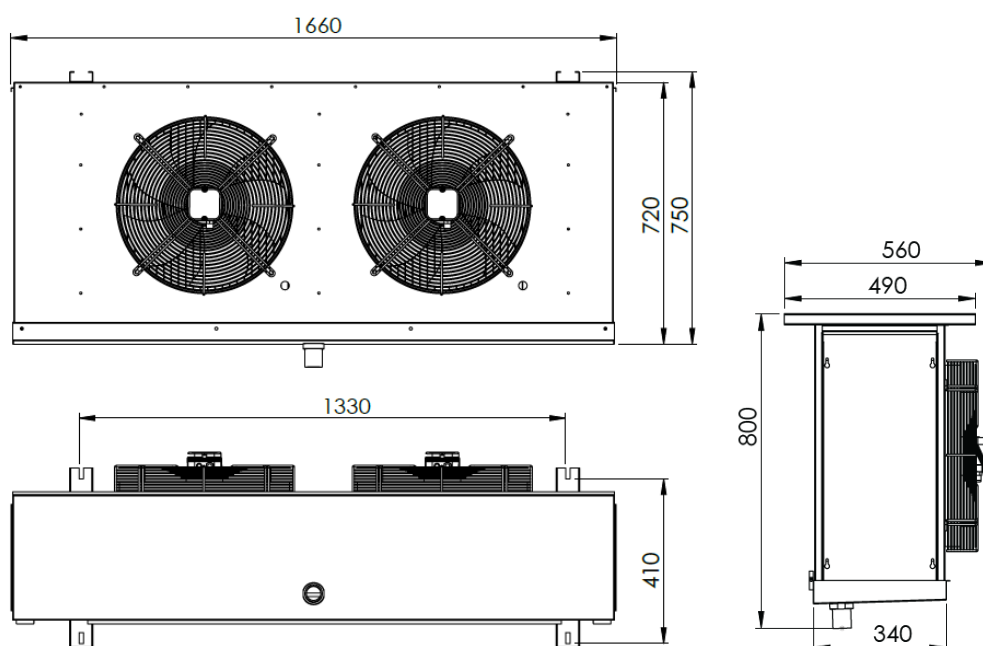


Рис. 6.3.4 Повітроохолоджувач з вентиляторами 2x500 мм Buzcelik 50.211

Камера №4 (Баклажани, томати) – необхідно забезпечити 44,5 кВт. Обрав випарник Туре 50.214 (див. Рис. 8.3.3). Потужність одного випарника складає – 22,5 кВт при температурі кипіння -2 °С та $\Delta T=8$ К. Діаметр вентиляторів 2x500 мм.

Камера №5,5.1 (Гриби, зелень, салати) – необхідно забезпечити 23,6 кВт. Обрав випарник Туре 50.312. Потужність одного випарника складає – 15,3 кВт при температурі кипіння -8°C та $\Delta T=8\text{ K}$. Випарник має завищену потужність, тому що це найближчий повітроохолоджувач у серії виробника. Діаметр вентиляторів $3 \times 500\text{ мм}$. Випарник має вбудовані електричні підігрівачі безпосередньо у самому випарнику та у піддоні, які будуть включатись у разі відтаювання випарника.

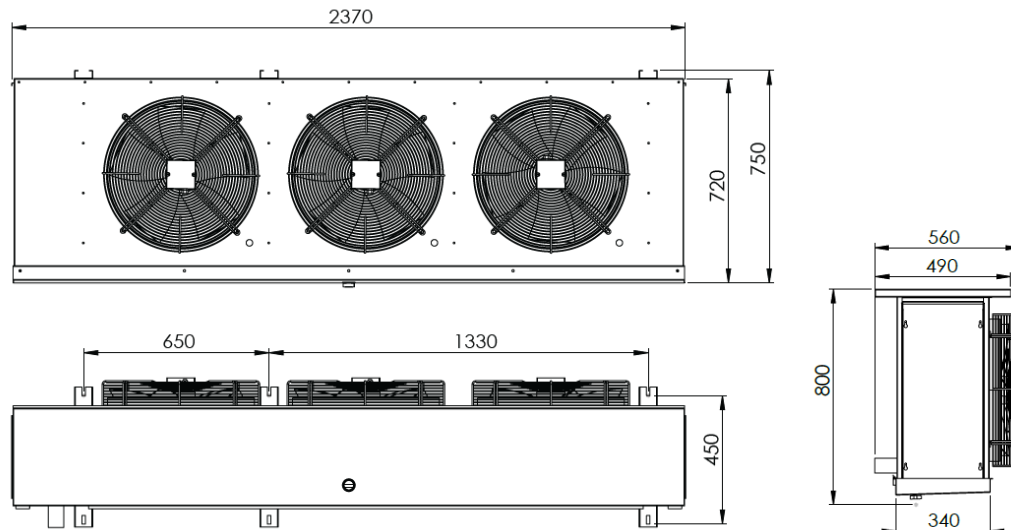


Рис. 6.3.5 Повітроохолоджувач з вентиляторами $3 \times 500\text{ мм}$ Buzcelik 50.312

Камера №6 (Гарбузові) – необхідно забезпечити 79,8 кВт. Обрав випарник Туре 50.412. Потужність одного випарника складає – 40 кВт при температурі кипіння -5°C та $\Delta T=10\text{ K}$. Діаметр вентиляторів $4 \times 500\text{ мм}$

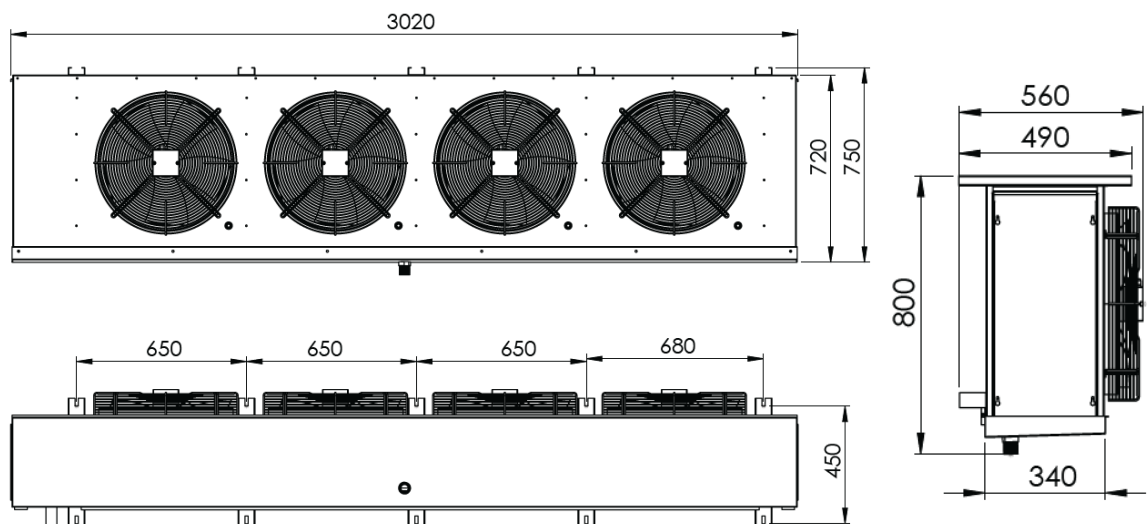


Рис. 6.3.6 Повітроохолоджувач з вентиляторами $4 \times 500\text{ мм}$ Buzcelik 50.412

Камера №7 (Фасування) – необхідно забезпечити 71,7 кВт. Обрав випарник Туре 50.412. Потужність одного випарника складає – 40 кВт при температурі кипіння -5°C та $\Delta T=10\text{ K}$. Діаметр вентиляторів $4 \times 500\text{ мм}$

7. Розроблення гідравлічної схеми

Розрахунок діаметру трубопроводу холодоагенту проводимо за наступною формулою:

$$d = \sqrt{\frac{4M_x}{\pi\rho\omega}}$$

Де,

M_x – масова витрата холодоагенту, кг/с

ρ – щільність холодоагенту, кг

ω – швидкість холодоагенту (довідкове значення табл. 7.1), м/с

Значення масової витрати холодильного агента та параметри холодильного агента беремо з Розділу 5 (вибір системи охолодження та типу холодильної установки). Знайдені значення трубопроводу задаю у відповідну таблицю до кожного вузла.

Лінія	Швидкість, м/с
Всмоктування	8 – 12
Нагнітання	10 – 18
Рідинна	1 – 1,25

Таблиця 7.1 Номінальна рекомендована швидкість у трубопроводі

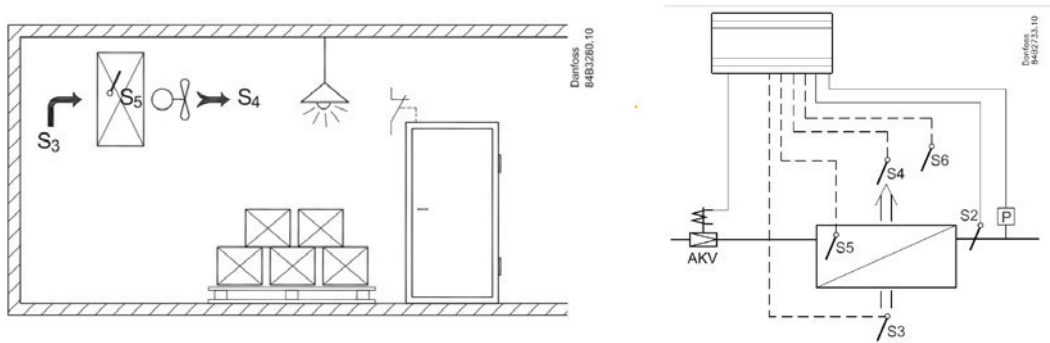


Рис. 7.1 Рекомендації по розміщенню температурних датчиків та датчику тиску

Почнемо із розробки вузла “Рампа”. Для підвищення ефективності повітроохлоджувачів будемо використовувати електронні регулюючі вентилі. На кожен випарник встановлюємо 5 температурних датчики S2, S3, S4, S5, S6 (розміщення здійснюємо відповідно вказівок виробника, див рис. 7.1) та датчик

					КР000.142.003.020.2024РПЗ		
		№ докум	Підпис				
Розроб.	Степаніцев Д.			Проект холодопостачання логістичного центру з CFD моделювання розподілу повітря у камерах зберігання	Літ.	Лист	Листів
Перевір.	В.М. Філоненко					35	70
Реценз.	Вересоцький Ю.І.				НУХТ ХМ-2-8М		
Н. Конр.	В.М. Філоненко						
Затверд	Петренко В.П.						

тиску на лінію всмоктування. Для забезпечення вищої температури, використовуємо регулятор тиску на лінії всмоктування Danfoss CPV-M. Здійснюю підбір комплектуючих:

№	Найменування	Модель
1	Запірний клапан всмоктуючої лінії	GBC64
2	Запірний клапан рідинної лінії	GBC28
3	Запірний клапан всмоктуючої лінії	GBC54
4	Запірний клапан рідинної лінії	GBC22
5	Електронний регулюючий клапан	AKV 15-4
6	Фільтр на рідинну лінію під пайку	DCL 607
7	Регулятор тиску на магістральній лінії	CPV-M
8	Діаметр магістральної всмоктувальної лінії	64 мм
9	Діаметр магістральної рідинної лінії	28 мм
10	Діаметр всмоктувальної лінії	54 мм
11	Діаметр рідинної лінії	22 мм

Табл. 7.2 Підібрані основні гідравлічні елементи вузла “Рампа”

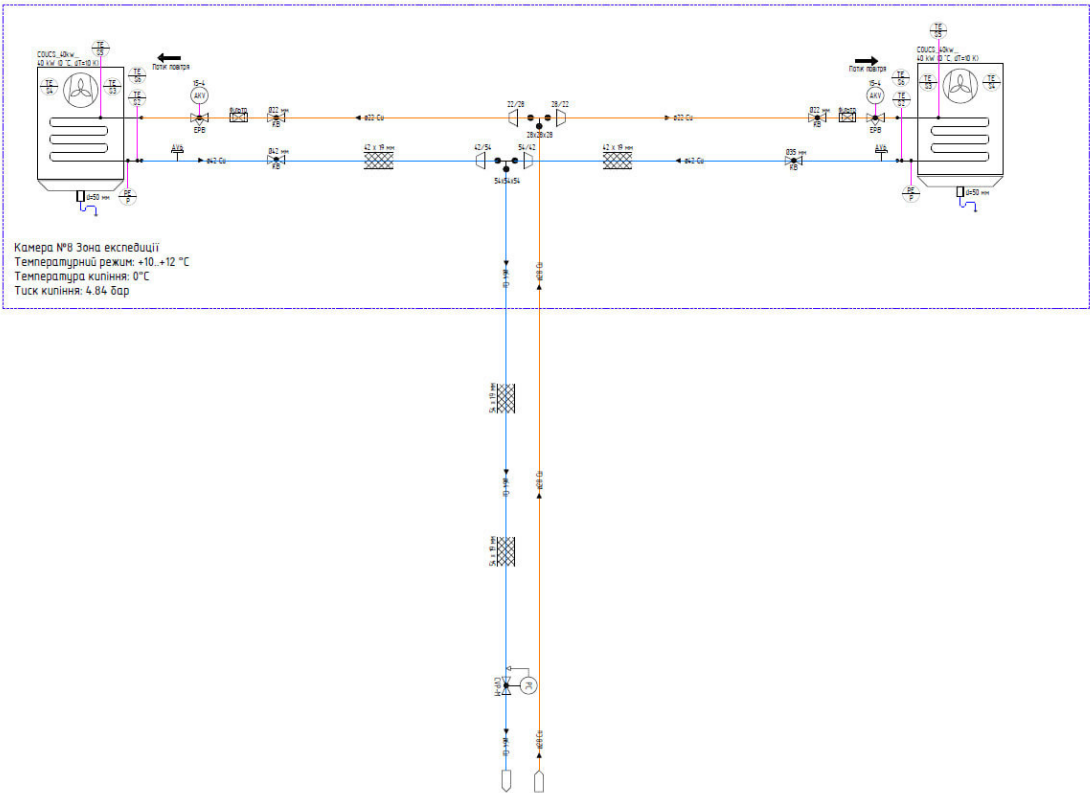


Рис. 7.1 Гідравлічна схема підключення двопоточних повітроохолоджувачів 40kW_R507_2x800

Вузол “Картопля”. Для забезпечення вищої температури, використовуємо регулятор тиску на лінії всмоктування Danfoss CPV-M.

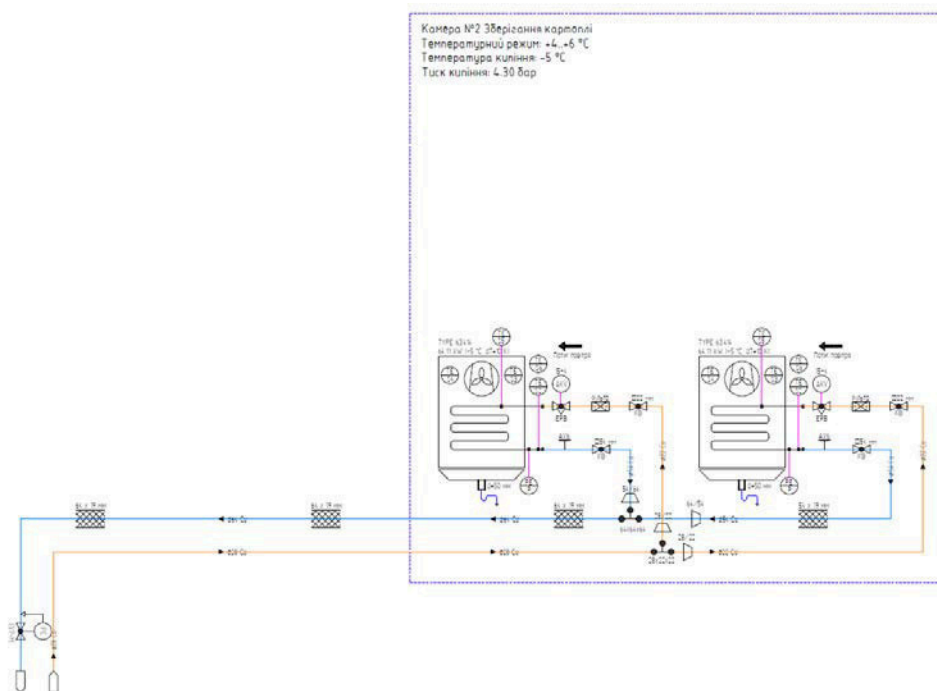


Рис. 7.2 Гідравлічна схема підключення повітроохолоджувачів Buzcelik 63.414 з вентиляторами 4х630 мм

Здійснюю підбір комплектуючих:

№	Найменування	Модель
1	Запірний клапан всмоктувальної лінії	GBC64
2	Запірний клапан рідинної лінії	GBC28
3	Запірний клапан всмоктувальної лінії	GBC54
4	Запірний клапан рідинної лінії	GBC22
5	Електронний регулюючий клапан	AKV 15-4
6	Фільтр на рідинну лінію під пайку	DCL 607
7	Регулятор тиску на магістральній лінії	CPV-M
8	Діаметр магістральної всмоктувальної лінії	64 мм
9	Діаметр магістральної рідинної лінії	28 мм
10	Діаметр всмоктувальної лінії	54 мм
11	Діаметр рідинної лінії	22 мм

Табл. 7.3 Підібрані основні гідравлічні елементи вузла “Картопля”

Переходимо до проектування лінії зелень-банан-банан-яблука. У камері з зеленню тиск кипіння дорівнює тиску кипіння на лінії всмоктування до компресору, тому немає необхідності встановлювати додаткові регулювальні арматури. Також на випарника встановлюємо електричні нагрівачі.

