

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Інститут (факультет) ННІТІ ім. акад. І.С. Гулого

Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

Освітній ступінь бакалавр

Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування

(код і назва)

Освітньо-професійна програма Холодильні техніка та технології

(назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри **ТЕХТ**

Валентин ПЕТРЕНКО

“ 05 ” квітня 2024 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Осадчий Дмитро Миколайович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Проект фруктосховища місткістю 4200 т у м. Шацьк

керівник роботи Мирошник Марія Миколаївна,

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

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ 05 ” 04 2024 року № 256-к

2. Строк подання здобувачем роботи 05.06.2024р.

3. Вихідні дані до роботи

Холодоагент R404A

Тип продукту Фрукти «яблука», «ківі», «ананаси», «банани»

Ізоляційний матеріал ППУ

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1). Технолог. схема оброблення продукції.

2). Розрахунок холодильної частини проекту

3). Техніко економічні показники

4). Охорона праці

5. Перелік графічного матеріалу

1. План та розріз будівлі холодильника

2. Схема холодильної установки

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання _____ 31 березня 2022р. _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Отримання завдання на дипломний проект	05.04-21.04	виконано
2	Виконання холодильної частини ДП	21.04-15.05	виконано
3	Вибір обладнання холодильної(их) установок	15.05-22.05	виконано
4	Оформлення креслень та ПЗ	22.05-31.05	виконано
5	Здача готової роботи	05.06.2020р.	виконано

Здобувач _____
(підпис)

Керівник роботи _____
(підпис)

Дмитро ОСАДЧИЙ
(прізвище та ініціали)

Марія МИРОШНИК
(прізвище та ініціали)

Анотація

У цьому дипломному проекті був розроблений і спроектований холодильник для зберігання фруктів місткістю 4200 тонн у місті Шацьк. У проекті створена холодильна схема та підібране необхідне обладнання для ефективної роботи холодильника. Проект досяг максимальної енергоефективності та забезпечив отримання штучного холоду при мінімальних капітальних та експлуатаційних витратах.

Також у проекті наведено повний розрахунок і опис технології охолодження та холодопостачання під час зберігання продукції в охолоджену вигляді. Зроблено детальний підбір основного та допоміжного обладнання холодильної установки. Диплом включає такі розділи: "Технологічна схема", "Розрахунок холодильника", "Техніко-економічні показники" та "Охорона праці".

У дипломному проекті враховані новітні досягнення в об'ємно-планувальних і конструктивних рішеннях холодильних установок і схем охолодження.

Ключові слова: холодоагент, фруктосховище, холодильна машина, R404A, охолодження.

					КР.142.008.021.РПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Анотація		
Розроб.		Осадчий Д.М.					
Перевір.		Мирошник М.М.					
Н. контр.							
Затверд.		Петренко В.П.			ХМ – 4 – 4		
					Літ.	Арк.	Аркушів
						1	64

Annotation

In this diploma project, a fruit storage refrigerator with a capacity of 4,200 tons was developed and designed in the city of Shatsk. The project created a refrigeration scheme and selected the necessary equipment for the efficient operation of the refrigerator. The project achieved maximum energy efficiency and provided artificial cold with minimal capital and operating costs.

The project also provides a full calculation and description of cooling and cold supply technology during refrigerated product storage. A detailed selection of the main and auxiliary equipment of the refrigeration plant was made. The diploma includes the following sections: "Technological scheme", "Calculation of the refrigerator", "Technical and economic indicators" and "Occupational safety".

The diploma project takes into account the latest achievements in volume-planning and constructive solutions of refrigerating plants and cooling schemes.

Key words: refrigerant, fruit storage, refrigerating machine, R404A, cooling.

					КР.142.008.021.ППЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Annotation	Літ.	Арк.	Аркушів
Розроб.		Осадчий Д.М.						
Перевір.		Мирошник М.М.					2	64
						ХМ – 4 – 4		
Н. контр.								
Затверд.		Петренко В.П.						

Зміст

Вступ	4
1. Розробка технологічної схеми холодильного оброблення продукції	6
2. Об'ємно-планувальне рішення будови холодильника.....	9
3. Теплоізоляційні конструкції холодильника.....	12
4. Розрахунок теплонадходжень до охолоджуванних приміщень.....	15
5. Визначення навантаження на обладнання камер та компресор	22
6. Вибір розрахункового режиму. Вибір компресорів	25
7. Розрахунок та підбір теплообмінних апаратів.....	36
8. Розрахунок діаметрів трубопроводів.....	50
9. Техніко-економічне обґрунтування.....	52
10. Техніко-економічні показники	54
11. Охорона праці.....	61

					КР.142.008.021.РПЗ						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата							
Розроб.		Осадчий Д.М.			Зміст			Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевір.		Мирошник М.М.								3	64
								ХМ – 4 – 4			
Н. контр.											
Затверд.		Петренко В.П.									

Вступ

Сучасне виробництво харчових продуктів характеризується підвищенням врожайності завдяки впровадженню нових сортів рослин, селекції високопродуктивних видів та хімізації сільського господарства. Водночас, посівні площі скорочуються через будівництво міст, розширення дорожніх мереж, аеродромів і промислових комплексів, які часто займають найкращі землі. На фоні постійного та швидкого зростання населення планети, питання продовольства стає одним із найважливіших, і його актуальність продовжуватиме зростати.

Проблема полягає не в тому, що харчові ресурси вичерпані, а в тому, що втрати продовольства і сільськогосподарської продукції на шляху від полів до столу споживача досягають значних обсягів. Наразі у світі виробляється близько 4 млрд тонн харчових продуктів, половина з яких потребує холодильного оброблення, але лише чверть проходить таку обробку. Близько 30% продукції не доходить до споживача.

Тому необхідне створення безперервного холодильного ланцюга, що складається з окремих етапів, які забезпечують умови для безперервної холодильного оброблення та збереження швидкопсувних продуктів від місць виробництва до місць споживання.

Початковою ланкою холодильного ланцюга є виробничо-заготівельні холодильники, які є складовою частиною харчового підприємства і представляють собою самостійні організаційні структури. Робота цих холодильників має сезонний характер і не призначена для тривалого зберігання продукції, тому обсяг камер не повинен бути дуже великим.

					КР.142.008.021.РПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Осадчий Д.М.			Вступ			
Перевір.		Мирошник М.М.						
Н. контр.								
Затверд.		Петренко В.П.						
						Літ.	Арк.	Аркушів
							4	64
						ХМ – 4 – 4		

Штучний холод у плодоовочевій промисловості використовується для попереднього охолодження, транспортування, заморожування і зберігання плодів і овочів, а також у виробництві і зберіганні соків та плодоовочевих консервів. Сучасні технологічні процеси попереднього охолодження, зокрема швидке зниження температури перед транспортуванням і зберіганням, дозволяють продовжити термін холодильного зберігання продукції.

Під час проектування холодильників враховувалися наступні задачі:

- Забезпечення високих теплозахисних властивостей конструкцій за допомогою використання сучасних ефективних теплоізоляційних матеріалів, герметизації стиків панелей, дверей, введень труб і кабелів.

- Розробка і впровадження прогресивних технологій холодильної обробки, зберігання і транспортування фруктів із суворим контролем і підтримкою температури та вологості на основі раціонального вибору енергозберігаючих систем і інженерного обладнання, включаючи використання мікропроцесорної техніки.

- Досягнення мінімального питомого об'єму камер шляхом удосконалення об'ємно-планувальних і конструктивних рішень холодильників.

- Впровадження принципу формування холодильників і холодильних комплексів для обробки та зберігання фруктів на основі блокових автономних будівельно-технологічних секцій (модулів) комплектного постачання під час проектування і будівництва.

					КР.142.008.021.РПЗ	Аржум
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		5

1. Розробка технологічної схеми холодильного оброблення продукції.

Фрукти прибувають в фруктосховище із заготівельних холодильників, фасованими та охолодженими.

- Яблука з температурою 0-5°C[1];
- Ківі з температурою 0-5°C[2];
- Ананаси з температурою 8-12°C[3];
- Банани з температурою 8-12°C[4];

При перевезенні і розвантаженні продукт може нагрітися на 1-2°C.

Яблука та ківі надходять в однакових дерев'яних (розбірних) контейнерах розмірами: контейнерах розмірами 1200х1600х1000мм. місткістю 1000 кг[8]. На зберігання йдуть зимові сорти яблук та ананасів, які збирають з середини вересня до початку жовтня.



Рис. 1.1. – Контейнер для зберігання яблук та ананас

					КР.142.008.021.РПЗ						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата							
Розроб.		Осадчий Д.М.			Розробка технологічної схеми холодильного оброблення продукції			Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевір.		Мирошник М.М.								6	64
								ХМ – 4 – 4			
Н. контр.											
Затверд.		Петренко В.П.									

Ананаси та банани надходять у пластикових ящиках розміром 600х400х260мм місткістю 24 кг[6] на піддонах розміром: 1200х800х144, поміщаємо по 4 ящика по площі піддону та 6 по висоті. Розміщаються на піддогах[7] у 3 поверхи.



Рис. 1.2.- Контейнер для зберігання ківі та бананів

Фрукти одразу відправляються в камери зберігання.

В фруктосховищі використовується контейнерний тип зберігання та на стелажах, з дотриманням всіх відповідних технологічних норм. Відступи контейнерів та стелажів від стін та колон становлять 300 мм. відстані між контейнерами 100мм. В камерах передбачені проїзди для електрокарів.

Також в камерах безпосередньо біля воріт передбачені майданчики для розвороту карів.

Параметри повітря в камерах зберігання наведено в таблиці 1.

Таблиця 1.1. - Параметри повітря в камерах

Вид продукту	Температура, °С	Вологість ф , %	Максимальний термін зберігання, міс
Ківі	0	90...95	7
Яблука	0	90...95	6
Банан	8	90...95	6
Ананас	8	90...95	6

У фруктосховищі використовуються автозавантажувач CAT EP14-20A[5].

Таблиця 1.1. - Параметри повітря в камерах

<u>Вантажопід'ємність</u>	кг	2000
Відстань від центру маси вантажу до спинки вил	мм	600
Максимальна висота підйому вантажу на виллах	мм	7000
Вільна висота підйому вантажу	мм	1550
Загальна ширина машини	мм	1092
Довжина машини до спинки вил	мм	2540
Загальна висота по захищеному огороженню	мм	2209
Колісна база	мм	1600
Кут повороту мачти	град.	180
<u>Мінімальна ширина пересічних проїздів</u>	мм	2000
Мінімальний простір для повного розвороту з вантажем	мм	2800



Рис. 1.3. - Електрокар

Приймаємо, що в холодильнику знаходиться 8 електрокарів.

2. Об'ємно-планувальне рішення будови холодильника

2.1. План холодильника

Будівля фруктосховища проектується одноповерховою. Дане рішення пояснюється малою поверхнею зовнішньої огорожі, і відповідно меншими тепло притоками. Всі охолоджувані приміщення холодильника компонуємо в одному контурі.

Приймаємо сітку колон холодильника 24х6 м. Висота поверху холодильника складає 7,5 м [6].

Визначимо основні розміри та місткості камер холодильника графічним методом.

Визначаємо реальну місткість камер. Нанесемо на план холодильника схематичне розміщення контейнерів у камерах зберігання яблук (Рис.2.1.), ківі (Рис.2.2.), ананаси (Рис.2.3.) та банани (Рис.2.4.). Камера зберігання яблук має розмір 30х36 м, ананас - 24х36 м, ківі - 30х30 м, банани – 24х30 м.

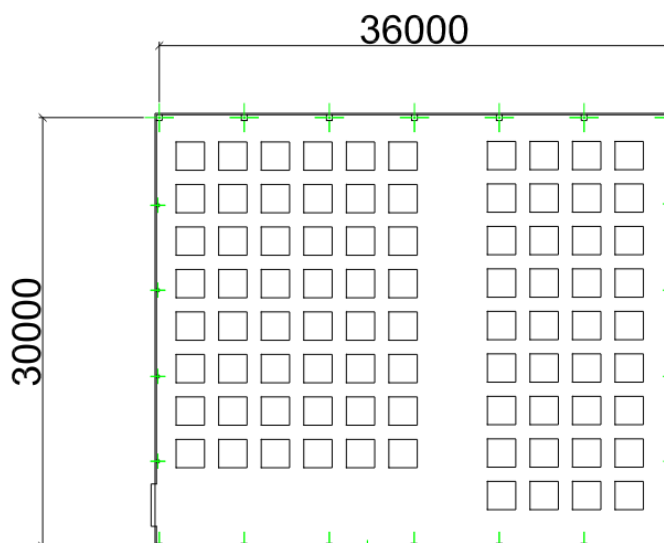


Рис.2.1. – Розміщення контейнерів у камерах зберігання яблук

					КР.142.008.021.РПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Осадчий Д.М.			Об'ємно-планувальне рішення будови холодильника	Літ.	Арк.
Перевір.		Мирошник М.М.					
						9	64
Н. контр.						ХМ – 4 – 4	
Затверд.		Петренко В.П.					

При такому розташуванні в одній камері поміститься 1580 контейнерів,
загальною масою 1580 т.

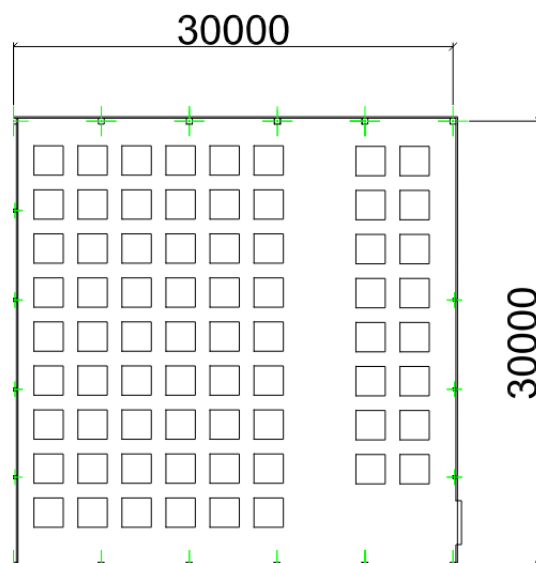


Рис.2.2. – Розміщення контейнерів у камерах зберігання ківі

При такому розташуванні в одній камері поміститься 24960 контейнерів,
загальною масою 600 т.

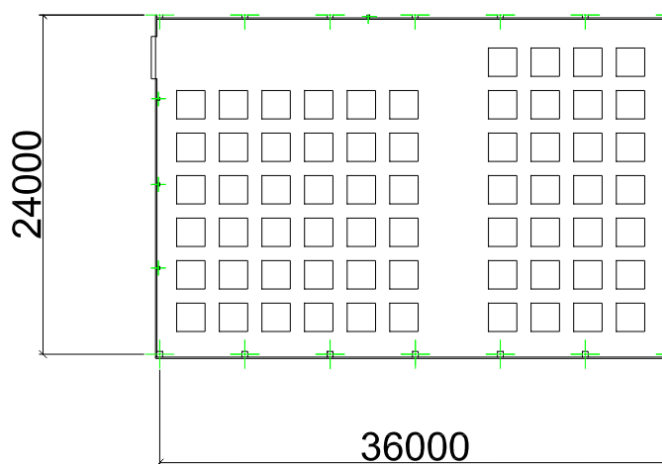


Рис.2.3. – Розміщення контейнерів у камерах зберігання ананасів

При такому розташуванні в одній камері поміститься 1550 контейнерів,
загальною масою 1550 т.

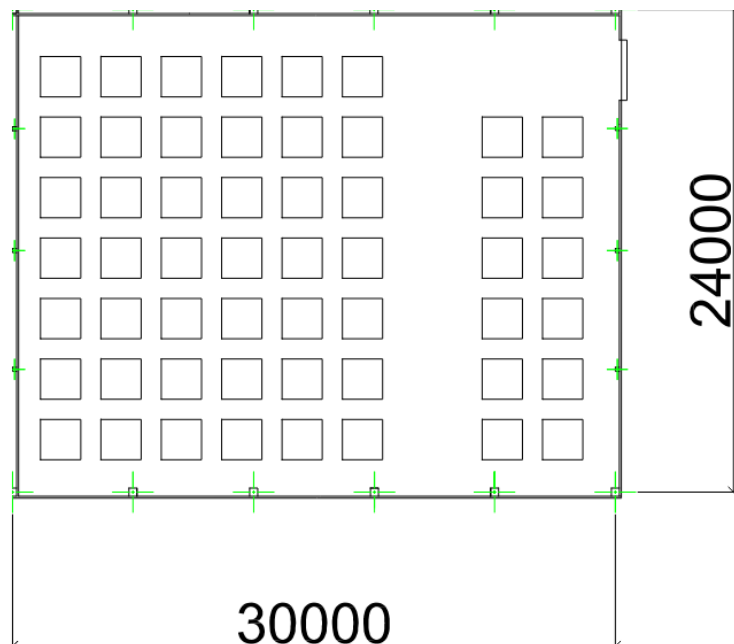


Рис.2.4. – Розміщення контейнерів у камерах зберігання бананів

При такому розташуванні в одній камері поміститься 19552 контейнерів, загальною масою 470 т.

3. Теплоізоляційні конструкції холодильника

Будівельно-ізоляційні конструкції зовнішніх стін холодильних камер наведено в таблиці 3.1.:

Таблиця 3.1.

Зовнішня стіна	δ м	λ Вт/мК
1. Сендвіч панель на основі ППУ	-	0,039

Знаходимо потрібну товщину ізоляційного шару [3]:

$$\delta_{iz} = \lambda_{iz} \times \left[\frac{1}{k_o^{tr}} - \left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_v} \right) \right]$$

де λ_{iz} - коефіцієнт теплопровідності ізоляції;

k_o^{tr} коефіцієнт теплопередачі який ми вибираємо за таблицями [3];

α_n — коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої або більш теплої сторони огороження;

α_v —

коефіцієнт тепловіддачі з внутрішньої або більш холодної сторони огороження.

$$\delta_{iz(2^\circ C)} = 0,039 \times \left[\frac{1}{0,4} - \left(\frac{1}{23} + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,091 \text{ м}$$

$$\delta_{iz(12^\circ C)} = 0,039 \times \left[\frac{1}{0,44} - \left(\frac{1}{23} + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,082 \text{ м}$$

Приймаємо дійсне значення товщини теплоізоляції $\delta_{изд}$, округлюючи розрахункове значення $\delta_{из}$ в бік зростання.

					КР.142.008.021.РПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Осадчий Д.М.			Теплоізоляційні конструкції холодильника	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Мирошник М.М.					12	64
						ХМ – 4 – 4		
Н. контр.								
Затверд.		Петренко В.П.						

Робимо перерахунок коефіцієнта теплопередачі, і він уже буде дійсним:

$$k_d = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_v} + \frac{\delta_{изд}}{\lambda_{из}}}$$

$$k_{д(2^{\circ}C)} = \frac{1}{\frac{1}{23} + \frac{1}{9} + \frac{0,1}{0,039}} = 0,37 \frac{Вт}{м^2 \times К}$$

$$k_{д(12^{\circ}C)} = \frac{1}{\frac{1}{23} + \frac{1}{9} + \frac{0,1}{0,039}} = 0,37 \frac{Вт}{м^2 \times К}$$

Будівельно-ізоляційні конструкції перегородок холодильних камер наведено в таблиці 3.2.:

Таблиця 3.2.

Перегородка	δ м	λ Вт/мК
1. Сендвіч панель на основі ППУ	-	0,039

Знаходимо потрібну товщину ізоляційного шару [3]:

$$\delta_{из} = \lambda_{из} \times \left[\frac{1}{k_o^{тр}} - \left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_v} \right) \right]$$

$$\delta_{из(2/12)} = 0,039 \times \left[\frac{1}{0,44} - \left(\frac{1}{9} + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,084 \text{ м}$$

$$\delta_{из(12/12)} = 0,039 \times \left[\frac{1}{0,52} - \left(\frac{1}{9} + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,064 \text{ м}$$

Приймаємо дійсне значення товщини теплоізоляції $\delta_{изд}$, округлюючи розрахункове значення $\delta_{из}$ в бік зростання.

Робимо перерахунок коефіцієнта теплопередачі, і він уже буде дійсним:

$$k_{д(2/12)} = \frac{1}{\frac{1}{9} + \frac{1}{9} + \frac{0,1}{0,039}} = 0,36 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$$

$$k_{д(12/12)} = \frac{1}{\frac{1}{9} + \frac{1}{9} + \frac{0,08}{0,039}} = 0,44 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$$

Будівельно-ізоляційні конструкції стелі холодильних камер наведено в таблиці 3.3.:

Таблиця 3.3.

Стеля камер	δ м	λ Вт/мК
1. Сендвіч панель на основі ППУ	-	0,039

Знаходимо потрібну товщину ізоляційного шару [3]:

$$\delta_{із} = \lambda_{із} \times \left[\frac{1}{k_o^{тр}} - \left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_v} \right) \right]$$

$$\delta_{із(2)} = 0,039 \times \left[\frac{1}{0,44} - \left(\frac{1}{23} + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,091 \text{ м}$$

Приймаємо дійсне значення товщини теплоізоляції $\delta_{ізд}$, округлюючи розрахункове значення $\delta_{із}$ в бік зростання. Всі дані зводимо в таблицю 3.4.