В камерах з яблуками та бананами на випарниках встановлюємо регулювальну арматуру, а саме Danfoss KVP для підтримання необхідного тиску кипіння.

Здійснюю підбір комплектуючих:

№	Найменування	Модель
1	Запірний вентиль всмоктуючої лінії	GBC64
2	Запірний вентиль рідинної лінії	GBC28
3	Запірний вентиль всмоктуючої лінії	GBC54
4	Запірний вентиль рідинної лінії	GBC22
5	Діаметр магістральної всмоктувальної лінії	64 мм
6	Діаметр магістральної рідинної лінії	28 мм
Камера із зеленню		
1	Запірний вентиль всмоктуючої лінії	GBC35
2	Запірний вентиль рідинної лінії	GBC16
3	Електронний регулюючий вентиль	AKV 15-1
4	Фільтр на рідинну лінію під пайку	DCL 307s
5	Діаметр магістральної всмоктувальної лінії	64 мм
6	Діаметр магістральної рідинної лінії	28 мм
7	Діаметр всмоктувальної лінії	42 мм
8	Діаметр рідинної лінії	22 мм
Камера з бананами		
1	Запірний вентиль всмоктуючої лінії	GBC35
2	Запірний вентиль рідинної лінії	GBC16
3	Електронний регулюючий вентиль	AKV 15-2
4	Фільтр на рідинну лінію під пайку	DCL 307s
5	Регулятор тиску кипіння	KVP35
6	Діаметр магістральної всмоктувальної лінії	42 мм
7	Діаметр магістральної рідинної лінії	22 мм
8	Діаметр всмоктувальної лінії	35 мм
9	Діаметр рідинної лінії	16 мм
Камера з яблуками		
1	Запірний вентиль всмоктуючої лінії	GBC35
2	Запірний вентиль рідинної лінії	GBC16
3	Електронний регулюючий вентиль	AKV 15-2
4	Фільтр на рідинну лінію під пайку	DCL 307s
5	Регулятор тиску кипіння	KVP35
6	Діаметр магістральної всмоктувальної лінії	54 мм
7	Діаметр магістральної рідинної лінії	22 мм
8	Діаметр всмоктувальної лінії	42 мм
9	Діаметр рідинної лінії	18 мм

Табл. 7.4 Підібрані основні гідравлічні елементи вузла “Зелень-банан-банан-яблука”

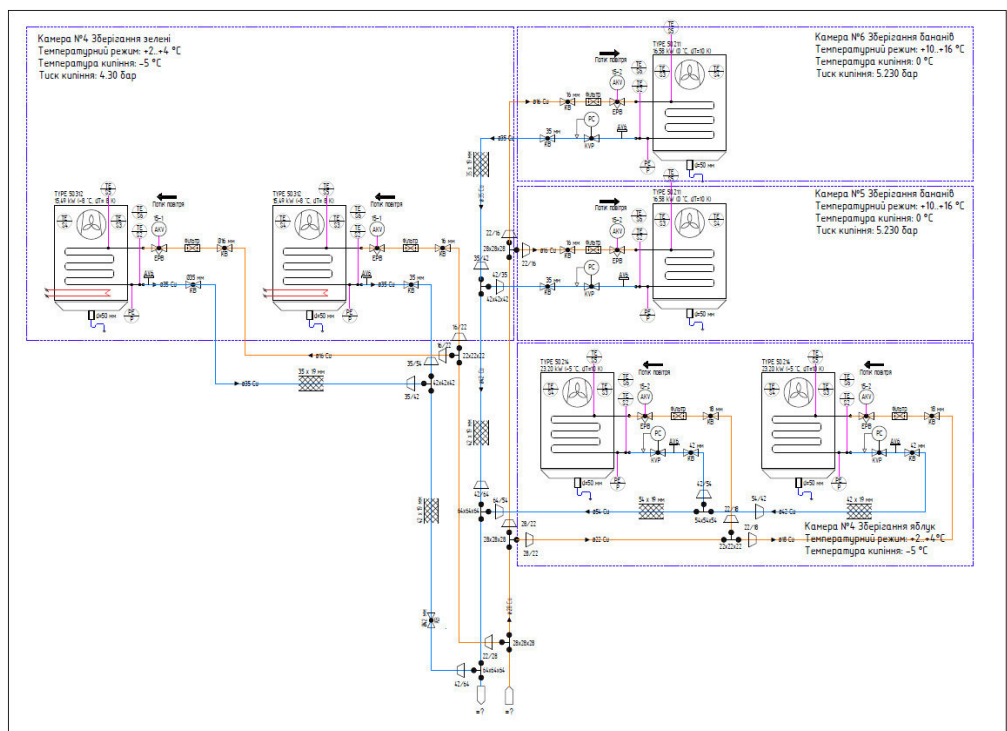


Рис. 7.3 Гідравлічна схема підключення повітроохолоджувачів Buzcelik 50.214, 50.312 та 50.211. Вузла “Зелень-банан-банан-яблука”

Вузол “Баклажани-фасування”. Для забезпечення вищої температури, також використовуємо регулятор тиску на лінії всмоктування Danfoss CPV-M.

№	Найменування	Модель
1	Запірний вентиль всмоктуючої лінії	GBC64
2	Запірний вентиль рідинної лінії	GBC28
3	Регулятор тиску на магістральній лінії	CPV-M
4	Діаметр магістральної всмоктувальної лінії	64 мм
5	Діаметр магістральної рідинної лінії	28 мм
Камера зберігання баклажанів		
1	Запірний вентиль всмоктуючої лінії	GBC54
2	Запірний вентиль рідинної лінії	GBC22
3	Запірний вентиль всмоктуючої лінії	GBC42
4	Запірний вентиль рідинної лінії	GBC18
5	Електронний регулюючий вентиль	AKV 15-2
6	Фільтр на рідинну лінію під пайку	DCL 607
7	Діаметр всмоктувальної лінії	42 мм
8	Діаметр рідинної лінії	22 мм
Камера зберігання фасування		
1	Запірний вентиль всмоктуючої лінії	GBC54
2	Запірний вентиль рідинної лінії	GBC22
3	Запірний вентиль всмоктуючої лінії	GBC42
4	Запірний вентиль рідинної лінії	GBC18
5	Електронний регулюючий вентиль	AKV 15-2

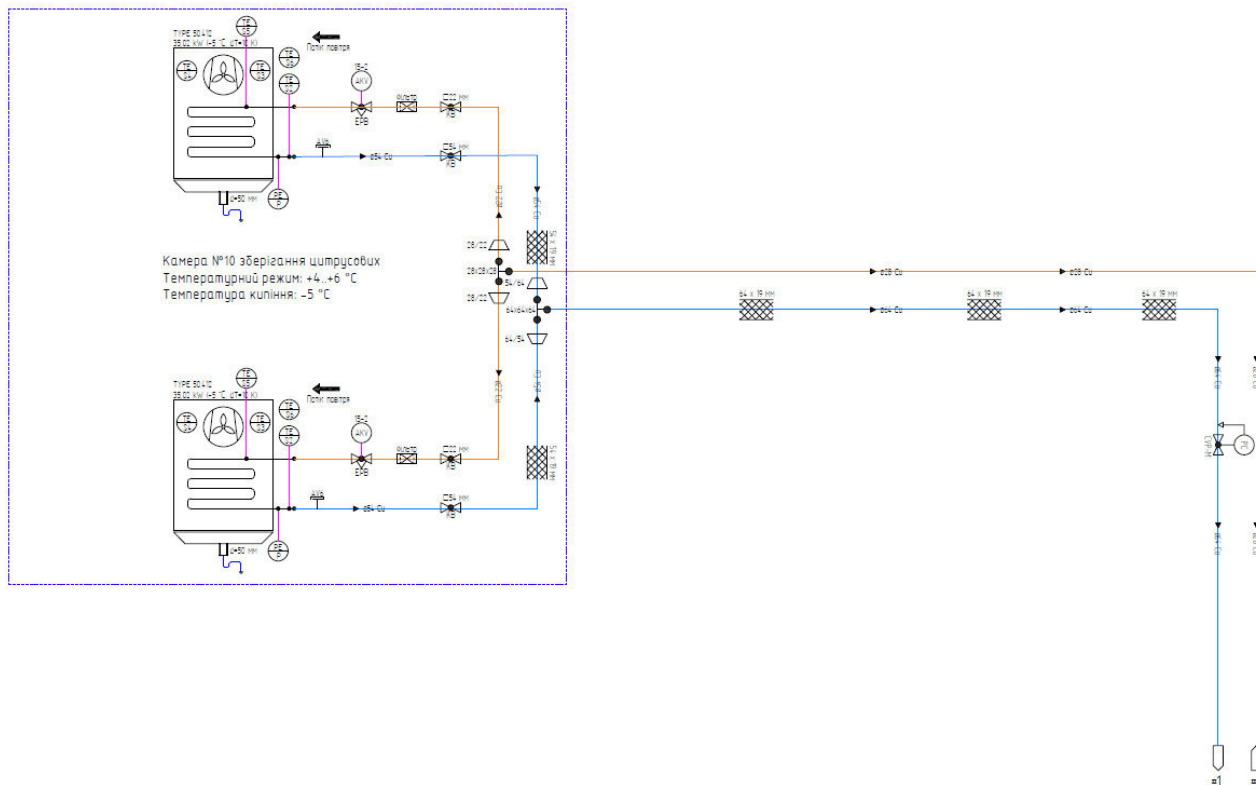


Рис. 7.5 Гідралічна схема підключення повітроохолоджувачів Buzcelik 50.412

8. Розробка холодильної централі в ПЗ Autodesk Inventor

Визначаємо габаритні розміри холодильної централі (надалі ХЦ). Ширину ХЦ визначаємо габаритними розмірами напівгертичних компресорів Bock HGX88e/2735-4 S. Ширину ХЦ приймаємо 1200 мм. Відстань між компресорами – 225 мм. Враховуємо місце для кріплення електричної шафи габаритні розміри якої – 1200x1500x300 мм. Також передбачаємо місце для лінійного ресиверу. Як основу, використовуємо швелери 10П відрізками 1200 мм в кількості – 4 шт, рівномірно розташовуємо по всій довжині ХЦ для розподілення навантаження. Поздовжні швелери 8П довжиною 4980 мм. Вертикальні швелери - 8П. В результаті отримуємо наступну конфігурацію рами ХЦ (див рис. 8.1).

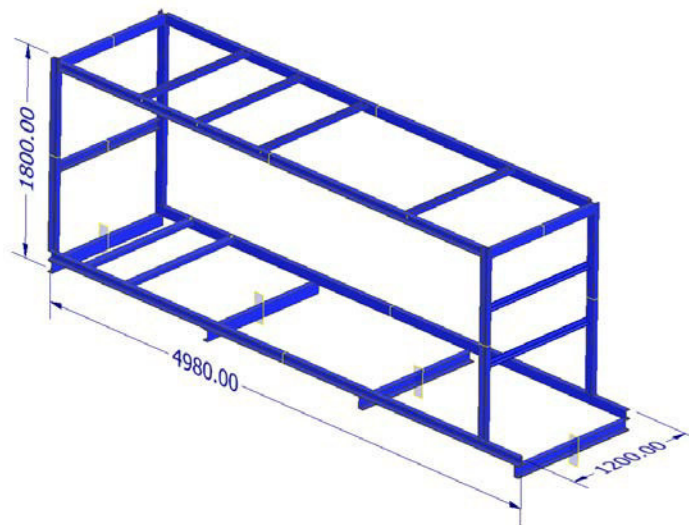


Рис.8.1 Рама холодильної централі на базі компресорів Bock HGX88e/2735-4 S

Як базу для кріплення під компресори та ресивер використовує швелер 6,5П (див. Рис.8.2). На кожен компресор встановлюємо одноблочні реле захисту по високому та низькому тиску з ручним поверненням (реле серії Danfoss KP). Також на кожен компресор встановлюємо електронний регулятор рівня мастила в картрі Alco Controls OM3.

					КР000.142.003.020.2024РПЗ			
		№ докум	Підпис					
Розроб.	Степаніщев Д.				Проект холодопостачання логістичного центру з CFD моделювання розподілу повітря у камерах зберігання	Літ.	Лист	Листів
Перевір.	В.М. Філоненко						42	70
Реценз.	Вересоцький Ю.І.					НУХТ ХМ-2-8М		
Н. Конр.	В.М. Філоненко							
Затверд	Петренко В.П.							

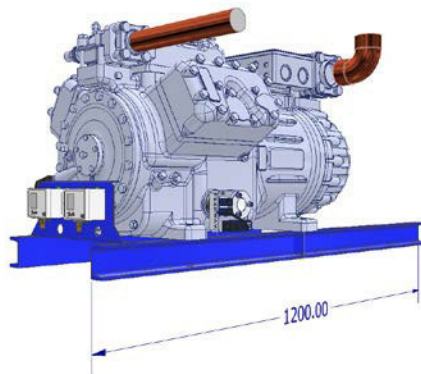


Рис. 8.2 Кріплення для компресорів

Визначаємо необхідний об'єм ресивера за формулою:

$$\Sigma V_p = 0,4 (V_{\text{труб}} + V_{\text{повітроохолоджувачів}})$$

Де, $V_{\text{труб}}$ – внутрішній об'єм трубопроводу, $V_{\text{повітроохолоджувачів}}$ – внутрішній об'єм трубопроводу

Проводимо розрахунок

№	Вузол	Випарник	Об'єм, л
1	Зона експедиції	40kw_R507_2x800	25
		40kw_R507_2x800	25
2	Зона картопля	Type 63.414	34
		Type 63.415	34
3	Зона зелень-банан-яблуко	Type 50.214	9,6
		Type 50.214	9,6
		Type 50.211	7,05
		Type 50.211	7,05
		Type 50.312	9,6
		Type 50.312	9,6
4	Зона баклажан-фасування	Type 50.412	18,8
		Type 50.412	18,8
		Type 50.214	9,6
		Type 50.214	9,6
5	Зона цитрусових	Type 50.412	18,8
		Type 50.412	18,8
Загальний внутрішній об'єм, м³			264,9

Табл. 8.1 Розрахунок внутрішнього об'єму випарників

№	Вузол	Діаметр, мм	Об'єм, л/м	Протяжність, м	Загальний об'єм, л
1	Зона експедиції	64	3,216	35	112,56
		54	2,29	15	34,35
		28	0,615	35	21,525
		22	0,38	15	5,7
2	Зона картопля	64	3,216	30	96,48
		54	2,29	5	11,45
		28	0,615	30	18,45
		22	0,38	5	1,9
3		64	3,216	8	25,728

	Зона зелень- банан-яблуко	54	2,29	10	22,9
		35	0,962	20	19,24
		16	0,201	20	4,02
		42	1,385	15	20,775
		28	0,615	15	9,225
		22	0,38	10	3,8
4	Зона баклажан- фасування	64	3,216	6	19,296
		54	2,29	25	57,25
		28	0,615	30	18,45
		22	0,38	20	7,6
5	Зона цитрусових	64	3,216	18	57,888
		54	2,29	5	11,45
		28	0,615	18	11,07
		22	0,38	5	1,9
6	Конденсатор	64	3,216	8	25,728
		42	1,385	8	11,08
Загальний об'єм трубопроводу, м³					629,815

Табл. 8.2 Розрахунок внутрішнього об'єму трубопроводу

Також врахуємо внутрішній об'єм конденсатору, тому що деяка частина холодоагенту також буде постійно заповнювати цю частину холодильної установки.

$$\Sigma V_p = 0,4 (V_{\text{труб}} + V_{\text{конденсатор}} + V_{\text{повітроохолоджувачів}}) \\ = 0,4(629,815 + 264,9 + 99,1) = 397,526$$

Отже, підбираємо ресивер номінальним об'ємом близьким до 400 л. В результаті, встановлюємо ресивер GVN V13AP.33B.400.B10.B10.2xF4.H6, нижче наведені технічні характеристики та візуальний вигляд ресиверу на холодильній централі (Див. Рис.8.3). На ресивері точці 6 встановлюємо запобіжний клапан із розривною мембраною Castel 3032/44.