Робимо перерахунок коефіцієнта теплопередачі, і він уже буде дійсним:

$$k_{д(2)} = \frac{1}{\frac{1}{23} + \frac{1}{9} + \frac{0,1}{0,039}} = 0,37 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$$

Для зовнішній стін, перегородок та стелі камер буде використовуватися сендвіч панель з товщиною 100 мм (Див. Таблиця 3.1.).

4. Розрахунок теплонадходжень до охолоджуваних приміщень

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

4.1. Розрахунок теплопритоків від зовнішнього повітря та приміщень з більшою температурою.

Через огороження (стіни, підлога, покриття), теплота надходить від навколишнього середовища шляхом теплопередачі за рахунок різниці температур зовні та в камері і в результаті дії сонячної радіації.

4.1.1. Розраховуємо теплопритоки від зовнішнього повітря та приміщень з більшою температурою(9.2[2]):

$$Q_1 = Q_{1т} + Q_{1п} + Q_{1с}$$

де $Q_{1т}$ – теплоприток через стіни,перегородки та стелю

$Q_{1п}$ – теплоприток через підлогу,

$Q_{1с}$ – теплоприток від сонячної радіації,

					КР.142.008.021.РПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Розрахунок теплонадходжень до охолоджуваних приміщень		
Розроб.		Осадчий Д.М.					
Перевір.		Мирошник М.М.					
Н. контр.							
Затверд.		Петренко В.П.			ХМ – 4 – 4		
					Літ.	Арк.	Аркушів
						15	64

4.1.2. Теплонадходження через стіни, перегородки та перекриття(9.3[2]):

$$Q_{1т} = k_d F \cdot (t_n - t_b) \cdot 10^{-3}$$

Площа 1080

$$Q_{1т} = 0,370 \cdot 1080 \cdot (22 - 0) = 8,79$$

де k_d – дійсний коефіцієнт теплопередачі через огорожу,

F – розрахункова площа поверхні огорожі,

t_n – розрахункова літня температура повітря зовнішнього боку огорожі,

t_b – розрахункова температура повітря всередині охолоджуючої камери.

4.1.3. Розраховуємо теплонадходження через підлогу(9.4[2]):

$$Q_{1п} = k_d \cdot F \cdot (t_r - t_b) \cdot 10^{-3}$$

де t_r – середня температура гріючого пристрою для нагріву ґрунту

(приймаємо $t_r = 1^\circ\text{C}$)

для підлоги без нагріву(9.5[2])

$$Q_{1п} = \sum k_{\text{умов}} \cdot F \cdot (t_n - t_b) \cdot m \cdot 10^{-3}$$

де $k_{\text{умов}}$ умовний коефіцієнт теплопередачі відповідної зони підлоги.

$$m = \frac{1}{1 + 1.25 \cdot (\sum \frac{\delta_n}{\lambda_n})}$$

де δ_n – товщина окремих шарів підлоги,

λ_n – коефіцієнт теплопровідності окремих шарів підлоги.

$m = 1$ – для неізолюваної підлоги.

4.1.4. Знаходимо теплонадходження від дії сонячної радіації(9.7[2]):

$$Q_{1с} = k_d \cdot F \cdot \Delta t_c \cdot 10^{-3}$$

де Δt_c – надлишкова різниця температур, яка характеризує дію сонячної радіації в літній час

Табл. 4.1.

Назва камери	Назва огороження	К д Вт/м2	L	B	H	F м2	t з С	t в С	Δ t С	Δ t c С	Q 1r Вт	Q 1c Вт	Q 1 Вт
Зберігання яблук	Пр(зор)	0,370	36	-	7,5	270	22	0	22	0	2197	0	2197
	Зм(зор)	0,370	30	-	7,5	225	22	0	22	4,7	1831	391	2222
	Пл(перег)	0,360	36	-	7,5	270	8	0	8	0	777	0	777
	Сх(перег)	0,370	30	-	7,5	225	0	0	0	0	0	0	0
	Підлога	0,410	36	30	-	1080	12	0	12	0	5316	0	5316
	Покриття	0,390	36	30	-	1080	21	0	21	17,7	8845	7455	16300
Всього											18966	7846	26812

Назва камери	Назва огороження	К д Вт/м2	L	B	H	F м2	t з С	t в С	Δ t С	Δ t c С	Q 1r Вт	Q 1c Вт	Q 1 Вт
Зберігання ананасів	Пр(зор)	0,370	36	-	7,5	270	0	8	8	0	-799	0	-799
	Зм(зор)	0,370	24	-	7,5	180	22	8	14	4,7	932	313	1245
	Пл(перег)	0,360	36	-	7,5	270	22	8	14	3,2	1360	311	1671
	Сх(перег)	0,370	24	-	7,5	180	8	8	0	0	0	0	0
	Підлога	0,410	36	24	-	864	12	8	4	0	1416	0	1416
	Покриття	0,390	36	24	-	864	21	8	13	17,7	4380	5964	10344
Всього											7289	6588	13877

Назва камери	Назва огороження	К д Вт/м2	L	B	H	F м2	t з С	t в С	Δ t С	Δ t c С	Q 1r Вт	Q 1c Вт	Q 1 Вт
Зберігання ківі	Пр(зор)	0,370	30	-	7,5	225	22	0	22	0	1831	0	1831
	Зм(зор)	0,360	30	-	7,5	225	0	0	0	0	0	0	0
	Пл(перег)	0,440	30	-	7,5	225	8	0	8	0	792	0	792
	Сх(перег)	0,370	30	-	7,5	225	22	0	22	3,9	1831	324	2155
	Підлога	0,410	30	30	-	900	12	0	12	0	4428	0	4428
	Покриття	0,390	30	30	-	900	21	0	21	17,7	7371	6212	13583
Всього											16253	6536	22789

Назва камери	Назва огороження	К д Вт/м2	L	B	H	F м2	t з С	t в С	Δ t С	Δ t c С	Q 1r Вт	Q 1c Вт	Q 1 Вт
Зберігання бананів	Пр(зор)	0,440	30	-	7,5	225	0	8	-8	0	-792	0	-792
	Зм(зор)	0,370	24	-	7,5	180	8	8	0	0	0	0	0
	Пл(перег)	0,370	30	-	7,5	225	22	8	14	3,2	1165	266	1431
	Сх(перег)	0,370	24	-	7,5	180	22	8	14	3,9	932	259	1191
	Підлога	0,410	30	24	-	720	12	8	4	0	1180	0	1180
	Покриття	0,390	30	24	-	720	21	8	13	17,7	3650	4970	8620
Всього											6135	5495	11630

4.2. Розрахунок теплонадходжень при термічній обробці продуктів.

4.2.1. Розраховуємо теплонадходження при термічній обробці продуктів за формулою:

$$Q_2 = Q_{2\text{пр}} + Q_{2\text{п}} + Q_{2\text{т}}$$

4.2.2. Знаходимо теплонадходження при доохолоджуванні продуктів за формулою(9.8[2]):

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

де $M_{\text{пр}}$ – денне поступання продукту в одну камеру,

Δi – різниця ентальпій при початковій і кінцевій температурах.

4.2.3. Знаходимо теплонадходження від продуктів при холодильній обробці в камерах зберігання і заморозки за формулою(9.9[2]):

$$Q_{2\text{п}} = 1,3 \cdot M_{\text{пр}} \cdot \Delta i \cdot \frac{10^3}{\tau_{\text{обр}} \cdot 3600}$$

де $\tau_{\text{обр}}$ – термін холодильної обробки.

4.2.4. Знаходимо теплонадходження від тари за формулою(9.11[2]):

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

де $M_{\text{т}}$ – добове поступання тари,

$c_{\text{т}}$ – теплоємність тари,

t_1 і t_2 – початкова і кінцева температури тари.

Табл. 4.2.

Назва камери	T _{кам} С	M _д т/доб	M _л т/доб	T _п С	T _к С	I _п кДж/кг	I _к кДж/кг	C _т кДж/кг	τ год		Q _{2п} Вт	Q _{2г} Вт	Q ₂ Вт
Зберігання яблук	0	100	20	2	0	287	274	1,5	24	11,57	19560	694	20254
Зберігання ківі	0	50	10	2	0	328	317	1,5	24	11,57	8275	347	8622
Зберігання ананасів	8	100	20	10	8	287	274	1,5	24	11,57	19560	694	20254
Зберігання бананів	8	50	10	10	8	328	317	1,5	24	11,57	8275	347	8622

4.3. Розрахунок експлуатаційних теплонадходжень.

4.3.1. Розраховуємо експлуатаційні теплонадходження за формулою:

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

де q_1 – теплонадходження від освітлення,

q_2 – теплонадходження від людей,

q_3 – теплонадходження від працюючих електродвигунів,

q_4 – теплонадходження від відкривання дверей.

4.3.2. Знаходимо теплонадходження від освітлення за формулою(9.13[2]):

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

де A – теплота, яку виділяють джерела освітлення за одиницю часу на 1м² площі підлоги; приймаємо $A=2,3$ Вт/м²

F – площа камери.

4.3.3. Знаходим теплонадходження від перебування людей за формулою(9.14[2]):

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

де n – число людей, працюючих в приміщенні.

4.3.4. Знаходим теплонадходження від працюючих електродвигунів за формулою(9.16[2]):

$$q_3 = N_e \cdot \eta_e$$

N_e – сумарна потужність всіх електродвигунів,

де η_e – ККД електродвигуна.

4.3.5. Знаходим теплонадходження від відкривання дверей за формулою(9.17[2]):

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

де K – питомий теплонадходження від відкривання дверей,

F – площа камери.

Табл. 4.3.

Назва камери	V кам м3	a об/доб	p кг/м3	т дб	M пов кг/с	i з кДж/кг	i в кДж/кг	Δi кДж/кг	Q3 Вт
Зберігання яблук	8100	3	1,29	24	0,36281	67	8,5	58,5	21224
Зберігання ківі	6480	3	1,29	24	0,29025	67	8,5	58,5	16980
Зберігання ананасів	6750	3	1,29	24	0,30234	67	8,5	58,5	17686
Зберігання бананів	5400	3	1,29	24	0,241875	67	8,5	58,5	14150

Назва камери	F д м3	A Вт/м2	q 1 Вт	n гол	q 2 Вт	N ед кВт	q 3 Вт	K Вт/м2	q 4 Вт	Q4 Вт
Зберігання яблук	1080	2,3	2484	3	1050	6	6000	5	5421	14955
Зберігання ківі	900	2,3	2070	3	1050	6	6000	5	4500	13620
Зберігання ананасів	864	2,3	1987	3	1050	6	6000	5	4320	13357
Зберігання бананів	720	2,3	1656	3	1050	6	6000	5	3600	12306

4.4. Загальна кількість теплоти, що надходить в охолоджуване приміщення холодильника:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_4$$

де Q_1, Q_2, Q_4 – надходження теплоти відповідно через огорожувальні будівельні конструкції; від продуктів при холодильному оброблені; теплонадходження, пов'язані з експлуатацією камери;

Табл. 4.4.