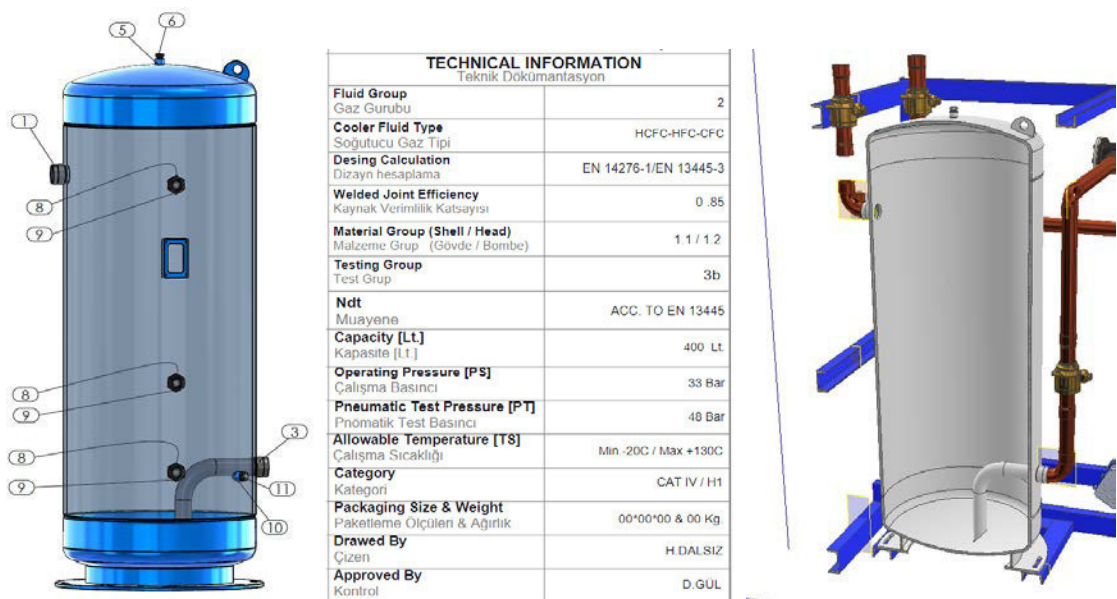


Рис.8.3 Технічні характеристики лінійного ресиверу GVN V13AP.33B.400.B10.B10.2xF4.H6

Розроблюю всмоктуючий колектор для під'єднання кожного контуру. На всмоктування перед кожним компресором встановлюю фільтр, для захисту компресорів від потрапляння механічного шламу та вологи. Фільтри розмішую таким чином, щоб було зручно замінювати фільтруючі вставки під час технічного обслуговування. На кожен контур встановлюємо запірний шаровий вентиль, це робимо для того, щоб при проведенні ремонтних робіт кожен контур можливо було відсікти. Відстань між осями – 390 мм. Загальна довжина колектору ~2740 мм. (див. Рис. 8.4).

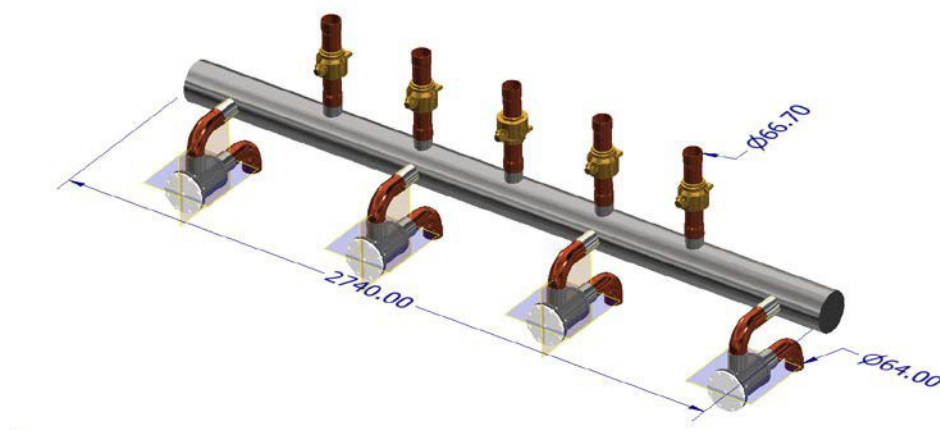


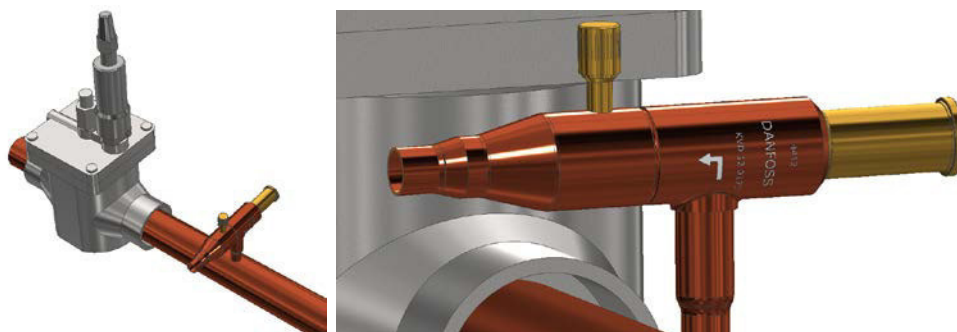
Рис. 8.4 Всмоктуючий колектор

На лінію нагнітання кожного компресора встановлюємо мастиловідділювач. Лінію нагнітання виводимо в колектор лінії нагнітання. Колектор відстань між осями ліній нагнітання – 780 мм. Загальна довжина колектору (2740 мм).



Рис.8.5 Колектор лінії нагнітання

Для зимового періоду передбачаю на лінії нагнітання регулятор тиску ICS80 та диференційний клапан KVD для підтримання тиску у ресивері.



Колектор рідинної лінії робимо по аналогії до колектору лінії всмоктування. Відстань між осями складає 390 мм. Також на рідинну лінію встановлюємо фільтр DCR 09621-DC та врізаємо оглядове скло SGC12 для контролю заповнення системи холодоагентом.

Організовую систему мастиловідділення, встановлюємо ресивер мастила GVN OR.33b.21.A2.A2.H31 об'ємом 21 л. (Див рис. 8.6)

В результаті отримуємо, холодильну централь з габаритними розмірами 4980x1200xh1800 мм. (Див. рис. 8.7)



Рис.8.5 Колектор рідинної лінії

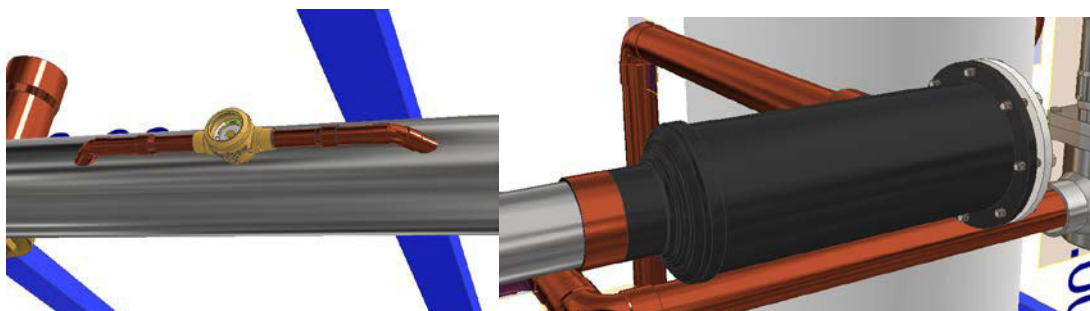


Рис.8.6 Вмонтоване оглядове скільце та фільтр DCR 09621-DC на рідинній лінії



Рис.8.6 Масляний ресивер GVN OR.33b.21.A2.A2.H31

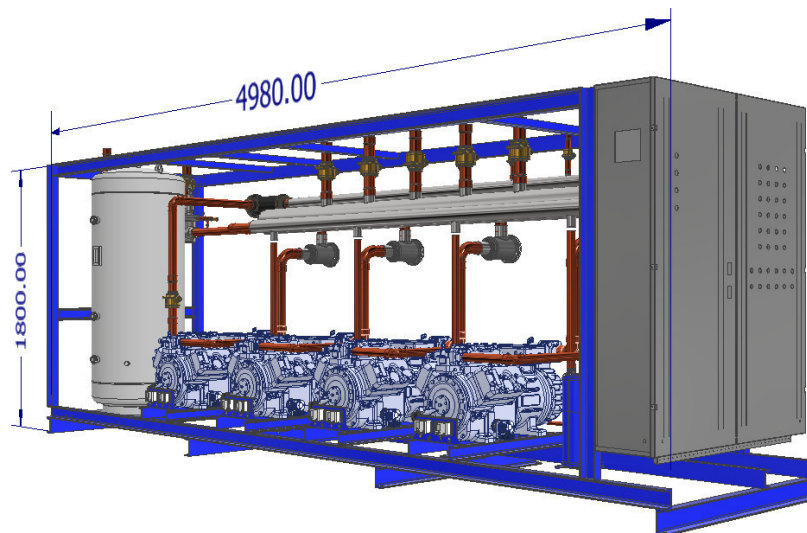


Рис. 8.7 Холодильна централь спроектована в ПЗ AutoDesk Inventor

Орієнтовна вага конструкції складає – 2650 кг.

8.2 Планування машинного відділення

Складаємо схематичне планування машинного відділення відповідно до габаритних розмірів централі. Основний вхід має розмір 1 600 х 1 900 мм, допоміжний вхід з розміром 800 х 1 900 мм. Для зручної експлуатації шафи керування закладаємо 2 000 мм, прохід між стіною та ХЦ складає – 900 мм. Тоді загальний габаритний розмір МВ: 8 000 мм х 3 000 мм.

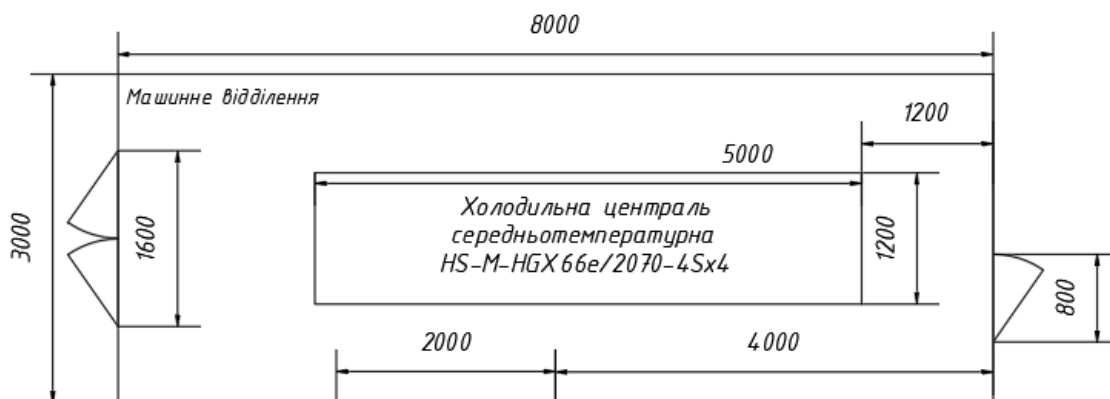


Рис. 8.2.1 Схематичне планування машинного відділення

8.3 Розрахунок фундаменту під холодильну централь

Проводимо розрахунок фундаменту під компресорний агрегат HS-M-HGX66e/2070-4Sx. Визначаємо питоме навантаження від обладнання:

$$P = \frac{G_m + G_f}{\alpha \cdot F} \geq R''$$

Де,

G_m – вага холодильної централі, кН

G_f – вага фундаменту, кН

α – коефіцієнт динамічності машини

F – площа підшви фундаменту, м^2

R'' - нормативне навантаження, яке може витримати дана категорія ґрунту кН/м^2

Площа основи фундаменту F , м^2 визначається за габаритними розмірами рами з урахуванням припуску на кожен бік фундаменту:

$$F = (a + 2 \cdot \Delta)(b + 2 \cdot \Delta)$$

Де,

a, b - розміри між отворами в рамі (станині) під фундаментні болти, м

Δ – припуск на один бік фундаменту, м

Висота фундаменту, м

$$H = A + B, \text{ де}$$

A - висота надземної частини фундаменту (приймається в межах $0,1 \dots 0,3$ залежно від зручності обслуговування і вимог технологічного процесу), м;

B – висота підземної частини фундаменту (залежить від типу приміщення і глибини промерзання ґрунту $h_{\text{пр}}$), м. Якщо приміщення не опалюється, то висота підземної частини становитиме 70 % від глибини промерзання ($B = 0,7 \cdot h_{\text{пр}}$)

В машинному відділені відсутнє опалення. Відповідно, глибина закладання підземної частини фундаменту складає:

$$B = 0,7 \cdot 1 = 0,7 \text{ м}$$

Приймаємо висоту надземної частини фундаменту $A = 0,1$ м.

$$H = 0,1 + 0,7 = 0,8 \text{ м}$$

Площа дзеркала фундаменту під компресорний агрегат HGX66e/2070-4Sx4:

$$\begin{aligned} F &= (a + 2 \cdot \Delta)(b + 2 \cdot \Delta) = (4,8 + 2 \cdot 0,18) \cdot (1,1 + 2 \cdot 0,18) \\ &= 5,2 \cdot 1,5 = 7,65 \text{ м}^2 \end{aligned}$$

Загальний об'єм фундаменту:

$$V = F \cdot H = 7,65 \cdot 0,8 = 6,12 \text{ м}^3$$

Вага фундаменту під компресорний агрегат (при вазі бетону 16 кН/м^3):

$$G_{\text{ф}} = V \cdot \rho = 6,12 \cdot 16 = 98 \text{ кН}$$

Вага холодильної централі HGX66e/2070-4Sx4:

					КР000.142.003.020.2024РПЗ	
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

$$G_{\text{ц}} = m \cdot g = 2\,150 \cdot 9,81 = 21 \text{ кН}$$

Навантаження на основу від фундаменту та ХЦ:

$$P = \frac{G_{\text{ц}} + G_{\text{ф}}}{\alpha \cdot F} = \frac{21 + 98}{0,9 \cdot 7,65} = 17,285 \text{ кПа}$$

Перевірка по відношенню ваги:

$$\frac{G_{\text{ф}}}{G_{\text{ц}}} = \frac{98}{21} = 4,6$$

Нормативне навантаження на штучну основу (утрамбований пісок) складає 100÷150 кПа, що більше розрахункового тиску. Відношення мас знаходиться в межах 4 ÷ 5.

Отримали наступні розміри фундаменту під централь (Рис.8.3.1):

$H = 0,8$ – загальна висота, м

$A = 0,1$ – надземна висота, м

$a = 5$ м – габаритний розмір, м

$b = 1,3$ м – габаритний розмір, м

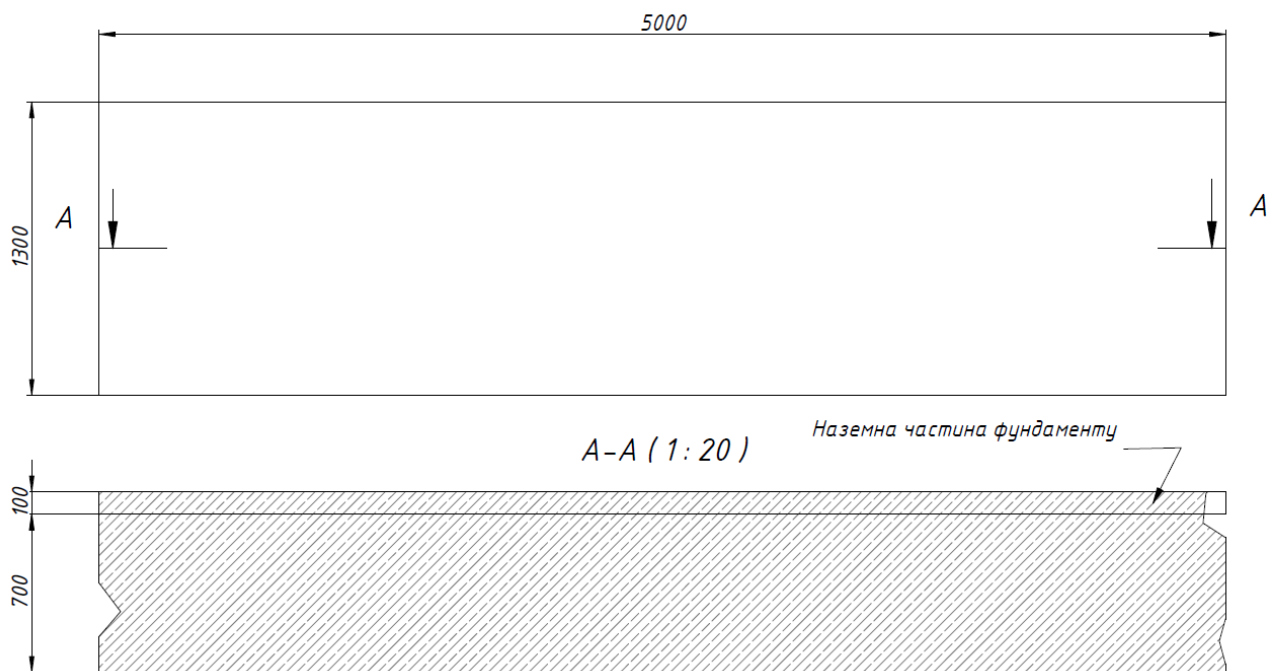


Рис. 8.3.1 Кресленик фундаменту під холодильну централь

9. Енергетичне моделювання споживання холодительної централі

Упродовж всього року вхідні параметри навколишнього середовища – різні. В нашій холодительній установці встановлено повітряний конденсатор характеристики роботи якого напряму залежать від параметрів навколишнього середовища. В результаті, ми маємо змінну температуру конденсації та змінне теплове навантаження на холодительні камери. Цілком реально розрахувати наближено споживання холодительної централі, але для точного моделювання та для досягнення ефективних рішень потрібно мати великий масив даних. Тому ці розрахунки зручніше проводити у спеціальному ПЗ.

9.1 Задання вхідних параметрів

Енергетичне моделювання споживання холодительної централі буду виконувати у ПЗ Pack Calculation Pro – Educational 5.3.7.

Впершу чергу задаємо схему нашої установки, в нашому випадку – Одноступенева холодительна установка (One Stage).

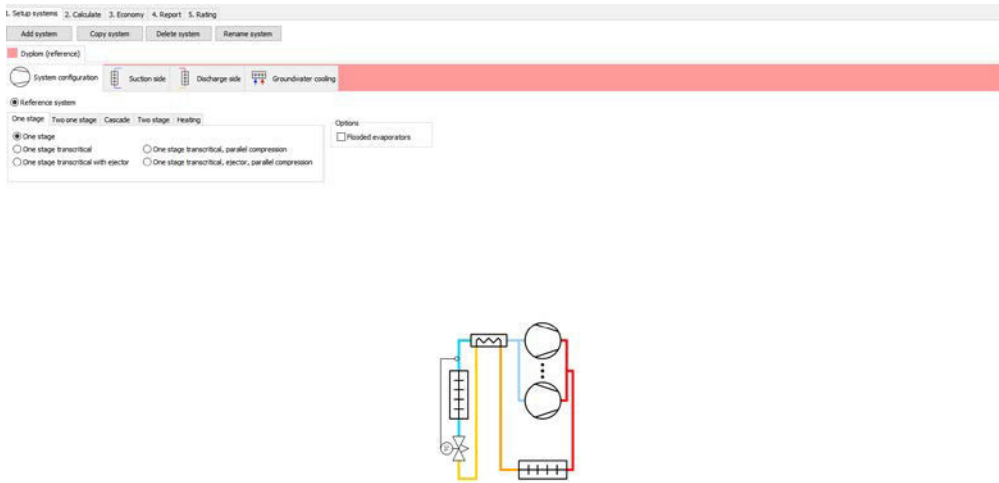


Рис. 9.1 Вибір типу холодительної устновки

Далі, у вкладці “Select compressor from database” обираємо наші напівгерметичні компресори Bock HGX88e/2735-4 S підібрані в розділі 6.1. У кількості – 4 шт.

Переходимо до вкладки “Suction side”. У полі “Dimensioning capacity” задаємо необхідну холодительну потужність визначену раніше (див. Таблиця. 6.1.9). Задаємо профіль навантаження «Constant» відповідно до наших початкових умов розрахунку. Але кращим рішення є профіль «Cold store BSim DK», який містить значення для кожного дня року. Значення являє собою відсотковий параметр «необхідної» потужності для кожного дня року відповідно

					КР000.142.003.020.2024РПЗ									
		№ докум	Підпис											
Розроб.		Степаніщев Д.			Проект холодопостачання логістичного центру з CFD моделювання розподілу повітря у камерах зберігання				Літ.		Лист		Листів	
Перевір.		В.М. Філоненко									50		70	
Реценз.		Вересоцький Ю.І.							НУХТ ХМ-2-8М					
Н. Конр.		В.М. Філоненко												
Затверд		Петренко В.П.												

(див.Рис.9.1). Профіль ідеально підходить для холодильних складів, у нашому випадку для овочесховища. У полі «Evaporation temperature» встановлюємо профіль – «Constant». Оскільки, вважаємо, що температура кипіння у нас постійна. Температура кипіння -8 °С. Перегрів складає 2,2 К. Переходимо до розділу «Discharge side». Тип конденсатору – «Air cooled». Температура конденсації змінна, тому задаємо у наступному вигляді:

$$T_K = T_{н.с} + \Delta T = \{T_{н.с}\} + 10K$$

Як і вказувалось раніше (див. розділ 6.2), ΔT для нашого повітряного конденсатору складає 10К.

В полі «Profile doesn't change if ambient temperature gets below» встановлюємо мінімальну температуру конденсації для коректної роботи напівгерметичного компресору (див. Рис.9.3) – 20 °С, оскільки у нас встановлено регулятор тиску на лінії нагнітання для підтримання тиску конденсації у зимовий період. Тобто, профіль конденсації у випадках коли, температура навколишнього середовища нижче 10 °С буде незмінний (див.

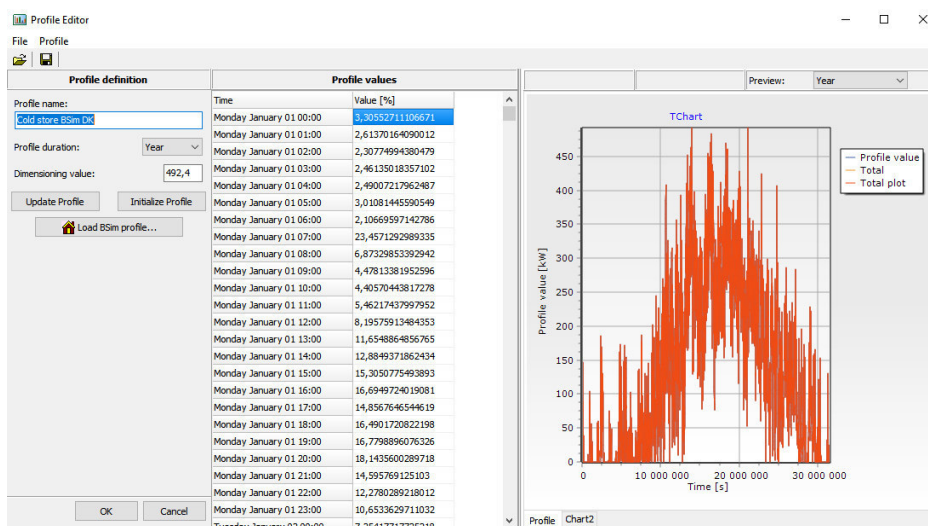


Рис. 9.2 Профіль навантаження «Cold store BSim DK».

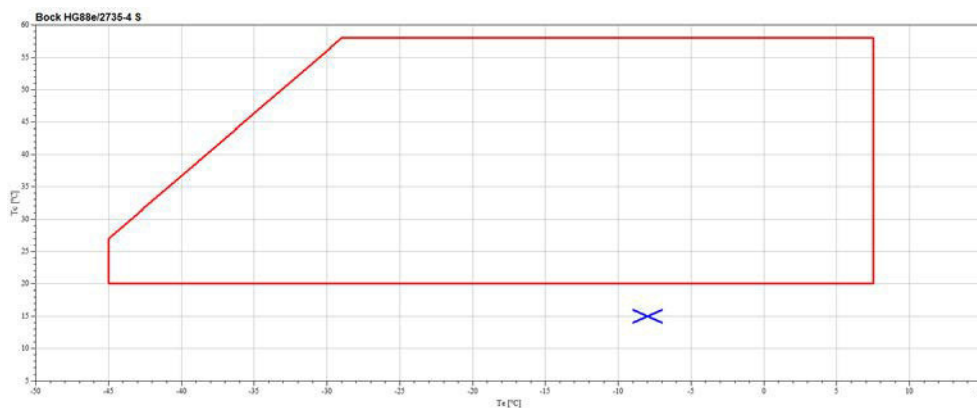


Рис.9.3 Діапазон роботи компресору Bock HGX88e/2735-4 S

Ставимо галочку напроти пункту «Speed controlled fans», оскільки у нас встановлені ЕС вентилятори конденсатору з функцією регулювання обертів.

Переходимо до розділу «Economy». В полі «Exprected average electricity cost» задаємо вартість електроенергії для бізнесу за кВт*год. За даними [index.minfin.com.ua] вартість електроенергії ПРАТ "Кіровоград-обленерго" складає 8,93 за кВт*год, грн з ПДВ.

Рис. 9.4 Вартість електроенергії за кВт*год

Проводимо розрахунок.

9.2 Опрацювання результатів моделювання

Графік зміни температури конденсації за рік має наступний вигляд.

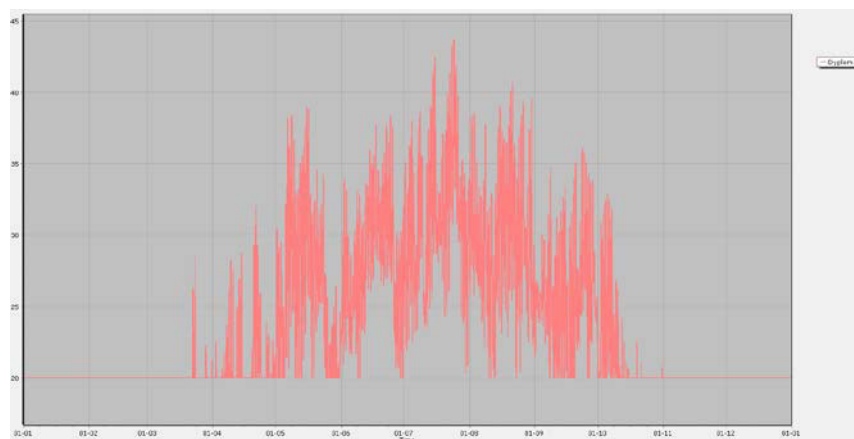


Рис. 9.2.1 Графік зміни температури конденсації за рік

Графік зміни температури конденсації у проміжку з 1 квітня по 1 травня (див. Рис. 9.2.2) . На графіку прослідковується характерне підвищення температури конденсації ближче до теплого проміжку року. У більш прохолодні дні температура конденсації знижувалась до 20 °С та вже підтримувалась за допомогою регулювального клапану Danfoss ICS80.

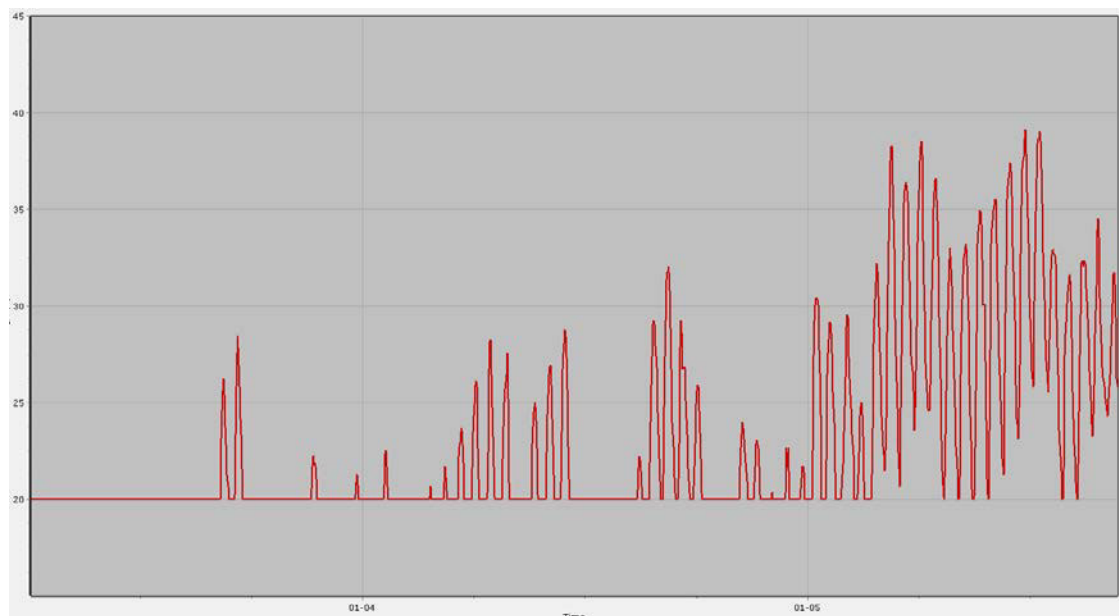


Рис. 9.2.2 Графік зміни температури конденсації у період квітень-травень

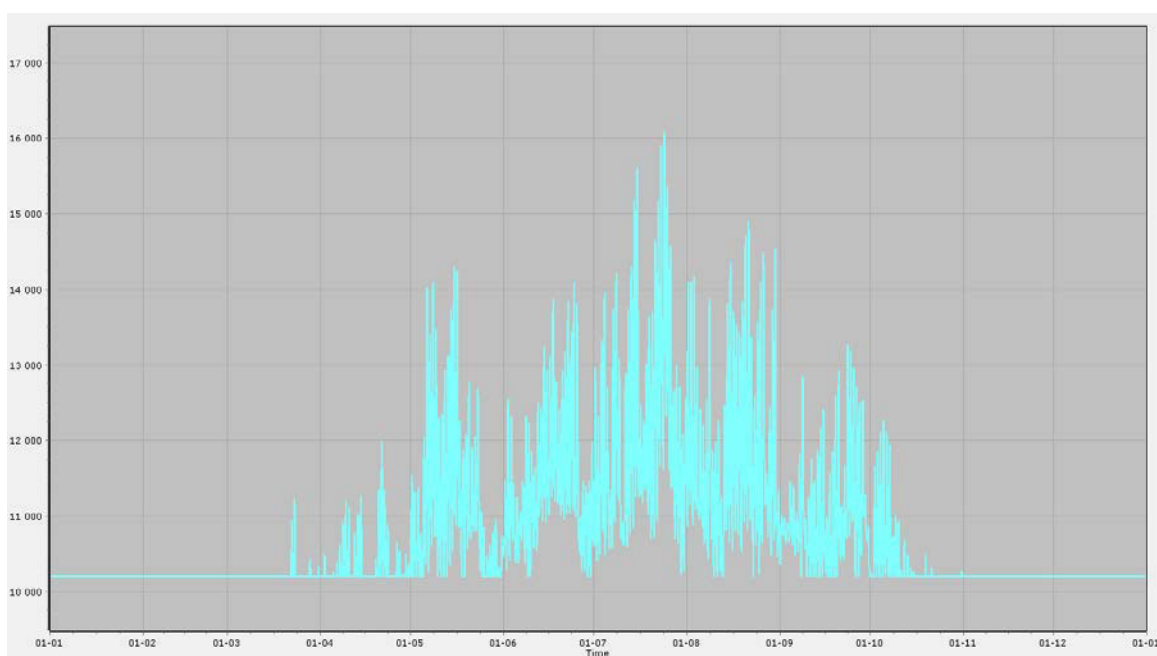


Рис. 9.2.3 Графік зміни масової витрати (кг/год) упродовж року

Нерозривність графіку свідчить про те, що наш профіль холодильного навантаження постійний. Масова витрата коливається від ~ 16 000 кг/год до ~10 250 кг/год, відповідно кількість працюючих компресорів теж постійно змінюється. І це варто враховувати при створенні системи автоматизації.

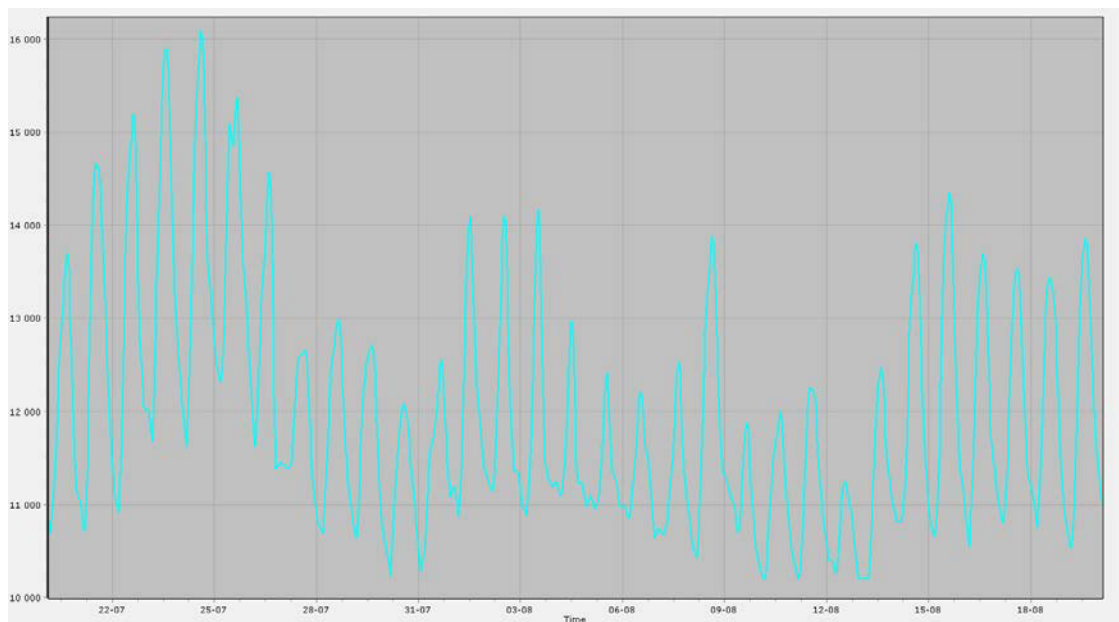


Рис. 9.2.4 Графік зміни масової витрати (кг/год) упродовж періоду липень-серпень

На графіку (Див. рис. 9.2.4) прослідковується характерна зміна масової витрати упродовж місяця липень-серпень, зміна відбувається через динамічну температуру конденсації.