Назва камери	$E_{кл}$ т	$t_{п}$ С	$q_{п}$ Вт/т	$t_{зб}$ С	$q_{зб}$ Вт/т	Q_5 Вт
Зберігання яблук	1580	2	21	0	14	23226
Зберігання ківі	600	2	25	0	18	11220
Зберігання ананасів	1550	10	41	8	22	37045
Зберігання бананів	470	10	41	8	18	9541

Назва камери	$t_{кам}$ С	Q 1, Вт		Q 2, Вт		Q 3, Вт		Q 4, Вт		Q 5, Вт		Q , Вт	
		Обл.	КМ	Обл.	КМ	Обл.	КМ	Обл.	КМ	Обл.	КМ	Обл.	КМ
Зберігання яблук	0	26812	24131	20254	12152	21224	21224	14955	11216	23226	23226	106471	91949
Зберігання ківі	0	22789	20510	8622	5173	16980	16980	13620	10215	11220	11220	73231	64098
Зберігання ананасів	8	13877	12489	20254	12152	17686	17686	13357	10017	37045	37045	102219	89389
Зберігання бананів	8	11630	10467	8622	5173	14150	14150	12306	9229	9541	9541	56249	48560
Всього													293996

Для розрахунку зимового періоду проводимо аналогічні розрахунки.

5. Визначення навантаження на обладнання камер та компресор

Навантаження на компресор $Q_{\text{км}}$ складається із усіх видів теплонадходжень, але в ряді випадків їх можна враховувати не повністю, а частково, в залежності від типу та призначення холодильника.

Навантаження на компресор розраховуємо по наближеному методу рекомендованому для холодильників з великою кількістю камер (споживачів холоду).

Навантаження на компресор від теплонадходжень через огорожу приймають:

$$Q_{1\text{км}} = 0,9 \times Q_1$$

Навантаження на компресор від термічної обробки продуктів приймають:

$$Q_{2\text{км}} = 0,6 \times Q_2$$

Навантаження на компресор від експлуатаційних теплонадходжень приймають:

$$Q_{4\text{км}} = 0,75 \times Q_4 - \text{для всіх камер, Вт.}$$

Навантаження на компресор визначаю за формулою:

$$Q = k \cdot \frac{\sum Q}{b}$$

Загальна кількість теплоти, що надходить в охолоджувані приміщення холодильника для зберігання яблук:

$$Q = \sum Q_1 + \sum Q_2 + \sum Q_3 + \sum Q_4 + \sum Q_5 = 106,4 \text{ кВт}$$

Визначимо сумарне навантаження на компресор:

					КР.142.008.021.РПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Визначення навантаження на обладнання камер та компресор			
Розроб.		Осадчий Д.М.						
Перевір.		Мирошник М.М.						
Н. контр.								
Затверд.		Петренко В.П.			ХМ – 4 – 4			
					Літ.	Арк.	Аркушів	
						22	64	

Навантаження на КМ, що працює при температурі кипіння $t_0 = -10^\circ\text{C}$

$$\begin{aligned}\Sigma Q_2 &= \Sigma Q_1 + 0,5\Sigma Q_2 + \Sigma Q_3 + 0,75 \cdot \Sigma Q_4 + \Sigma Q_5 \\ &= 0,9 \cdot 26,8 + 0,6 \cdot 20,2 + 21,2 + 14,9 \cdot 0,75 + 23,2 = 91,9 \text{ кВт}\end{aligned}$$

Теоретична холодопродуктивність компресорів:

$$Q_0 = \frac{k \cdot \Sigma Q_{\text{КМ}}}{b}, \text{ Вт}$$

де k – коефіцієнт, що враховує втрати в трубопроводах та апаратах холодильної установки; $\Sigma Q_{\text{КМ}}$ – сумарне навантаження на компресори;

b - коефіцієнт робочого часу аміачних холодильних установок.

$$Q_0 = \frac{k \cdot \Sigma Q_{\text{КМ}}}{b} = \frac{1,05 \cdot 91,9}{0,8} = 120,6 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти, що надходить в охолоджувані приміщення холодильника для зберігання ківі:

$$Q = \Sigma Q_1 + \Sigma Q_2 + \Sigma Q_3 + \Sigma Q_4 + \Sigma Q_5 = 73,21 \text{ кВт}$$

Визначимо сумарне навантаження на компресор:

Навантаження на КМ, що працює при температурі кипіння $t_0 = -10^\circ\text{C}$

$$\begin{aligned}\Sigma Q_2 &= \Sigma Q_1 + 0,5\Sigma Q_2 + \Sigma Q_3 + 0,75 \cdot \Sigma Q_4 + \Sigma Q_5 \\ &= 0,9 \cdot 20,5 + 0,6 \cdot 5,1 + 16,9 + 10,2 \cdot 0,75 + 11,2 = 64,9 \text{ кВт}\end{aligned}$$

$$Q_0 = \frac{k \cdot \Sigma Q_{\text{КМ}}}{b} = \frac{1,05 \cdot 64,9}{0,8} = 85,1 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти, що надходить в охолоджувані приміщення холодильника для зберігання ананасів:

$$Q = \Sigma Q_1 + \Sigma Q_2 + \Sigma Q_3 + \Sigma Q_4 + \Sigma Q_5 = 102,2 \text{ кВт}$$

Визначимо сумарне навантаження на компресор:

Навантаження на КМ, що працює при температурі кипіння $t_0 = 0^\circ\text{C}$

$$\begin{aligned}\Sigma Q_{12} &= \Sigma Q_1 + 0,5\Sigma Q_2 + \Sigma Q_3 + 0,75 \cdot \Sigma Q_4 + \Sigma Q_5 \\ &= 0,9 \cdot 12,4 + 0,6 \cdot 12,1 + 17,6 + 10 \cdot 0,75 + 37,04 = 89,3 \text{ кВт}\end{aligned}$$

					КР.142.008.021.РПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		23

$$Q_0 = \frac{k \cdot \Sigma Q_{\text{KM}}}{b} = \frac{1.05 \cdot 89,3}{0.8} = 117,2 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти, що надходить в охолоджувані приміщення холодильника для зберігання бананів:

$$Q = \Sigma Q_1 + \Sigma Q_2 + \Sigma Q_3 + \Sigma Q_4 + \Sigma Q_5 = 56,2 \text{ кВт}$$

Визначимо сумарне навантаження на компресор:

Навантаження на КМ, що працює при температурі кипіння $t_o = 0^\circ\text{C}$

$$\begin{aligned} \Sigma Q_{12} &= \Sigma Q_1 + 0,5 \Sigma Q_2 + \Sigma Q_3 + 0,75 \cdot \Sigma Q_4 + \Sigma Q_5 \\ &= 0,9 \cdot 10,4 + 0,6 \cdot 5,1 + 14,1 + 9,2 \cdot 0,75 + 9,5 = 48,5 \text{ кВт} \end{aligned}$$

$$Q_0 = \frac{k \cdot \Sigma Q_{\text{KM}}}{b} = \frac{1.05 \cdot 48,5}{0.8} = 63,6 \text{ кВт}$$

6. Вибір розрахункового робочого режиму. Вибір компресорів.

6.1 Вибір розрахункового робочого режиму

В якості холодоагенту використовуємо хладон R404a.

Температуру кипіння приймаємо залежно від температури повітря в холодильній камері та способу охолодження.

Температура кипіння холодоагенту визначається ([1] с.71):

$$t_o = t_{\text{кам}} - \Delta t, \text{ } ^\circ\text{C};$$

де $t_{\text{кам}}$ – температура в холодильній камері, $^\circ\text{C}$;

Δt – температурний напір, $\Delta t = 5 \dots 10 \text{ } ^\circ\text{C}$ ([1] с.71).

Камера зберігання яблук:

Температура повітря в камері - $t_{\text{кам}} = +0^\circ\text{C}$.

Приймаємо $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

$$t_o = 0 - 10 = -10^\circ\text{C}$$

Камера зберігання ківі:

Температура повітря в камері - $t_{\text{кам}} = +0^\circ\text{C}$.

Приймаємо $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

$$t_o = 0 - 10 = -10^\circ\text{C}$$

Камера зберігання ананасів:

Температура повітря в камері - $t_{\text{кам}} = +8^\circ\text{C}$.

Приймаємо $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

$$t_o = 8 - 10 = -2^\circ\text{C}$$

					КР.142.008.021.РПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Вибір розрахункового режиму. Вибір компресорів			
Розроб.		Осадчий Д.М.						
Перевір.		Мирошник М.М.						
Н. контр.								
Затверд.		Петренко В.П.			ХМ – 4 – 4			
					Літ.	Арк.	Аркушів	
						25	64	

Камера зберігання бананів:

Температура повітря в камері - $t_{\text{кам}} = +8^{\circ}\text{C}$.

Приймаємо $\Delta t = 10^{\circ}\text{C}$.

$$t_o = 8 - 10 = -2^{\circ}\text{C}$$

Для забезпечення потрібних даних температурних режимів будуть працювати чотири КМ-КД блоки. Два на температуру кипіння $t_o = -10^{\circ}\text{C}$, та на $t_o = -2^{\circ}\text{C}$. Тепловий розрахунок рахуємо для двох температурних режимів.

6.2 Визначення температури конденсації холодоагенту

Обираємо повітряний тип конденсатора.

При охолодженні конденсатора повітрям ([1] стор. 72):

$$t_k = t_{\text{зовн}} + (10 \dots 12)^{\circ}\text{C}$$

де $t_{\text{зовн}}$ – температура навколишнього середовища, $^{\circ}\text{C}$;

t_{w1} – температура води на вході в конденсатор, $^{\circ}\text{C}$;

Для Шацьк при $t_{\text{зовн.}} = 22^{\circ}\text{C}$;

$$t_k = 22 + 10 = 32^{\circ}\text{C}$$

Відповідно тиск конденсації становитиме $P_k = 11,5$ бар.

Для хладонових компресорів температура всмоктування визначається ([1] с.72):

$$t_{\text{вс}} = t_o + 10^{\circ}\text{C} ;$$

$$t_{\text{вс}} = -10 + 10 = 0^{\circ}\text{C}$$

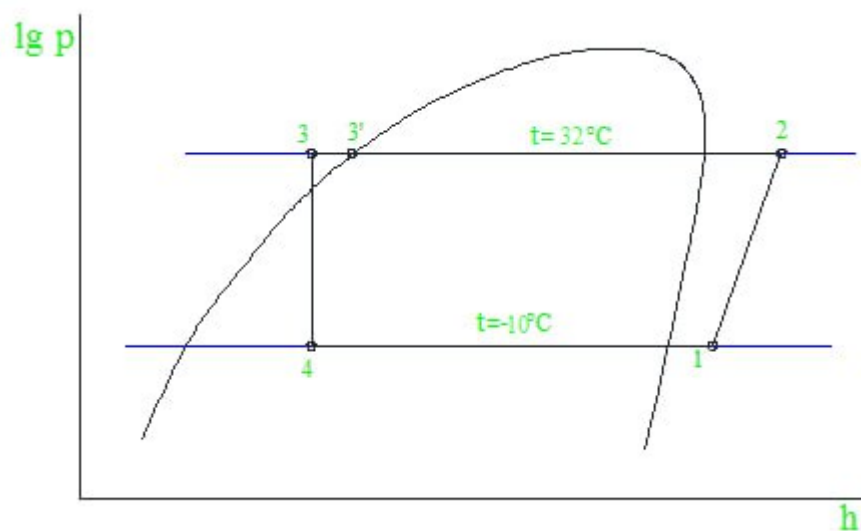
6.3 Вибір схеми та побудова циклу

Приймаємо схему одноступеневої установки з однією температурою кипіння. Схеми установок наведена на рис. 6.1.

Будуємо цикл в $\lg P - i$ діаграмі для R404a . Значення параметрів х.а. у вузлових точках циклу заносимо до табл. 6.1

					КР.142.008.021.РПЗ	Аржун
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		26

Перша ХУ (яблука та ківі)



Друга ХУ (для ананаси та банани)

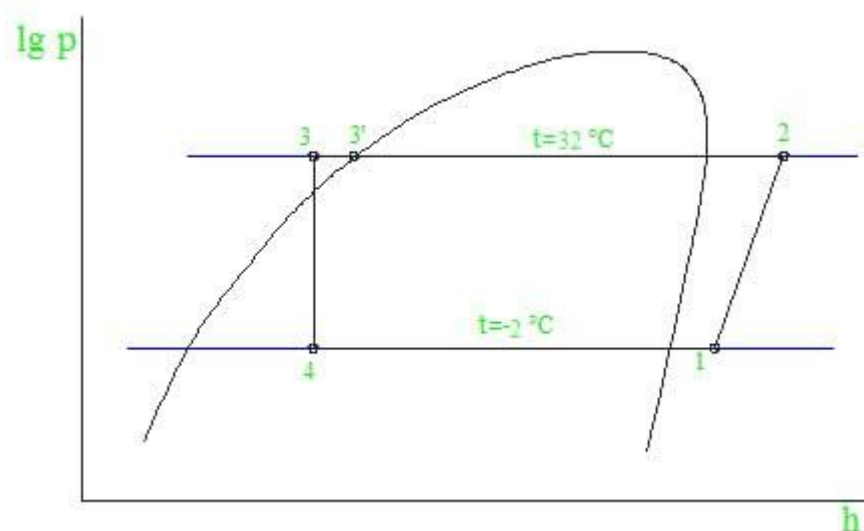


Рис 6.1. Схема та діаграма холодильних установок

Табл. 6.1.

Перша ХУ

№ точки	$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{бар}$	$v, \text{м}^3 / \text{кг}$	$i, \text{кДж} / \text{кг}$
1	0	4,3	0,048	370
2	57,3	19,5	0,01	402
3	38	19,5	-	259
4	-10	4,3	-	259

Друга ХУ

№ точки	$t, ^\circ\text{C}$	P, бар	$v, \text{м}^3 / \text{кг}$	$i, \text{кДж} / \text{кг}$
1	8	5,5	0,038	376
2	56	19,5	0,01	401
3	38	19,5	-	259
4	-2	5,5	-	259

6.4 Тепловий розрахунок холодильної машини.

Задачами теплового розрахунку холодильної машини являється: визначення потрібної об'ємної продуктивності компресора; підбір компресора; визначення споживаної потужності; визначення теплового навантаження на конденсатор.

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

Питома масова холодопродуктивність $t_{0_1} = 0 ^\circ\text{C}$:

$$q_{01} = i_1 - i_4 = 370 - 259 = 111 \text{ кДж/кг}$$

Питома масова холодопродуктивність $t_{0_2} = 8 ^\circ\text{C}$:

$$q_{02} = i_1 - i_4 = 376 - 259 = 119 \text{ кДж/кг}$$

Питоме теплове навантаження конденсатора:

$$q_{к1} = i_2 - i_3 = 402 - 259 = 143 \text{ кДж/кг}$$

$$q_{к1} = i_2 - i_3 = 401 - 259 = 142 \text{ кДж/кг}$$

Питома теоретична робота стискання в компресорі:

$$l_{T1} = i_2 - i_1 = 402 - 371 = 31 \text{ кДж/кг}$$

$$l_{T1} = i_2 - i_1 = 401 - 376 = 25 \text{ кДж/кг}$$

Масова витрата циркулюючого холодильного агенту:

$$M_{T1} = \frac{Q_{01}}{q_{01}} = \frac{120,6}{111} = 1,08 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$M_{T2} = \frac{Q_{02}}{q_{02}} = \frac{85,1}{111} = 0,76 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$M_{T3} = \frac{Q_{03}}{q_{03}} = \frac{117,2}{119} = 1,05 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$M_{T4} = \frac{Q_{04}}{q_{04}} = \frac{63,6}{119} = 0,57 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Для визначення потрібної об'ємної продуктивності компресора знайдемо коефіцієнти подачі λ .

$$\lambda = \lambda_i \times \lambda_w.$$

Індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі.

Для КМ1

$$\lambda_{i1} = \frac{P_{np} - \Delta P_{ec}}{P_{np}} - c \times \left[\left(\frac{P_k + \Delta P_n}{P_{np}} \right)^{1/n} - \frac{(P_{np} - \Delta P_{ec})}{P_{np}} \right];$$

$c=0,03$ – відносний мертвий простір;

$n=1$ – показник політропи;

$\Delta P_{ec} = 10 \text{ кПа}$ - депресія на всмоктуванні;

$\Delta P_{наг} = 10 \text{ кПа}$ - депресія на нагнітанні;

$P_{np} = 464 \text{ кПа}$

$P_k = 1950 \text{ кПа}$

$$\lambda_{i1} = \frac{464-10}{464} - 0,03 * \left(\frac{1950+10}{464} - \frac{464-10}{464} \right) = 0,88$$

$$\lambda_{i1} = \frac{T_{np}}{T_k} = \frac{273 - 10}{273 + 32} = 0,86$$

$$\lambda_{i1} = 0,88 * 0,86 = 0,75$$

Для КМ2

$$\lambda_{i1} = \frac{P_{np} - \Delta P_{ec}}{P_{np}} - c \times \left[\left(\frac{P_k + \Delta P_n}{P_{np}} \right)^{\frac{1}{n}} - \frac{(P_{np} - \Delta P_{ec})}{P_{np}} \right];$$

$c=0,03$ – відносний мертвий простір;

$n=1$ – показник політропи;

$\Delta P_{ec} = 10 \text{ кПа}$ - депресія на всмоктуванні;

$\Delta P_{naz} = 10 \text{ кПа}$ - депресія на нагнітанні;

$P_{np} = 550 \text{ кПа}$

$P_k = 1950 \text{ кПа}$

$$\lambda_{i1} = \frac{550-10}{550} - 0,03 * \left(\frac{1950+10}{550} - \frac{550-10}{550} \right) = 0,92$$

$$\lambda_{i1} = \frac{T_{np}}{T_k} = \frac{273 - 2}{273 + 32} = 0,88$$

$$\lambda_{i1} = 0,92 * 0,88 = 0,8$$

6.5 Розрахунок компресора для камер яблук та ківі.

1) Теоретичний об'єм всмоктування:

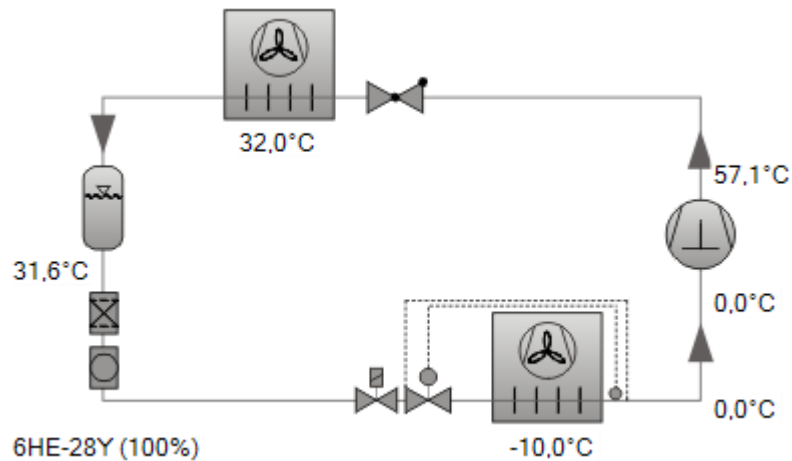
$$V_T = M_{T1} * v_1 = 1,08 * 0.048 = 0.051 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Для заданого холодильного агента за отриманими значеннями теоретичної подачі (V_m), електричної та ефективної потужності вибираємо компресор, об'ємна подача яких V_T на $20 \div 40\%$ більша за необхідну, що забезпечує роботу компресора з коефіцієнтом робочого часу $b = 0,8 \div 0,6$.