Дослідимо графік зміни потужності по кожному компресору:

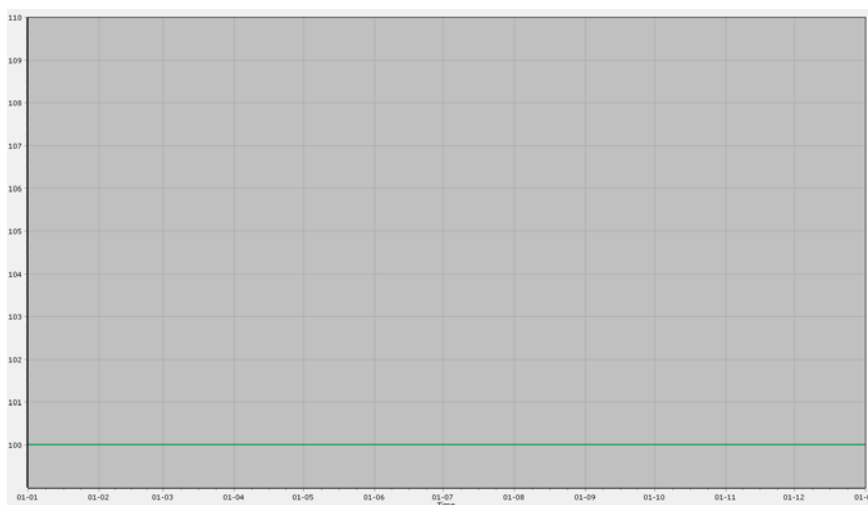


Рис. 9.2.5 Графік зміни потужності у відсотках для компресору №1 упродовж року

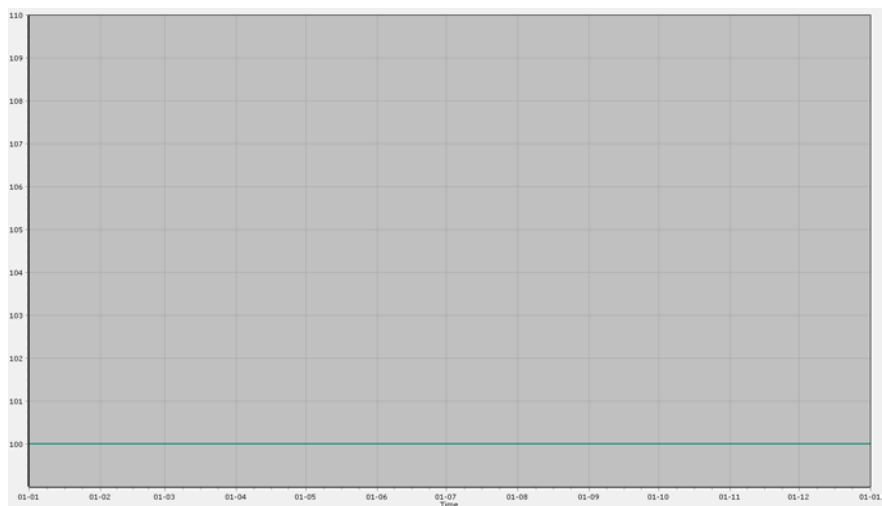


Рис. 9.2.6 Графік зміни потужності у відсотках для компресору №2 упродовж року

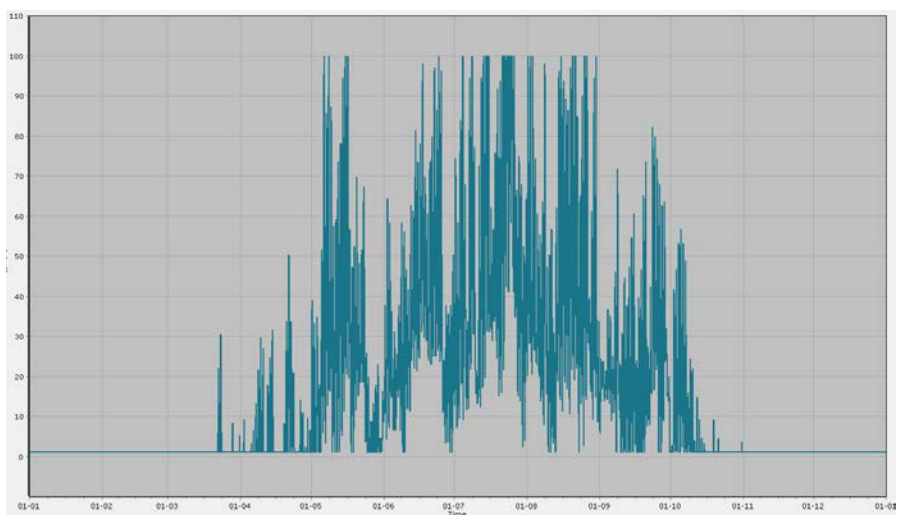


Рис. 9.2.7 Графік зміни потужності у відсотках для компресору №3 упродовж року

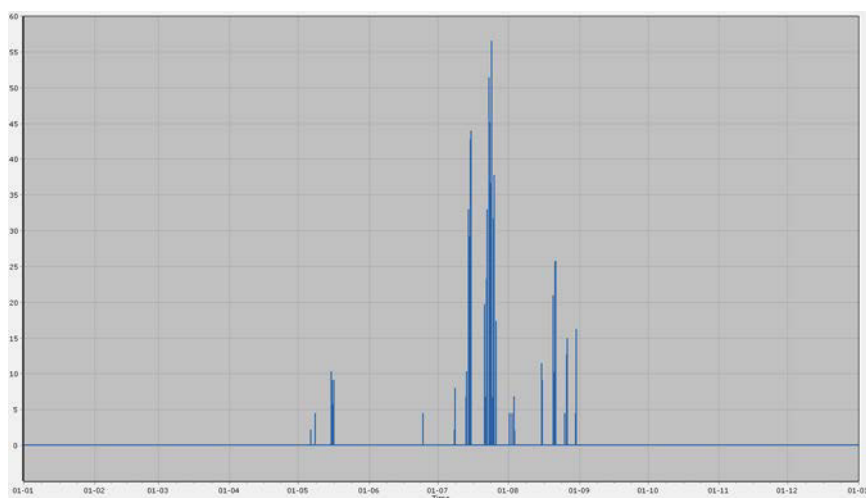


Рис. 9.2.8 Графік зміни потужності Компресору №4 упродовж року

Графіки наглядно демонструють, що компресор №3 починає працювати з квітня місяця та працює до листопада. Компресор №4 починає працювати на початку травня, періодично включається упродовж липня-серпня. Весь інший час компресор №3 та №4 – не працює. Це доволі неефективне рішення, тому під час створення схеми автоматизації потрібно забезпечити змінення компресорів під час роботи, щоб кожен компресор напрацьовував однакову кількість мотогодин. Цей підхід забезпечить ефективне використання ресурсу компресорів упродовж всього терміну експлуатації.

9.3 Річне споживання електроенергії холодильним агрегатом

Проводимо моделювання електричного споживання. Отримуємо наступні результати (див табл. 9.3.1). На базі цих результатів розраховуємо витрати на період 10 років. Також враховуємо річну інфляцію на рівні 5%.

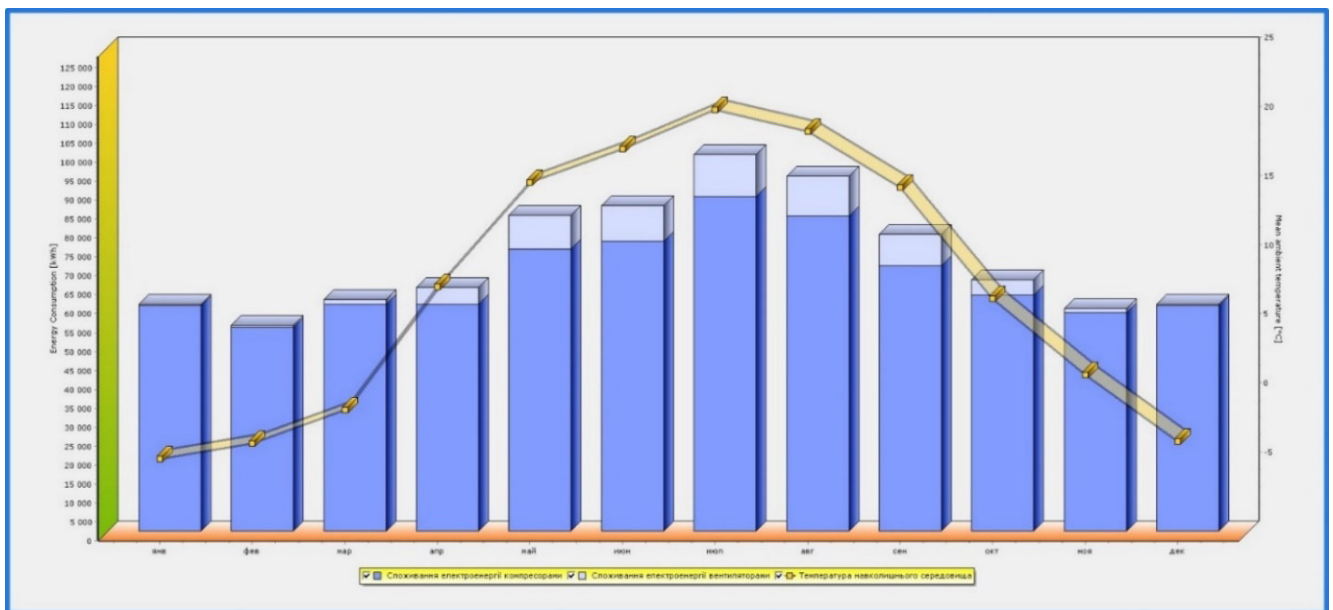


Рис. 9.3.1 Річний графік споживання електроенергії холодильною машиною

Місяць	Компресори, кВт·год	Вентилятори, кВт·год	Всього, кВт·год
Січень	59 521,10	373,6	59 894,70
Лютий	53 761,20	530	54 291,20
Березень	59 858,20	1 289,90	61 148,10
Квітень	59 952,20	4 436,70	64 388,90
Травень	74 589,80	8 826,20	83 416,00
Червень	76 573,00	9 428,60	86 001,60
Липень	88 391,60	11 166,10	99 557,70
Серпень	83 234,90	10 472,60	93 707,50
Вересень	70 082,20	8 336,80	78 419,00
Жовтень	62 279,60	4 174,10	66 453,70
Листопад	57 601,90	1 183,30	58 785,20
Грудень	59 521,10	429,00	59 950,10
Всього:	805 366,80	60 646,90	866 013,70

Таблиця 9.3.1 Річне споживання холодильною машиною

$$\Sigma S = \{Q_{\text{ел}}\} \cdot 8,93 + T$$

Будую графік витрат на електроенергію на період 10 років.

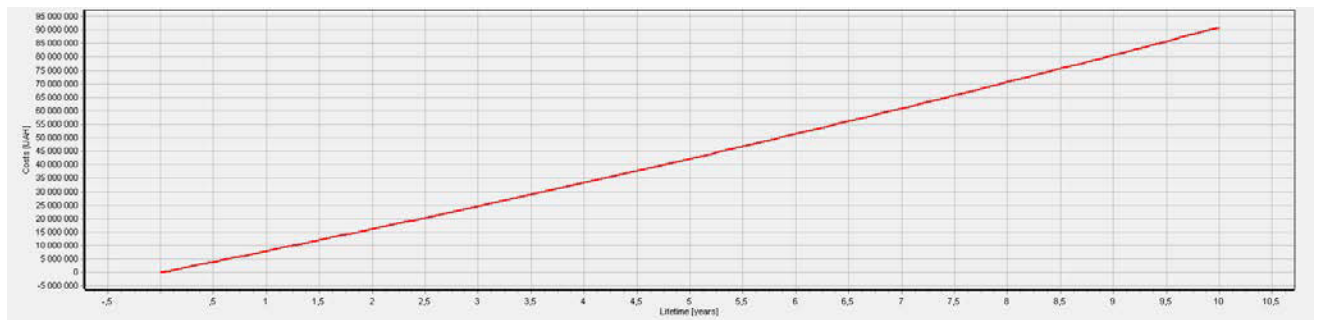


Рис. 9.3.2 Графік економічних витрати упродовж періоду – 10 років

За 10 років витрати на електроенергію складають для забезпечення роботи холодильної централі ~ 91 016 610,00 грн з ПДВ. За 1 рік витрати на електроенергію складають ~ 9 581 029,371 грн з ПДВ.

10. CFD Моделювання камери зберігання бананів

Зазвичай, на практиці підприємства, котрі займаються постачання та монтажем холодильного обладнання, фактично не приділяють увазі розташуванню та дослідженню «застійних» температурних зон, які можуть призвести до псування певної частини продукції. Задача цього CFD моделювання є аналіз підбраного рішення та моделювання інших конфігурцій випарників. У розділі проведено числове дослідження розподілу потоків повітря та температурних зон у камері.

Проведено 4 розрахунки за різних умов потоку повітря та конфігурацій повітроохолоджувачів. Теплообмін повітря з продукцією – адіабатний.

Обчислювальна модель. Маємо 2 обчислювальні моделі, де один випарник з трьома вентиляторами (450 мм х 3 шт.), другий випарник – з двома вентиляторами (500 мм х 2 шт.). Камера для короткострокового зберігання бананів. Внутрішні габаритні розміри камери 5630х12000хh4500 мм. Розміри стелажного обладнання та палет вказані на Рис. 2.1.1. Відстані від стіни до стелажного обладнання – 100 мм.

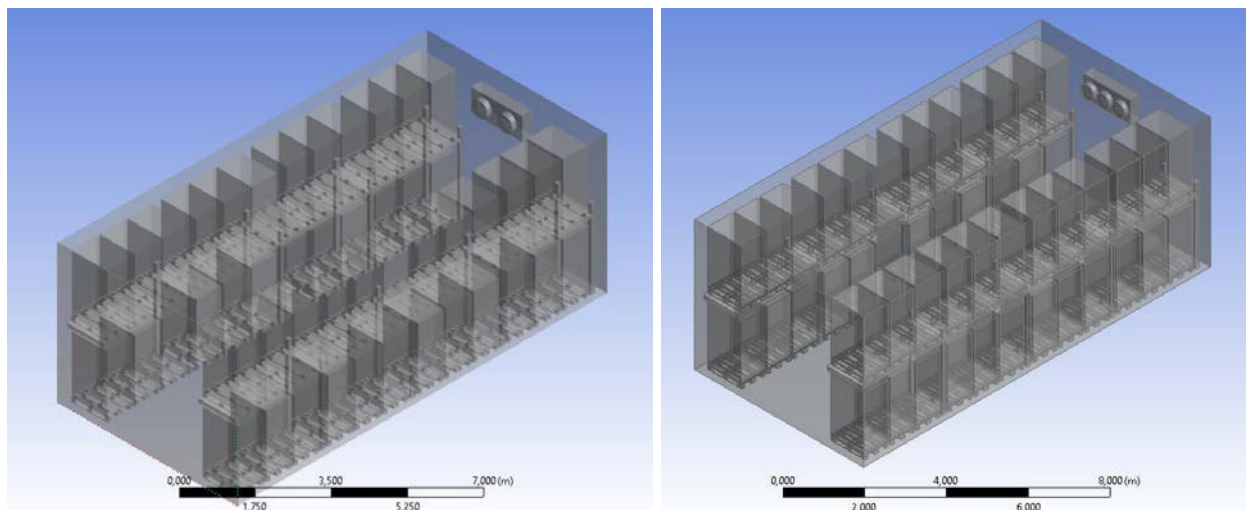


Рис. 10.1 3д модель камери для короткострокового зберігання бананів

Основні рівняння. На жаль, наразі немає найкращої моделі турбулентності, яке найкраще вирішить будь-які поставлені задачі. Вибір конкретної моделі турбулентності залежить від фізики досліджуваного процесу, рівень точності та обчислювальні потужності. Після тривалого вивчення зарубіжних наукових статей та найкращих практик [4]. Дійшов висновку, що найбільш використаним рівнянням для CFD моделювання розподілу потоків повітря по холодильній камері підходить модель k-epsilon (2 eqn).

					КР000.142.003.020.2024РПЗ		
		№ докум	Підпис				
Розроб.	Степаніцев Д.			Проект холодопостачання логістичного центру з CFD моделювання розподілу повітря у камерах зберігання	Літ.	Лист	Листів
Перевір.	В.М. Філоненко					58	70
Реценз.	Вересоцький Ю.І.				НУХТ ХМ-2-8М		
Н. Конр.	В.М. Філоненко						
Затверд	Петренко В.П.						