Обираємо два компресори bitzer 6HE-25Y об'ємною подачею:

$$V_T = 220 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} = 0.061 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

					КР.142.008.021.РПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		30



Технічні Дані

Робочий об'єм (1450 об/хв 50 Гц)	110,5 м³/год
Робочий об'єм (1750 об/хв 60 Гц)	133,4 м³/год
Кількість циліндрів x діаметр x хід	6 x 70 мм x 55 мм
вага	233 кг
Макс. тиск (LP/HP)	19 / 32 бар
Підключення всмоктуючої лінії	54 мм - 2 1/8"
Підключення напірної лінії	35 мм - 1 3/8"
Тип масла R134a/R407C/R404A/R507A/R407A/R407F	BSE32 (стандарт) R134a tc>70°C: BSE55 (опція)
Тип масла R22 (R12/R502)	B5.2 (опція)
Тип масла R1234yf	BSE32 (стандарт) R1234yf tc>70°C: BSE55 (опція)
Тип масла R1234ze	BSE55 (стандарт) до>15°C: BSE85K (опція) tc>70°C: BSE85K (опція)
Тип масла R454C/R455A	BSE32 (стандарт)
Тип масла R515B	BSE55 (стандарт) до>15°C: BSE85K (опція) tc>70°C: BSE85K (опція)

Моторні Дані

Моторна версія	2
Напруга двигуна (більше за запитом)	380-420 В PW-3-50 Гц
Макс. робочий струм	53,2 А
Коефіцієнт намотування	50/50
Пусковий струм (ротор заблокований)	141,0 АY / 233,0 АYY
Макс. вхідна потужність	33,0 кВт

1) Дійсна масова витрата:

$$M_{d1} = \lambda_1 * \frac{V_{m1}}{v_i} = 0.75 * \frac{0.061}{0.048} = 0,95 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

2) Сумарна теоретична потужність:

$$N_{m1} = M_{d1} * l_{T1} = 0,95 * 31 = 30 \text{ кВт}$$

3) Дійсна холодопродуктивність:

$$Q_{01д} = q_{01} * M_{д1} = 111 * 0,95 = 105,45 \text{ кВт}$$

4) Об'єм, що описується поршнем:

$$V_{h1} = \frac{V_{d1}}{\lambda_1} = \frac{0.061}{0.75} = 0.081 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

5) Індикаторний ККД:

$$\eta_i = \lambda_{w1} + b \times t_{np};$$

$$b=0,001;$$

$$\eta_{i1} = 0.84 + 0.001 * (-10) = 0.83$$

6) Індикаторна потужність компресора:

$$N_{i1} = \frac{N_{t1}}{\eta_{i1}} = \frac{42}{0.848} = 49,5 \text{ кВт}$$

7) Потужність тертя:

$$N_{тр1} = V_{h1} * P_{тр} = 0,078 * 60 = 4,68 \text{ кВт}$$

8) Ефективна потужність:

$$N_{в1} = N_{i1} + N_{тр1} = 49,5 + 4,68 = 54,18 \text{ кВт}$$

9) Електрична потужність:

$$N_{ел1} = \frac{N_{в1}}{\eta_{ел} * \eta_{еф}} = \frac{54,18}{0.9 * 0,7} = 86 \text{ кВт}$$

Номінально на кожному компресорі стоїть двигун потужністю 42 кВт.

Через те, що для компресорів на камери зберігання яблук та ківі майже однакове навантаження приймаємо для камери з ківі такі самі компресори як і для яблук.

6.6 Розрахунок компресора для ананасів та бананів.

Теоретичний об'єм всмоктування:

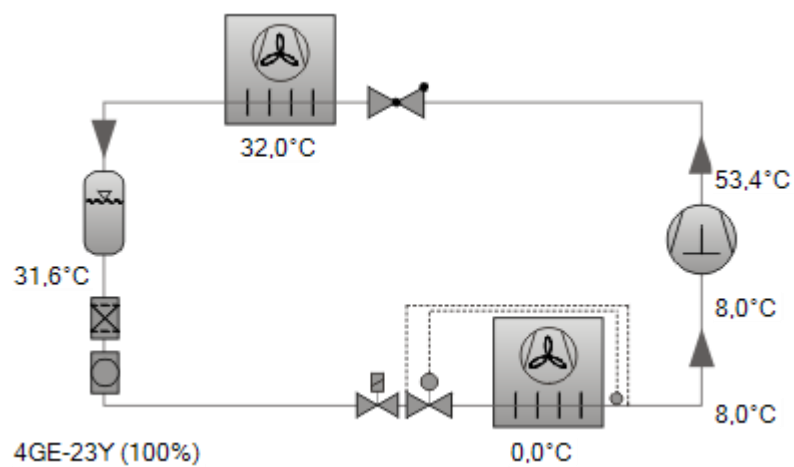
$$V_T = M_{T1} * v_1 = 1,05 * 0.038 = 0.039 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

					КР.142.008.021.РПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		32

Для заданого холодильного агента за отриманими значеннями теоретичної подачі (V_m), електричної та ефективної потужності вибираємо компресор, об'ємна подача яких V_T на 20 ÷ 40 % більша за необхідну, що забезпечує роботу компресора з коефіцієнтом робочого часу $b = 0,8 \div 0,6$.

Обираємо два компресори bitzer 4GE-23Y об'ємною подачею:

$$V_T = 166 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} = 0,046 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$



Технічні Дані

Робочий об'єм (1450 об/хв 50 Гц)	84,5 м³/год
Робочий об'єм (1750 об/хв 60 Гц)	101,98 м³/год
Кількість циліндрів x діаметр x хід	4 x 75 мм x 55 мм
вага	196 кг
Макс. тиск (LP/HP)	19 / 32 бар
Підключення всмоктувальної лінії	54 мм - 2 1/8"
Підключення напірної лінії	28 мм - 1 1/8"
Тип масла R134a/R407C/R404A/R507A/R407A/R407F	BSE32 (стандарт) R134a tc>70°C: BSE55 (опція)
Тип масла R22 (R12/R502)	B5.2 (опція)
Тип масла R1234yf	BSE32 (стандарт) R1234yf tc>70°C: BSE55 (опція)
Тип масла R1234ze	BSE55 (стандарт) до>15°C: BSE85K (опція) tc>70°C: BSE85K (опція)
Тип масла R454C/R455A	BSE32 (стандарт)
Тип масла R515B	BSE55 (стандарт) до>15°C: BSE85K (опція) tc>70°C: BSE85K (опція)

Моторні Дані

Моторна версія	2
Напруга двигуна (більше за запитом)	380-420 В РW-3-50 Гц
Макс. робочий струм	43,9 А
Коефіцієнт намотування	50/50
Пусковий струм (ротор заблокований)	97,0 АУ / 158,0 АУУ
Макс. вхідна потужність	27,0 кВт

1) Дійсна масова витрата:

$$M_{d1} = \lambda_1 * \frac{V_{m1}}{v_i} = 0.8 * \frac{0.046}{0.038} = 0.96 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

2) Сумарна теоретична потужність:

$$N_{m1} = M_{d1} * l_{T1} = 0.96 * 25 = 24 \text{ кВт}$$

3) Дійсна холодопродуктивність:

$$Q_{01d} = q_{01} * M_{d1} = 119 * 0,96 = 114,2 \text{ кВт}$$

4) Об'єм, що описується поршнем:

$$V_{h1} = \frac{V_{d1}}{\lambda_1} = \frac{0.046}{0.8} = 0.057 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

15) Індикаторний ККД:

$$\eta_i = \lambda_{w1} + b \times t_{np};$$

$$b=0,001;$$

$$\eta_{i1} = 0.84 + 0.001 * (-10) = 0.848$$

16) Індикаторна потужність компресора:

$$N_{i1} = \frac{N_{t1}}{\eta_{i1}} = \frac{24}{0.848} = 28,3 \text{ кВт}$$

17) Потужність тертя:

$$N_{тр1} = V_{h1} * P_{тр} = 0,057 * 60 = 3,42 \text{ кВт}$$

18) Ефективна потужність:

$$N_{в1} = N_{i1} + N_{тр1} = 28,3 + 3,42 = 31,72 \text{ кВт}$$

19) Електрична потужність:

$$N_{ел1} = \frac{N_{в1}}{\eta_{ел} * \eta_{еф}} = \frac{31,72}{0.9 * 0,7} = 50 \text{ кВт}$$

Номінально на кожному компресорі стоїть двигун потужністю 25 кВт.

Через те, що для компресорів на камери зберігання ананасів та бананів майже однакове навантаження приймаємо для камери з ананасами такі самі компресори як і для бананів.

					КР.142.008.021.РПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		35

7. Розрахунок та підбір теплообмінних апаратів.

7.1 Підбір камерного обладнання.

В якості випарників в холодильних камерах використовуємо повітроохолоджувачі.

Площа теплообмінної поверхні випарників визначається (11.25 [1]):

$$F = Q_{об} / (k \Delta t) , \text{ м}^2$$

де $Q_{об}$ – теплове навантаження на камерне обладнання, Вт (розділ5);

k – коефіцієнт теплопередачі , Вт/м²К;

В проекті будуть використані повітроохолоджувачі “Guntner ”.
Коефіцієнт теплопередачі повітроохолоджувачів “ Guntner ” –

$$k = 30...40 \text{ Вт/м}^2\text{К.}$$

Δt – різниця між температурами в камері та кипіння хладону, °С.

Камера №1. Приміщення Яблук ($t_{\text{кам}} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$)

Сумарна розрахункова площа теплообмінної поверхні повітроохолоджувачів становить:

$$F_{\text{по}} = 120000 / (40 \cdot 10) = 300 \text{ м}^2$$

За розрахованою площею теплообмінної поверхні вибираємо два підвісний кубічний повітроохолоджувач Guntner GACC RX 050.2/2-70.E-2225298P.

Теплообмінна площа повітроохолоджувачів становить $80,6 \text{ м}^2 \times 4 = 322,4 \text{ м}^2$.

					КР.142.008.021.РПЗ					
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Розрахунок та підбір теплообмінних апаратів			Літ.	Арк.	Аркушів
Розроб.		Осадчий Д.М.								
Перевір.		Мирошник М.М.							36	64
								ХМ – 4 – 4		
Н. контр.										
Затверд.		Петренко В.П.								

Технічна характеристика повітроохолоджувача наведена в табл. 7.1.

Таблиця 7.1

F _{пл.} м ²	Крок ребер, мм	Номинальний тепловий потік (Δt = 8°C), кВт	Об'єм труб, дм ³	Витрата повітря, м ³ /год	Вентилятор		N _{эл} ТЕНів відта- ювання, кВт	Довжина струменя повітря, м
					К-ть x D, мм	N _{эл} , кВт		
80,6	7	23,8	27,9	13360	2 x 400	0.62	24	22

Перевіряємо, чи достатньою є об'ємна подача вентиляторів підібраних повітроохолоджувачів:

$$V_{\text{пов}} = Q_{\text{об}} / [\rho_{\text{пов}} (i_1 - i_2)], \text{ м}^3/\text{с}$$

де $\rho_{\text{пов}}$ – густина повітря, яке виходить з повітроохолоджувача, кг/м³;

i_1, i_2 – ентальпії повітря на вході та на виході з повітроохолоджувача, кДж/кг.

$$V_{\text{пов}} = 120 / [1,28 (10 - 2)] = 11,7 \text{ м}^3/\text{с} \quad (42120 \text{ м}^3/\text{год.})$$

Сумарна об'ємна подача вентиляторів повітроохолоджувачів – 53440 м³/год. > 42120 м³/год., це означає, що встановлених вентиляторів цілком достатньо.

Аналогічно здійснюємо підбір повітроохолоджувачів для решти камер.

Результати розрахунків заносимо до табл. 7.2, а технічні характеристики підібраних повітроохолоджувачів до табл. 7.3.