Основною перевагою є відносно низьке обчислювальне навантаження, що дає змогу доволі швидко отримати результати розрахунку.

Ця модель широко використовується в обчислювальній гідродинаміці (CFD), для опису середніх параметрів турбулентного режиму потоку. Перша транспортована змінна визначає енергію в турбулентності і називаються турбулентна кінетична енергія (k). Друга транспортована змінна є турбулентною дисипацією (ϵ), яка визначає швидкість дисипації турбулентної кінетичної енергії.

Модель k -epsilon (із двома рівняннями) задається наступним чином:

Турбулентна кінетична енергія k

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + P_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k$$

Розсіювання ϵ

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (P_k + C_{3\epsilon} P_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon$$

Де, u_i компонент швидкості у відповідному напрямку, $E_{i,j}$ компонент швидкості деформації, μ_t представляє турбулентні в'язкості

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$$

Рівняння також складаються з деяких регульованих констант

$$C_{1\epsilon} = 1.44, \quad C_{2\epsilon} = 1.92, \quad C_\mu = 0.09, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\epsilon = 1.3$$

Побудова сітки

Згенерував автоматичним методом сітку для холодильної камери з кількістю елементів 759793 та 163849 вузлів. Якість сітки оцінював за допомогою функції Mesh Element Quality.r

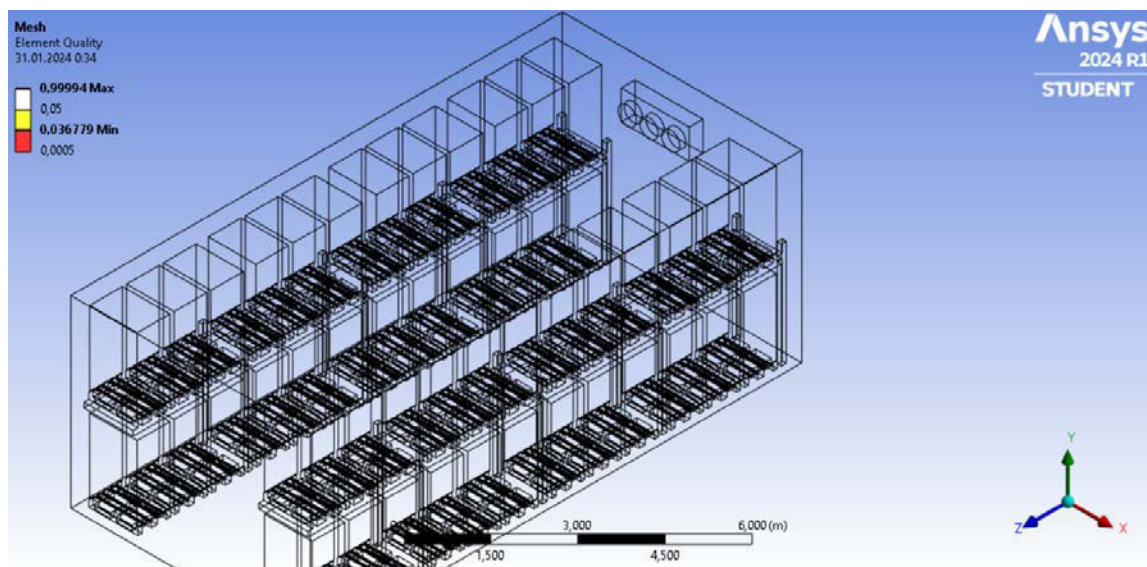


Рис.10.2 Якість сітки

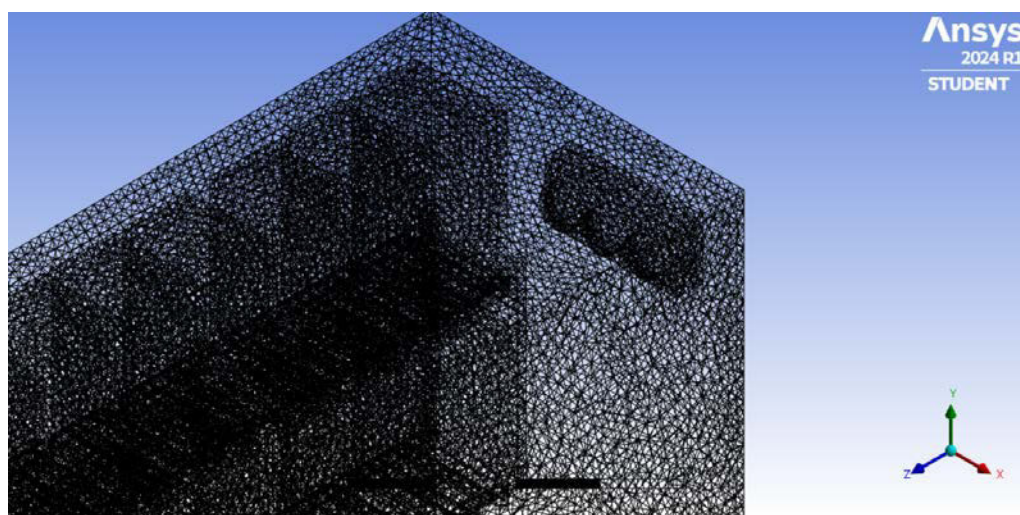


Рис.10.3 Розрахункова сітка для холодильної камери

Граничні умови

Для повітряного потоку:

Швидкість на виході з вентиляторів змінюється за наступною функцією:

1. 3х вентиляторний випарник з вентиляторами 450 мм. Досліджувана швидкість потоку на виході складає: 2 м/с та 1 м/с
2. 2х вентиляторний випарник з вентиляторами 500 мм. Досліджувана швидкість потоку на виході складає: 1 м/с та 0,5 м/с

Температура вихідного повітря: 10 °C

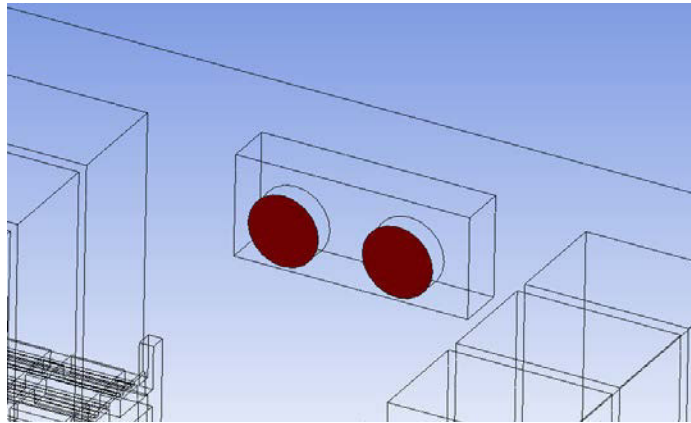


Рис. 10.4 Площина виходу повітряного потоку

Поверхні

Всі поверхні мають нульову шорсткість.

Зворотній потік

Граничні умови зворотного потоку застосовуємо для потоку повітря, припускаючи, що нормальний градієнт будь-якого параметру (окрім тиску) на межі дорівнює нулю.

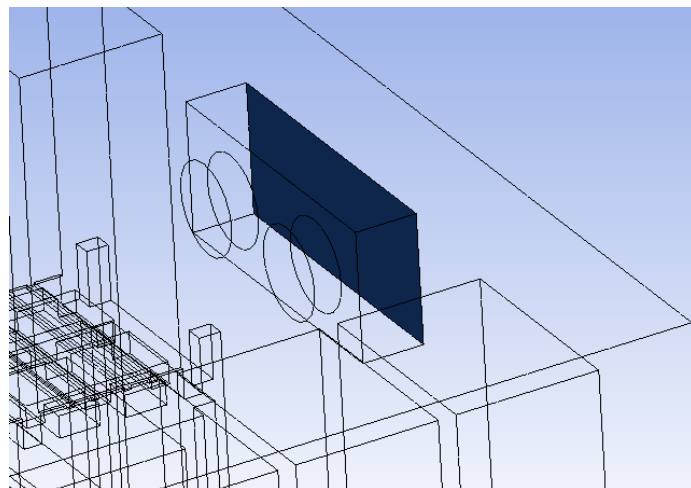


Рис. 10.5 Площина повернення повітряного потоку

Результати

1. Досліджувана швидкість потоку на виході складає: 0.5 м/с (2х вентиляторний випарник з вентиляторами 500 мм)

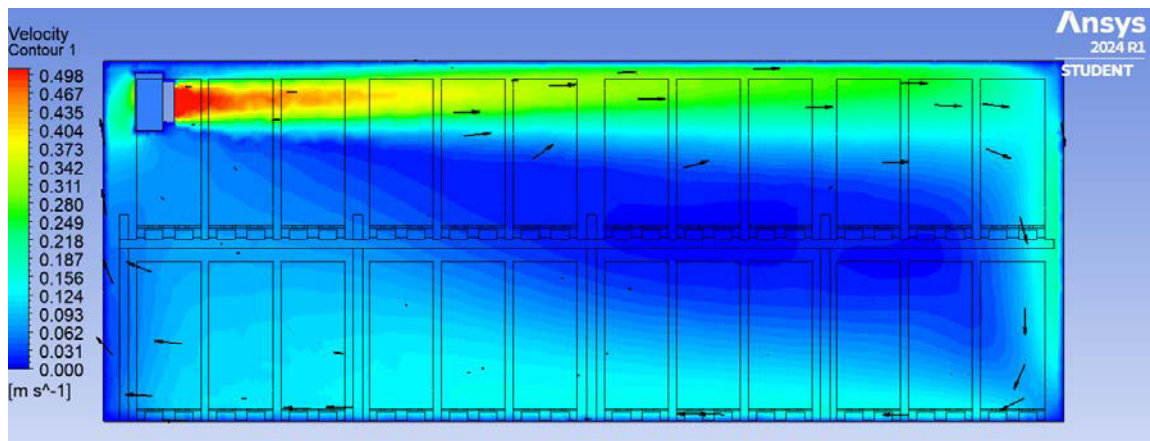


Рис. 10.6 Швидкість потоку повітря для двохвентиляторного випарника (0.5 м/с)

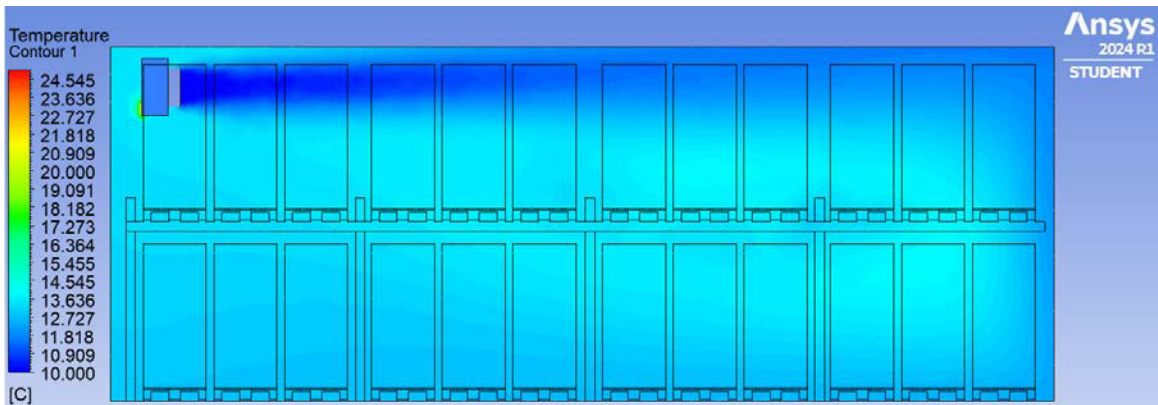


Рис. 10.7 Температурний розподіл у камері вздовж проходу

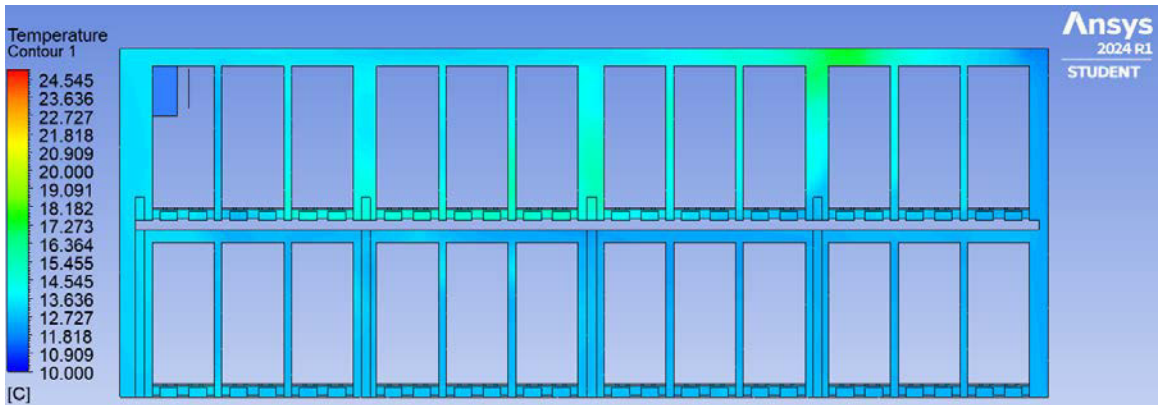


Рис. 10.8 Температурний розподіл у камері між палетами

Маємо виражені «застійні» температурні зони між палетами, в котрих відбувається підвищення температури до 18 °С. Тому варіант з вихідною швидкістю повітря – 0,5 не підходить.

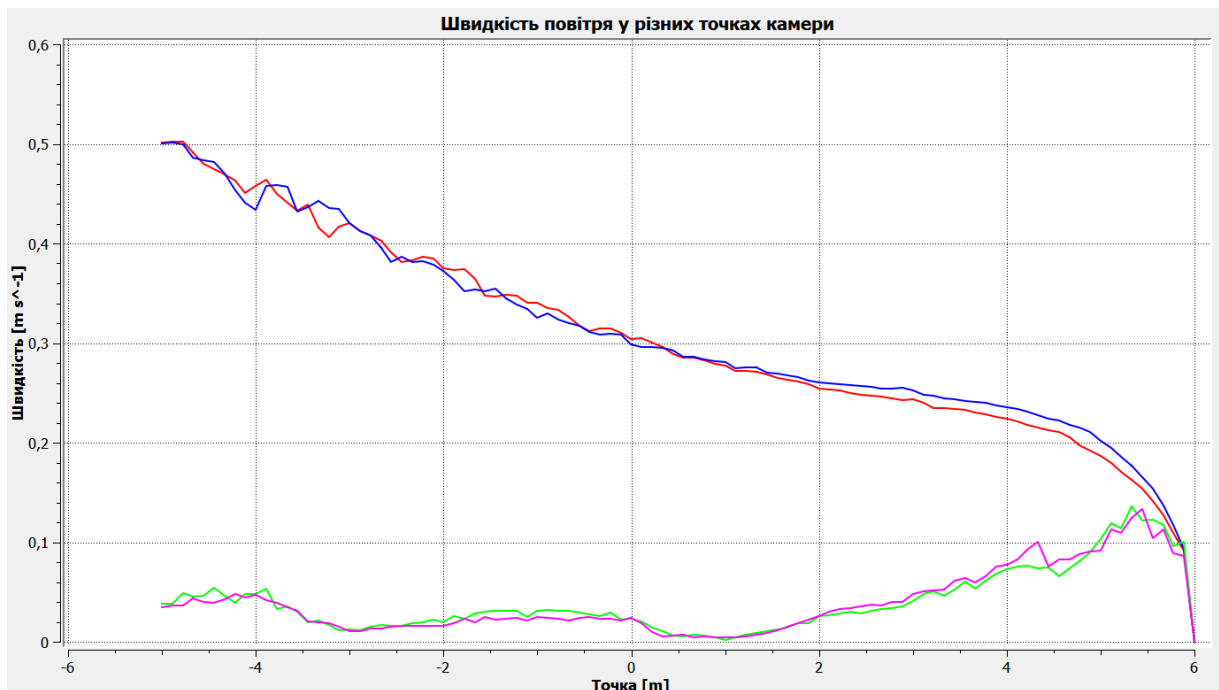


Рис. 10.9 Розподіл швидкостей повітря по камері при вихідній швидкості 0,5м/с

Синя та червона лінія характеризує швидкість повітря по осі кожного вентилятору уздовж камери. Пурпурна та зелена лінія показує розподіл швидкостей повітря уздовж камери за стелажми лівого та правого відповідно. На графіку чітко прослідковується, що у зоні 0-2 м ми бачимо характерний «застій» швидкості. Цей температурний застій чітко видно відповідно і на Рис. 10.8.

2. Досліджувана швидкість потоку на виході складає: 1 м/с (2х вентиляторний випарник з вентиляторами 500 мм)

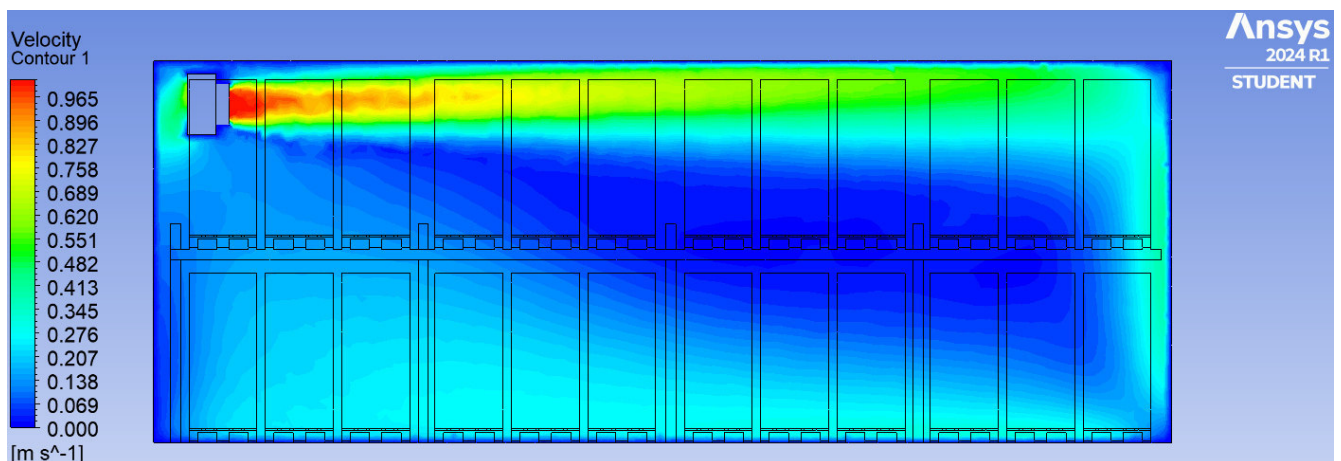


Рис.10.10 Швидкість потоку повітря для двоховентиляторного випарника (1 м/с)

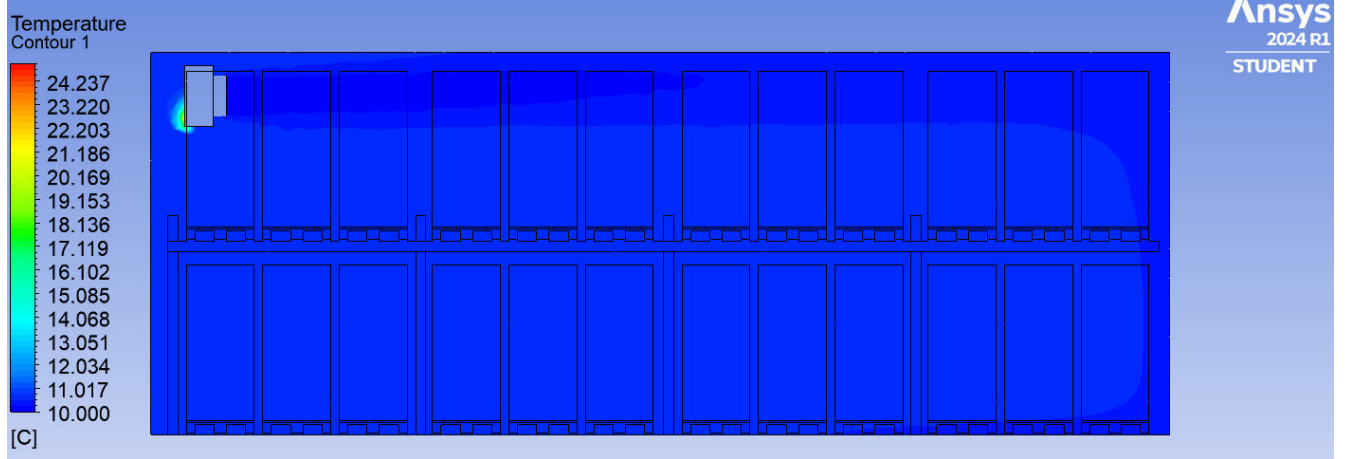


Рис.10.11 Температурний розподіл у камері вздовж проходу

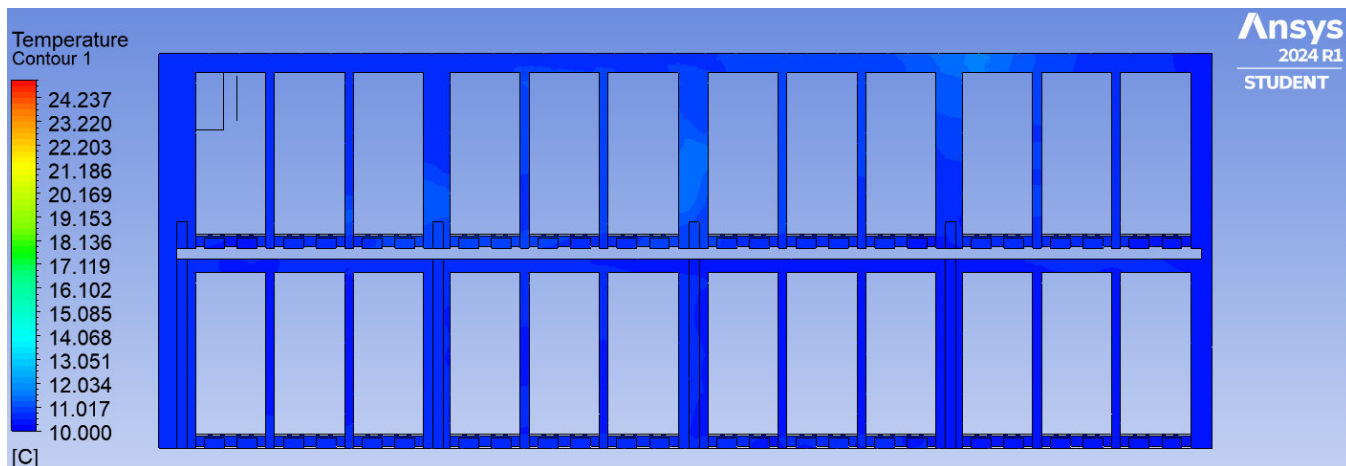


Рис. 10.12 Температурний розподіл у камері між палетами

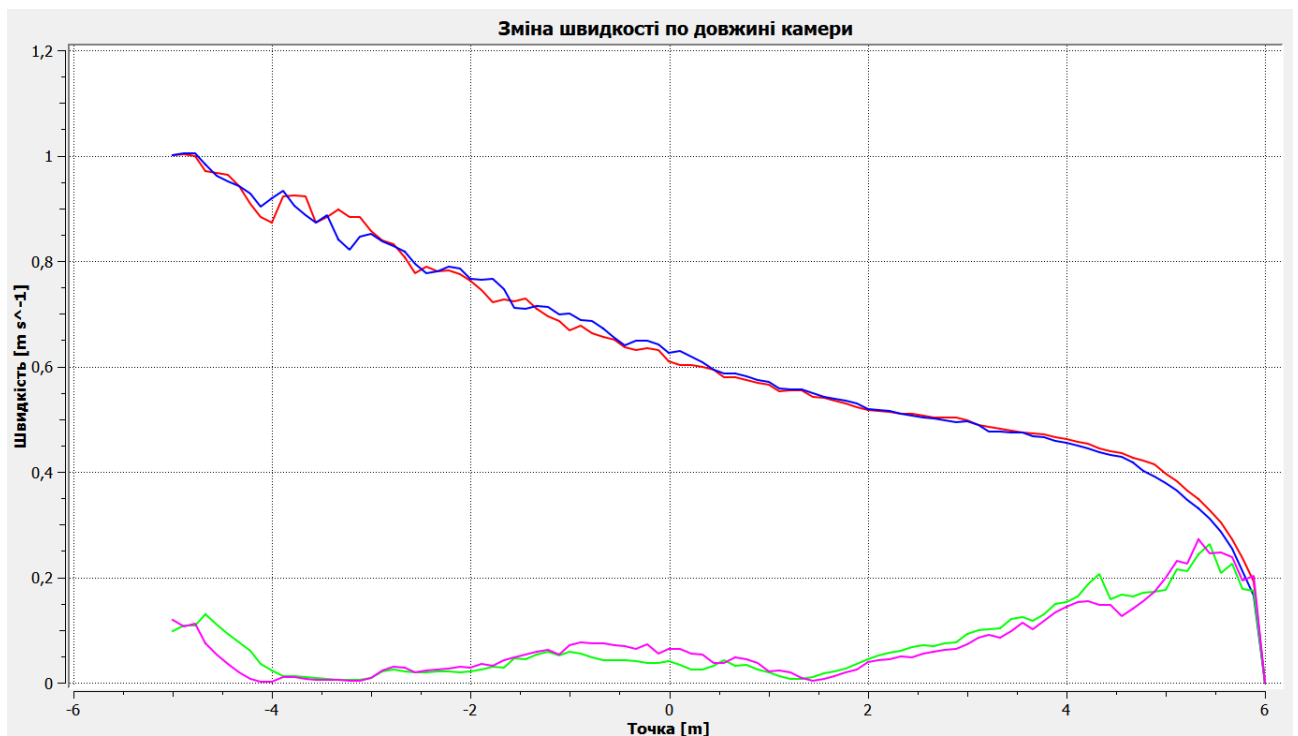


Рис. 10.13 Розподіл швидкостей повітря по камері при вихідній швидкості 1 м/с

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

KP000.142.003.020.2024РПЗ

Температурний розподіл фактично суцільний, але між палетами спостерігається невеличкі застійні зони, знову ж таки у межах регіону 0-2 м. Проаналізувавши Рис. 10.13 бачимо, що у порівнянні з графіком на Рис. 10.9, де досліджувана швидкість була 0.5 м/с, швидкість в регіоні -4..-2 м помітно знизилась. Хоча вихідна швидкість повітря була збільшена вдвічі. Це пов'язано з вихорами повітря.

3. Досліджувана швидкість потоку на виході складає: 1 м/с (3х вентиляторний випарник з вентиляторами 450 мм)

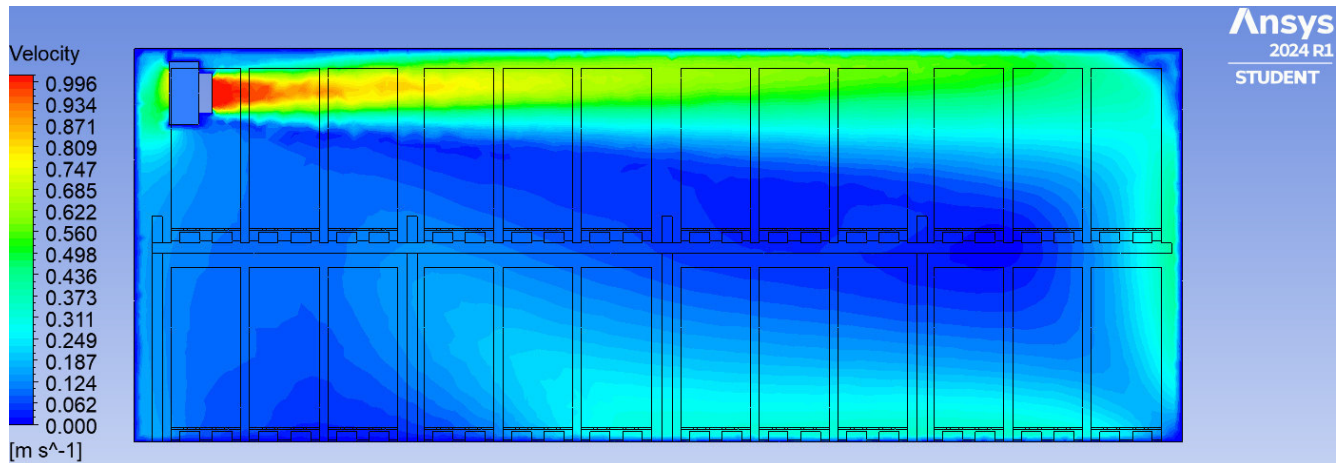


Рис.10.14 Швидкість потоку повітря для трьохвентиляторного випарника (1 м/с)

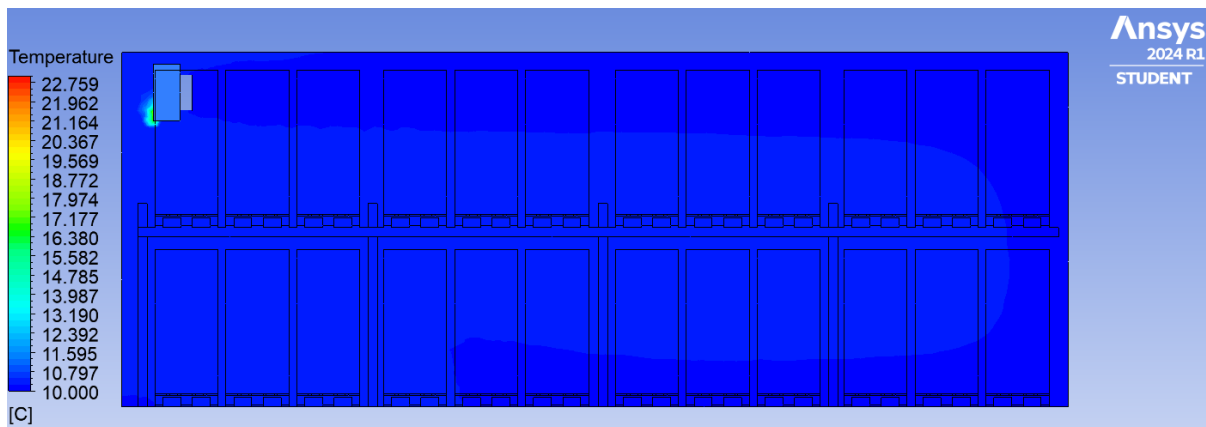


Рис.10.15 Температура потоку повітря уздовж камери (1 м/с)

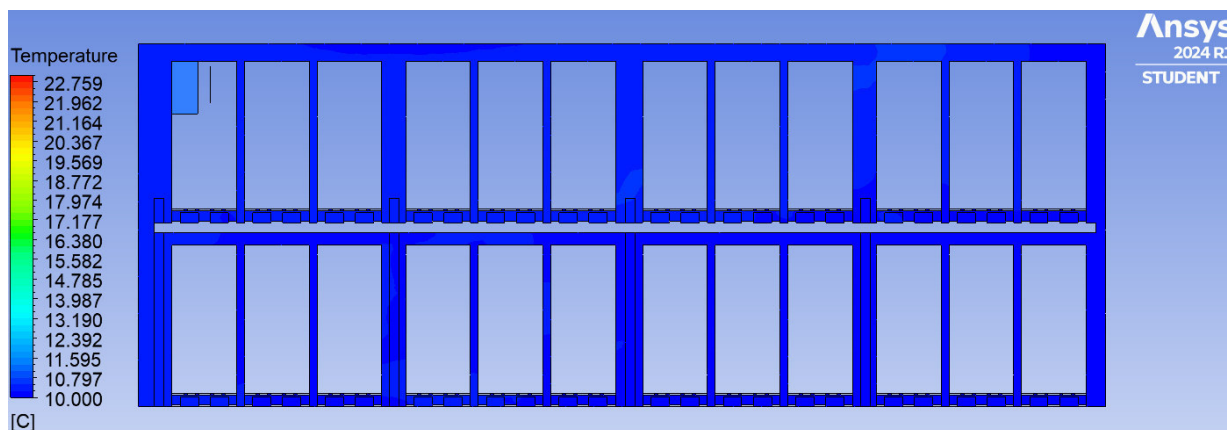


Рис.10.16 Температурний розподіл у камері між палетами (1 м/с)

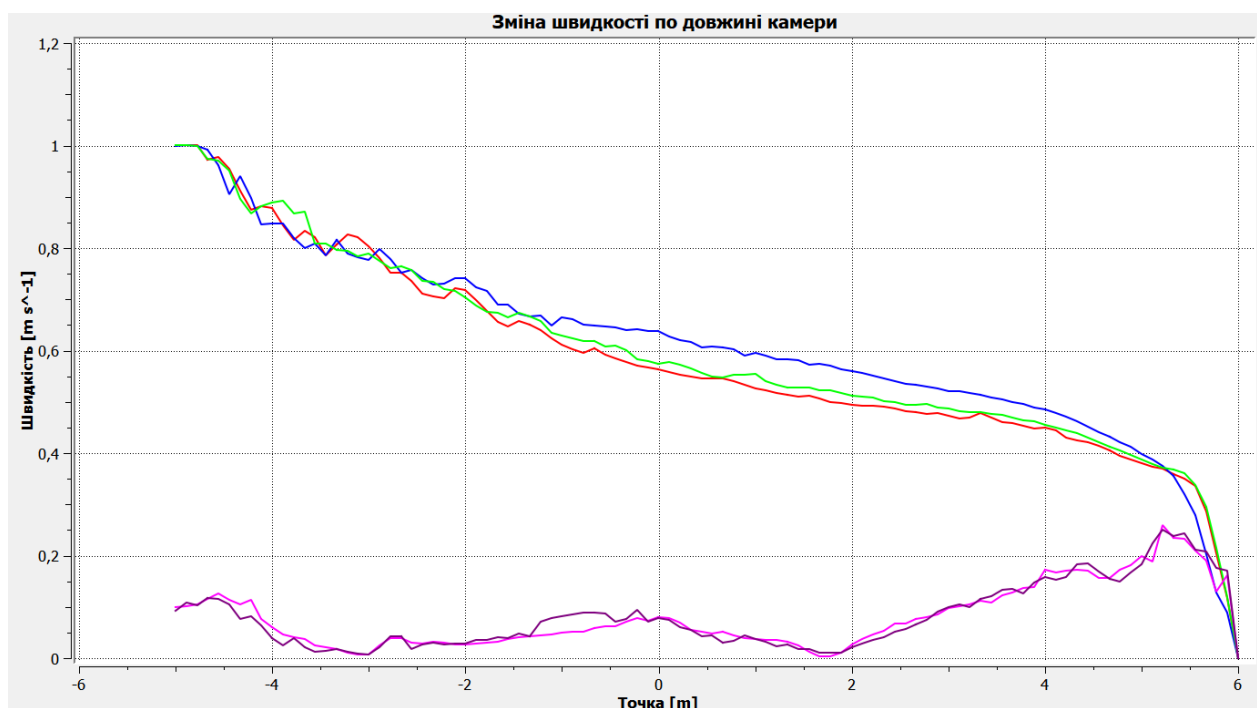


Рис. 10.17 Розподіл швидкостей повітря по камері при вихідній швидкості 1 м/с для трьохвентиляторного випарника

У такій конфігурації випарника на Рис. 10.16 та 10.15 жодних «застійних» зон, як по розподілу температури так і по розподілу швидкостей - не спостерігається.