Таблиця 7.2

№ камери	Призначення	$t_{\text{кам}}$ °C	$Q_{\text{об}}$ кВт	k , Вт/м²К	Δt °C	$F_{\text{до}}$ м²
1	Яблуки	0	120	40	10	300
2	Ківи	0	85	40	10	212,5
3	Ананаси	8	117	40	10	292
4	Банани	8	63,8	40	10	157

Таблиця 7.3

№ камери	Марка і кількість ПО	$F_{\text{до}}$ м²	Крок ребер, мм	Номинальний тепловий потік, кВт	Об'єм труб, дм³	Витрата повітря, м³/год	Вентилятор		$N_{\text{ед}}$ ТЕНів відта- ювання, кВт	Довжина струменя повітря, м
							К-ть х D мм	$N_{\text{ед}}$ кВт		
1	GACC RX 050.2/2-70.E-2225298P	80,6	7	23,8	27,9	13360	2 х 400	0.62	24	22
2	GACC RX 050.2/2-70.E-2225294P	60,5	7	19	21,3	13700	2 х 400	0,62	20	23
3	GACC RX 050.2/2-70.E-2225298P	80,6	7	23,8	27,9	13360	2 х 400	0.62	24	22
4	GACC RX 040.1/3-70.E-1846010P	44,1	7	13,7	15,1	9660	3 х 400	0,45	12	15

Повітроохолоджувачі всіх камер є кубічними. Відтаювання всіх повітроохолоджувачів здійснюється за допомогою ТЕНів.



Испаритель (dx)

GACC RX 050.2/2-70.E-2225298P

Мощность:	23.5 kW ⁽¹⁾	Хладагент:	R507A ⁽²⁾
Резерв поверхности:	0.0 %	Т кипения:	-8.0 °C
Объемн. расход возд.:	13360 m ³ /h	Перегрев:	5.0 K
Скорость воздуха:	2.7 m/s		
Воздух на входе:	0.0 °C	Т конденсации:	35.0 °C
Воздух на выходе:	-4.2 °C	Т переохлаждения:	30.0 °C
Давление воздуха:	1013 mbar		

Вентиляторы (AC): 2 Шт. 3~400V 50HzY/(-)

Технические характеристики вент. узла:

Скор. вращ.: 1390 min-1 / (-)

Мощность (мех./эл.): 0.56 kW/0.75 kW

Уровень звукового давления: 59 dB(A) в 3.0 m⁽³⁾

Уровень звуковой мощности: 81 dB(A)

Струя воздуха: около 22 m⁽⁴⁾Потребл. ток: 1.80 A⁽⁵⁾

Иней: 0.0 mm

ErP: Compliant⁽⁶⁾

Общее потребл. эл. энергии: 1.25 kW

класс энергетич. эффективности: D (2014)

корпус: А10М, порошковое покрытие RAL 9003

трубы: медь⁽⁷⁾Площадь пов-ти: 80.6 m²Оребрение: Алюминий⁽⁷⁾

Объем труб: 27.9 l

Потери давл. в "пауке": 1.2 bar

Шаг оребрения: 7.00 mm

Выход: 42.0 * 1.60 mm

Вес (пустой): 118 kg⁽⁸⁾

Вход: 22.0 mm

Макс. рабочее давление: 32.0 bar

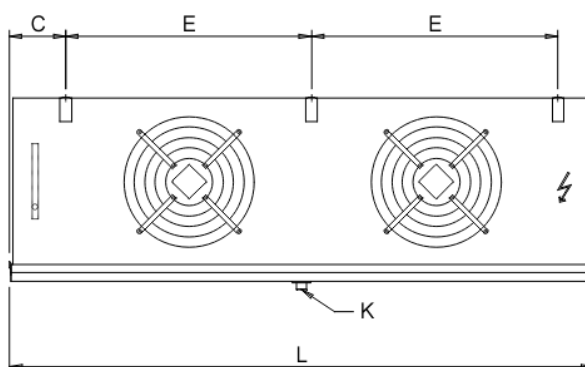
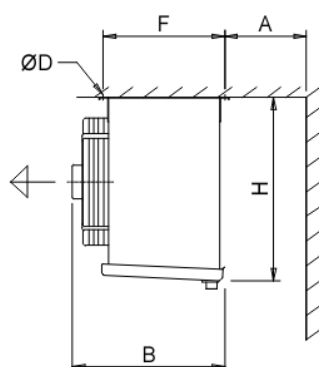
PED classification: Категория I, module A⁽⁹⁾Размеры:⁽⁸⁾

Длина: 2377 mm

Ширина: 623 mm

Высота: 755 mm⁽⁸⁾

кол-во подвесок: 0



File: EMF\GACC2a_UNI.emf

L = 2377 mm

B = 623 mm

H = 755 mm

E = 1000 mm

F = 486 mm

C = 234 mm

A = 550 mm

ØD = 11 mm

K = G1¼"

Для яблук та ананасів

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.008.021.РПЗ

Аржуні

39



Испаритель (dx)

GACC RX 050.2/2-70.E-2225294P

Мощность:	19.0 kW ⁽¹⁾	Хладагент:	R507A ⁽²⁾
Резерв поверхности:	0.2 %	Т кипения:	-8.0 °C
Объемн. расход возд.:	13700 m³/h	Перегрев:	5.0 K
Скорость воздуха:	2.7 m/s		
Воздух на входе:	0.0 °C	Т конденсации:	35.0 °C
Воздух на выходе:	-3.3 °C	Т переохлаждения:	30.0 °C
Давление воздуха:	1013 mbar		

Вентиляторы (AC): 2 Шт. 3~400V 50HzY/(--)

Технические характеристики вент. узла:

Скор. вращ.: 1390 min-1 / (--)

Мощность (мех./эл.): 0.56 kW/0.75 kW

Уровень звукового давления: 59 dB(A) в 3.0 m⁽³⁾

Уровень звуковой мощности: 81 dB(A)

Струя воздуха: около 23 m⁽⁴⁾

Потребл. ток: 1.80 A⁽⁵⁾

Иней: 0.0 mm

ErP: Compliant⁽⁶⁾

Общее потребл. эл. энергии: 1.23 kW

класс энергетич. эффективности: D (2014)

Корпус: AlMg, Порошковое покрытие RAL 9003

Трубы: Медь⁽⁷⁾

Площадь пов-ти: 60.5 m²

Оребрение: Алюминий⁽⁷⁾

Объем труб: 21.3 l

Потери давл. в "пауке": 0.7 bar

Шаг оребрения: 7.00 mm

Выход: 42.0 * 1.60 mm

Вес (пустой): 106 kg⁽⁸⁾

Вход: 22.0 mm

Макс. рабочее давление: 32.0 bar

PED classification: Категория I, module A⁽⁹⁾

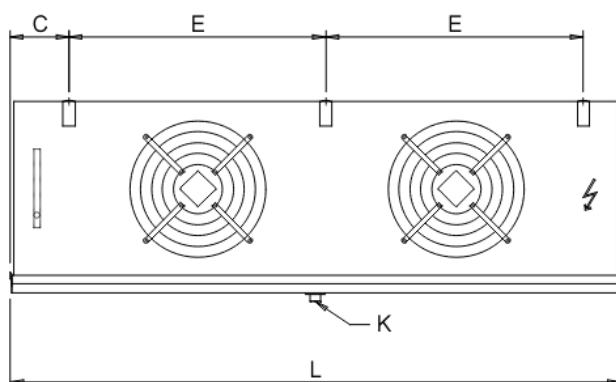
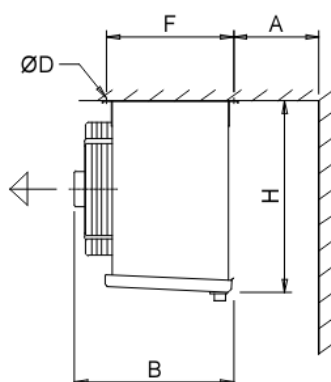
Размеры:⁽⁸⁾

Длина: 2377 mm

Ширина: 623 mm

Высота: 755 mm⁽⁸⁾

Кол-во подвесок: 6



File: EMF\GACC2a_UNI.emf

L = 2377 mm

B = 623 mm

H = 755 mm

E = 1000 mm

F = 486 mm

C = 234 mm

A = 550 mm

ØD = 11 mm

K = G1¼"

Для ківі

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.008.021.РПЗ

Архив

40



Испаритель (dx)

GACC RX 040.1/3-70.E-1846010P

Мощность:	13.7 kW ⁽¹⁾	Хладагент:	R507A ⁽²⁾
Резерв поверхности:	0.3 %	Т кипения:	-8.0 °C
Объемн. расход возд.:	9660 m³/h	Перегрев:	5.0 K
Скорость воздуха:	2.6 m/s		
Воздух на входе:	0.0 °C	Т конденсации:	35.0 °C
Воздух на выходе:	-3.4 °C	Т переохлаждения:	30.0 °C
Давление воздуха:	1013 mbar		

Вентиляторы (AC): 3 шт. 1~230V 50Hz

Технические характеристики вент. узла:

Скор. вращ.: 1310 min-1

Мощность (мех./эл.): 0.10 kW/0.19 kW

Уровень звукового давления: 55 dB(A) в 3.0 m⁽³⁾

Уровень звуковой мощности: 77 dB(A)

Струя воздуха: около 15 m⁽⁴⁾Потребл. ток: 0.85 A⁽⁵⁾

Иней: 0.0 mm

ErP: Compliant⁽⁶⁾

Общее потребл. эл. энергии: 0.61 kW

класс энергетич. эффективности: C (2014)

Корпус: AlMg, Порошковое покрытие RAL 9003

Трубы: Медь⁽⁷⁾

Площадь пов-ти: 44.1 m²

Оребрение: Алюминий⁽⁷⁾

Объем труб: 15.1 l

Потери давл. в "пауке": 0.7 bar

Шаг оребрения: 7.00 mm

Выход: 35.0 * 1.50 mm

Вес (пустой): 76 kg⁽⁸⁾

Вход: 22.0 mm

Макс. рабочее давление: 32.0 bar

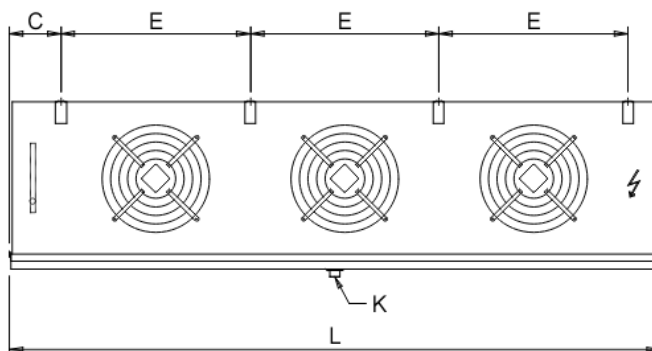
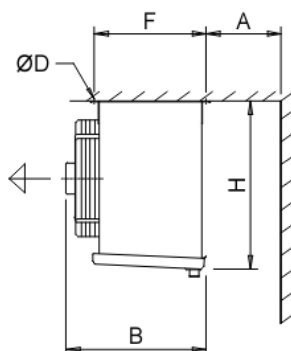
PED classification: Категория I, module A⁽⁹⁾Размеры:⁽⁸⁾

Длина: 2366 mm

Ширина: 560 mm

Высота: 565 mm⁽⁸⁾

Кол-во подвесок: 8



File: EMFIGACC3a_UNI.emf

L = 2366 mm

B = 560 mm

H = 565 mm

E = 680 mm

F = 406 mm

C = 177 mm

A = 400 mm

ØD = 11 mm

K = G1¼"

Для бананів

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.008.021.РПЗ

Архив

41

7.2 Підбір конденсатора

Визначення теплового навантаження на конденсатор.