Синя, червона, зелена лінія характеризує швидкість повітря по осі кожного вентилятору уздовж камери. Пурпурна та чорна лінія показує розподіл швидкостей повітря уздовж камери за стелажима лівого та правого відповідно. Бачимо, що характерних застійних зон у на графіку не спостерігається.

Попередньо, порівнюючи графіки на рис. 10.17 та 10.13 можна зробити висновок, що за умов однакової вихідної швидкості випарник з трьома вентиляторами утворює більш «якісний» розподіл повітря по камері.

4. Досліджувана швидкість потоку на виході складає: 2 м/с (3х вентиляторний випарник з вентиляторами 450 мм)

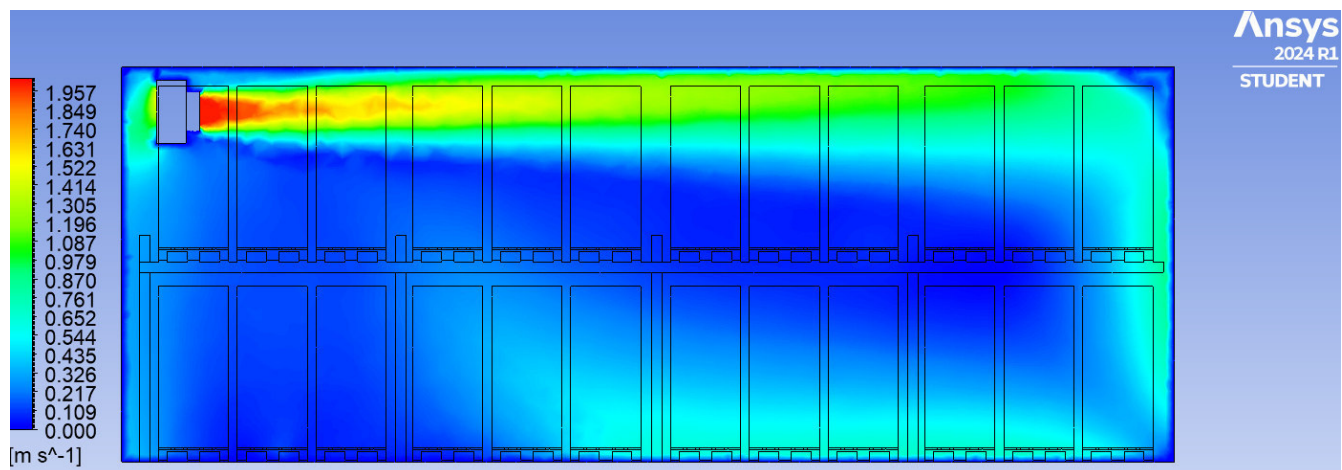


Рис.10.18 Швидкість потоку повітря для трьохвентиляторного випарника (2 м/с)

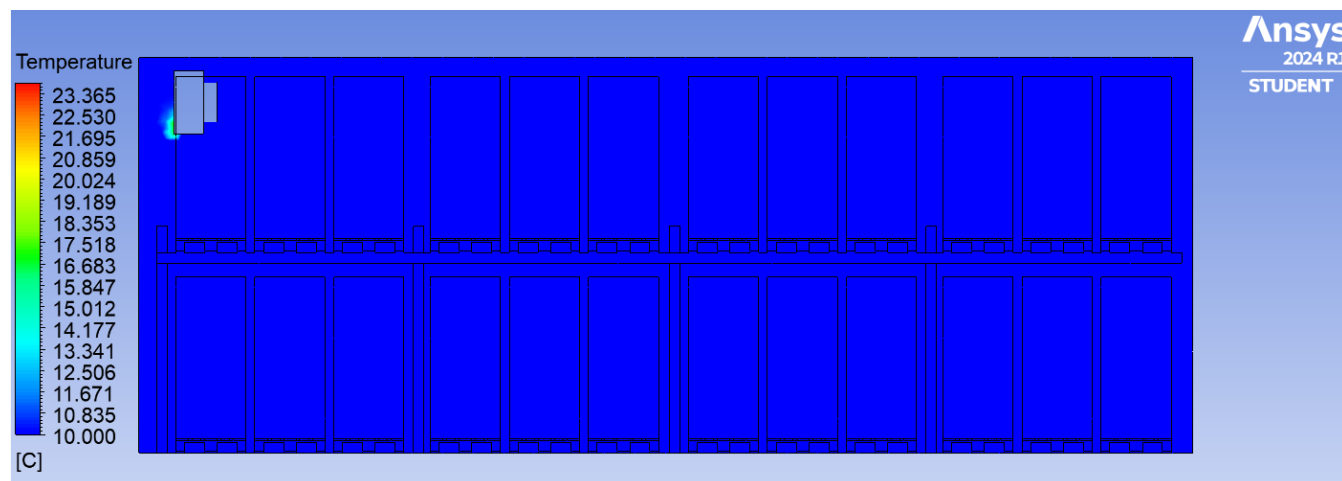


Рис. 10.19 Температура потоку повітря уздовж камери (2 м/с)

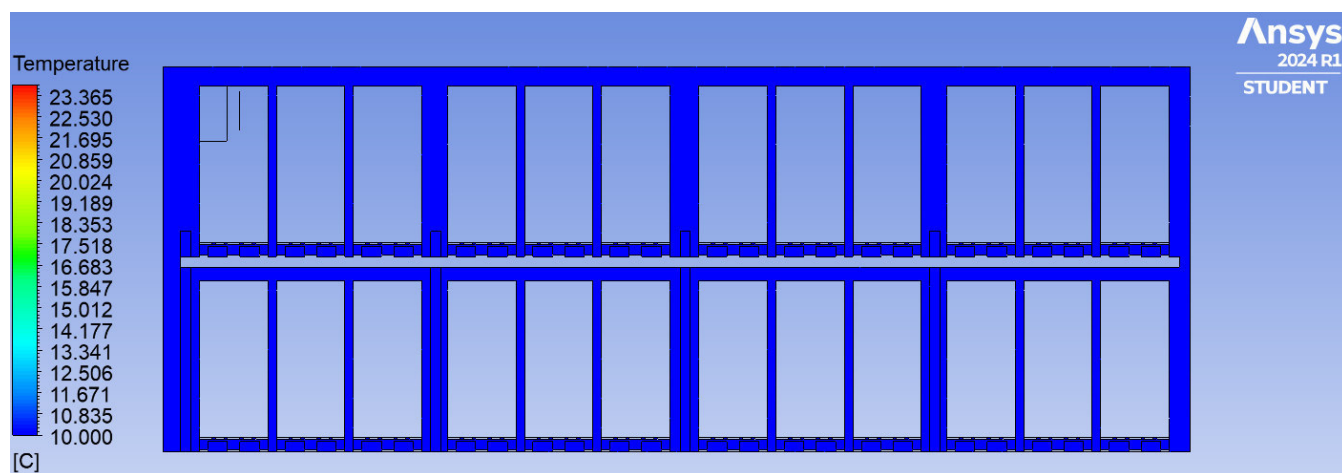


Рис. 10.20 Температурний розподіл у камері між палетами (2 м/с)

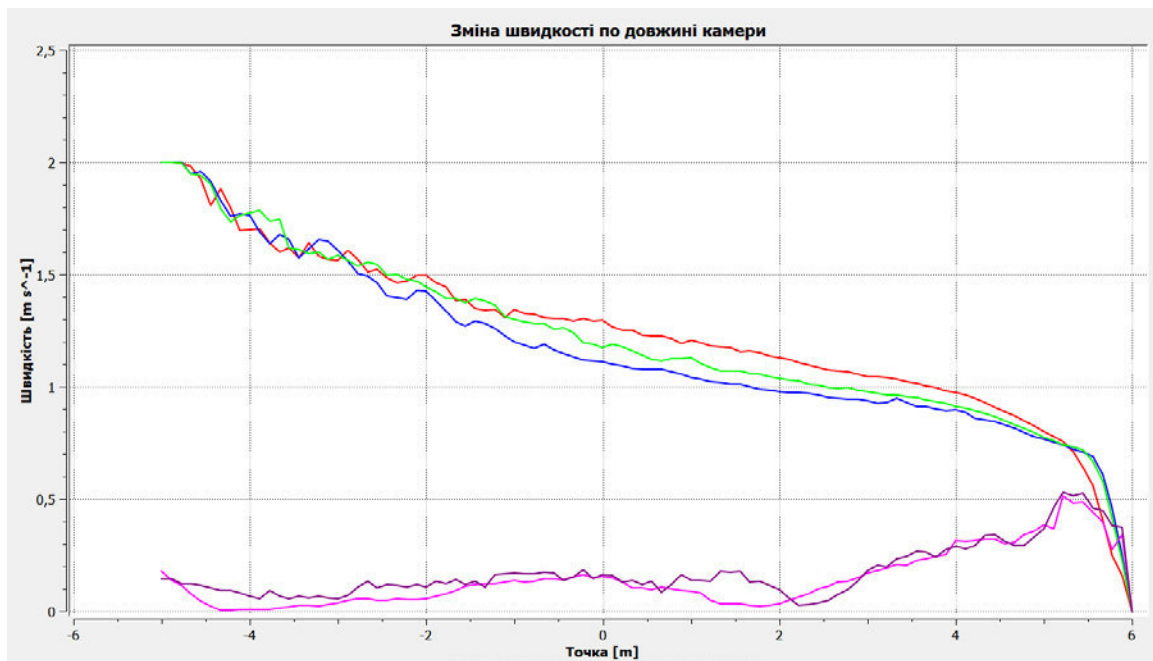


Рис. 10.21 Розподіл швидкостей повітря по камері при вихідній швидкості 2 м/с для трьохвентиляторного випарника

Отримав наступні результати (див. Рис. 10.21). Швидкість повітря за стелажем у регіоні -5..-4 м наближається до нуля через завихрення потоків повітря. Загалом, температура у камері в нормі та відповідає нашим вимогам.

Висновок: За вихідних умов, найбільш вдалою конфігурацією є трьохвентиляторний випарник з вентиляторами діаметром 450 мм з вихідною швидкістю повітря 1 м/с. Оскільки, за такої конфігурації повітря у камері розподіляється найбільш ефективно.

Прийнятий повітроохолоджувач для камери бананів, у розділі 6.3 (двох вентиляторний випарник з вихідною швидкістю повітря 1 м/с) забезпечує суцільне охолодження всього об'єму камери, але має виражені застійні зони між стелажем та стіною камери. Фактично 3 палети постійно перебувають без належної циркуляції повітря.

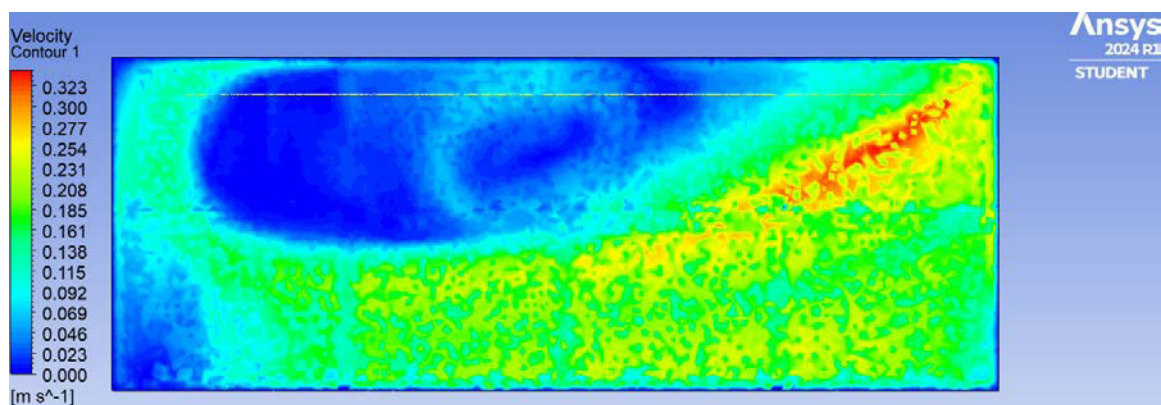


Рис. 10.22 Розподіл швидкостей в площині для двохвентиляторного випарника (1 м/с)

11. Охорона праці

Холодильна централь працює на холодоагенті R507. Холодоагент R507 відносяться до 1-ої групи холодоагентів відповідно до ПБ-09-592-03 "Правила влаштування та безпечної експлуатації холодильних систем" та до групи холодоагентів класу А – нетоксичні відповідно до ПОТ Р М 015-2000 "Міжгалузеві правила з охорони праці під час експлуатації фреонових холодильних установок".

При експлуатації холодильної централі слід використовувати наступні документи:

- ПБ 09-592-03 "Правила влаштування та безпечної експлуатації холодильних систем"
- ПБ 03-576-03 "Правила влаштування та безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском"
- ПУЕ "Правила влаштування електроустановок";
- ПОТ Р М 015-2000 "Міжгалузеві правила з охорони праці під час експлуатації фреонових холодильних установок";
- ПОТ РМ 016-2001, РД 153-34.0-03.15000 "Міжгалузеві правила з охорони праці (Правила безпеки) під час експлуатації електроустановок".

У приміщеннях, де зберігаються або використовуються холодоагенти, не допускається використання відкритих джерел полум'я та куріння. При високих температурах холодоагенти починають розкладатися з виділенням сполук хлору і фосгену, що відчувається різким запахом і подразненням слизової оболонки дихальних шляхів, тому в разі пожежі слід користуватися ізолюючими або фільтруючими протигазами.

При підвищенні концентрації парів холодоагенту в навколишньому повітрі вміст кисню в повітрі падає, в результаті чого може наступити кисневе голодування, що призводить до задухи.

При заправці контуру холодоагентом категорично забороняється підігрів балонів газовим пальником або будь-яким іншим способом, який може призвести до місцевого перегріву.

При роботі з холодоагентом остерігайтеся їх потрапляння у вічі, на шкіру рук та обличчя. Користуйтеся захисними рукавичками та окулярами.

					КР000.142.003.020.2024РПЗ			
		№ докум	Підпис					
Розроб.	Степаніщев Д.				Проект холодопостачання логістичного центру з CFD моделювання розподілу повітря у камері зберігання	Літ.	Лист	Листів
Перевір.	В.М. Філоненко						69	70
Реценз.	Вересоцький Ю.І.					НУХТ ХМ-2-8М		
Н. Конр.	В.М. Філоненко							
Затверд	Петренко В.П.							

Перелік використаних джерел

[1] Холодильна технологія М. М. Масліков, стр. 311

[2] Параметри логістичних даних від представника ТОВ «Вересень Плюс»

[3] Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. (Явнель Б.К.; Агропромиздат - 1989), стр. 58

[4] CFD Modelling of Two Different Cold Stores Ambient Factors, IERI Procedia Serap Akdemir, Serhat Ozturk, Firat Oguz Edis, Erdinc Bal

				КР000.142.003.020.2024РПЗ									
		№ докум	Підпис										
Розроб.	Степаніщев Д.			Проект холодопостачання логістичного центру з CFD моделювання розподілу повітря у камерах зберігання				Літ.		Лист		Листів	
Перевір.	В.М. Філоненко									70		70	
Реценз.	Вересоцький Ю.І.							НУХТ ХМ-2-8М					
Н. Конр.	В.М. Філоненко												
Затверд	Петренко В.П.												