Теплове навантаження на конденсатор визначається (11.13 [1]):

$$Q_{к д.} = Q_0 + N_i \text{ кВт}$$

$$Q_{к д.1} = 120 + 49,5 = 169,5 \text{ кВт}$$

$$Q_{к д.2} = 85 + 49,5 = 134,5 \text{ кВт}$$

$$Q_{к д.3} = 117 + 21,7 = 140,7 \text{ кВт}$$

$$Q_{к д.4} = 63,8 + 21,7 = 87,3 \text{ кВт}$$

Площа теплообмінної поверхні конденсатора визначається за формулою 7.1

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

$$k = 40 \text{ Вт/(м}^2\text{K)} .$$

$$F_{к д.1} = 169,5 / (40 \cdot 10) = 420 \text{ м}^2$$

$$F_{к д.2} = 134,5 / (40 \cdot 10) = 336 \text{ м}^2$$

$$F_{к д.3} = 140,7 / (40 \cdot 10) = 351 \text{ м}^2$$

$$F_{к д.4} = 87,3 / (40 \cdot 10) = 218 \text{ м}^2$$

Підбираємо 2 повітряних конденсатора Guntner GCHC RD 045.2/24-53-0182351M з загальною площею теплообмінної поверхні 421 м².

Аналогічно здійснюємо підбір конденсаторів для решти.

Результати розрахунків заносимо до табл. 7.2, а технічні характеристики підібраних конденсаторів до табл. 7.3.

Таблиця 7.4

№ камери	Призначення	<u>Q_{об.}</u> кВт	k, Вт/м ² К	<u>Δt</u> , °C	<u>F_{по.}</u> м ²
1	Яблука	169,5	40	10	420
2	Ківі	134,5	40	10	336
3	Ананаси	140,7	40	10	351
4	Банани	87,3	40	10	218

Таблиця 7.5

№ кам	Марка і кількість ПО	Фло. м ²	Крок ребер мм	Номинальний тепловий потік, кВт	Об'єм труб, дм ³	Витрата повітря, м ³ /год	Вентилятор	
							К-ть х D, мм	N _{ед} , кВт
1	GCHC RD 045.2/24-53- 0182351M	210,6	-	162,2	12,9	42060	8 x 400	0,95
2	GCHC RD 045.2/12-47- 4239258M	180,7	2,1	49,8	15,1	10201	2 x 400	0,76
3	GCHC RD 045.2/12-47- 4239258M	180,7	2,1	49,8	15,1	10201	2 x 400	0,68
4	GCHC RD 050.2/12-48- 4239787A	120,4	2,1	53,5	10,4	15064	2 x 400	0,68



Конденсатор

GCHC RD 045.2/24-53-0182351M⁽¹⁾

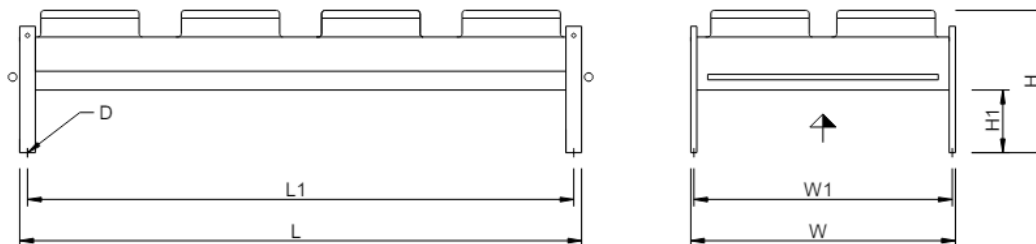
Мощность:	162.2 kW	Хладагент:	R507A ⁽²⁾
Объемн. расход возд.:	42060 m ³ /h	Т горячего газа:	69.0 °C
Воздух на входе:	25.0 °C	Температура конденсации:	40.0 °C
Высота над ур. моря:	0 m	Т выхода конденсата:	38.9 °C
Скорость воздуха:	2.1 m/s	Об. расход гор. Газы:	37.79 m ³ /h
К теплопередачи:	87.86 W/(m ² ·K)	Массовый расход:	3677 kg/h
		Потери давления:	0.68 bar / 1.15 K
Вентиляторы (AC):	8 Шт. 1~230V 50Hz	Уровень звукового давления:	53 dB(A) ⁽³⁾
Технические характеристики вент. узла:		на расстоянии:	10.0 m
Скор. вращ.:	1360 min-1	Уровень звуковой мощности:	85 dB(A)
Мощность (мех./эл.):	0.30 kW/0.47 kW	ErP:	Compliant ⁽⁴⁾
Потребл. ток:	2.20 A ⁽⁵⁾		
Общее потребл. эл. энергии:	3.39 kW	класс энергетич. эффективности:	D (2014)
Корпус:	Оцинк. сталь, RAL 7035	Трубы:	microox / Алюминий ⁽⁶⁾
Площадь пов-ти:	210.6 m ²	Оребрение:	Алюминий ⁽⁶⁾
Объем труб:	12.9 l	Подключения (на один аппарат):	Медь ⁽⁶⁾
Шаг оребрения:	--	Вход:	2 x 42.0 * 1.80 mm
Нходов:	1	Выход:	2 x 42.0 * 1.80 mm
Вес (пустой):	386 kg ⁽⁷⁾	Распределители:	--
Макс. рабочее давление:	32.0 bar	PED classification:	Категория I, module A ⁽⁸⁾
Размеры: ⁽⁷⁾			
Длина:	3600 mm		
Ширина:	1696 mm		
Высота:	1073 mm ⁽⁷⁾		
Кол-во ножек:	4		

Архив

КР.142.008.021.РПЗ

43

Зм. Лист № докум. Підпис Дата

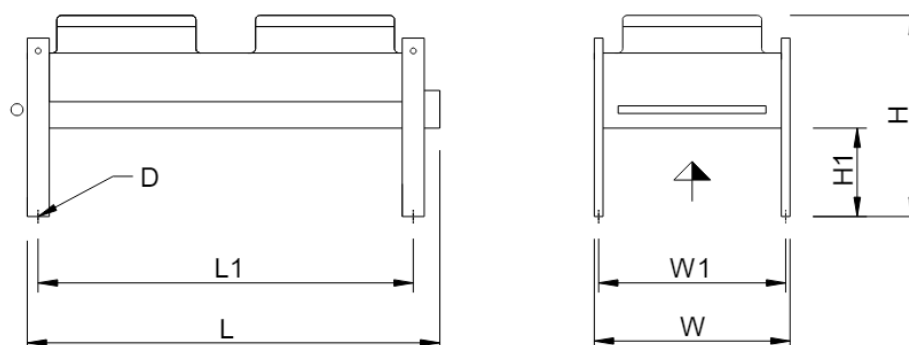


File: EMF\FlatCompact-BCD_2x4u_UNI.emf

L	=	3600 mm	W	=	1696 mm	H	=	1073 mm
H1	=	675 mm	L1	=	3497 mm	W1	=	1656 mm
D	=	13 mm						

Для яблук

 Конденсатор		GCHC RD 045.2/12-47-4239258M	
Мощность:	49.8 kW	Хладагент:	R507A ⁽¹⁾
Объемн. расход возд.:	10201 m ³ /h	Т горячего газа:	69.0 °C
Воздух на входе:	25.0 °C	Температура конденсации:	40.0 °C
Высота над ур. моря:	0 m	Т выхода конденсата:	38.1 °C
Скорость воздуха:	1.9 m/s	Об. расход гор. Газы:	11.52 m ³ /h
К теплопередачи:	33.16 W/(m ² ·K)	Массовый расход:	1121 kg/h
		Потери давления:	0.41 bar / 0.89 K
Вентиляторы (АС):	2 Шт. 1~230V 50Hz	Уровень звукового давления:	47 dB(A) ⁽²⁾
Технические характеристики вент. узла:		на расстоянии:	10.0 m
Скор. вращ.:	1360 min-1	Уровень звуковой мощности:	79 dB(A)
Мощность (мех./эл.):	0.30 kW/0.47 kW	ErP:	Compliant ⁽³⁾
Потребл. ток:	2.20 A ⁽⁴⁾		
Общее потребл. эл. энергии: 0.87 kW		класс энергетич. эффективности: D (2014)	
Корпус:	Оцинк. сталь, RAL 7035	Трубы:	Медь ⁽⁵⁾
Площадь пов-ти:	180.7 m ²	Оребрение:	Алюминий ⁽⁵⁾
Объем труб:	15.1 l	Подключения (на один аппарат):	
Шаг оребрения:	2.10 mm	Вход:	28.0 * 1.50 mm
Нходов:	8	Выход:	28.0 * 1.50 mm
Вес (пустой):	148 kg ⁽⁶⁾	Распределители:	24
Макс. рабочее давление:	32.0 bar	PED classification:	Art. 4, par. 3 ⁽⁷⁾
Размеры:⁽⁶⁾			
Длина:	1884 mm		
Ширина:	888 mm		
Высота:	871 mm ⁽⁶⁾		
Кол-во ножек:	4		



File: EMF\FlatCompact-BCD_1x2_UNI.emf

L	=	1884 mm	W	=	888 mm	H	=	871 mm
H1	=	400 mm	L1	=	1700 mm	W1	=	848 mm
D	=	13 mm						

					КР.142.008.021.РПЗ		Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			44

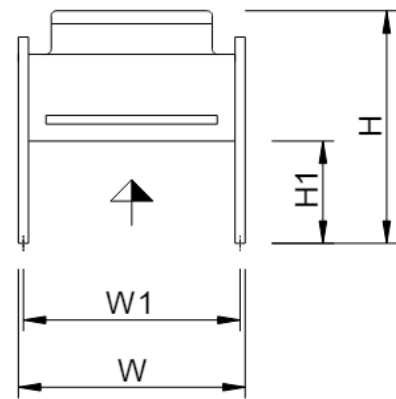
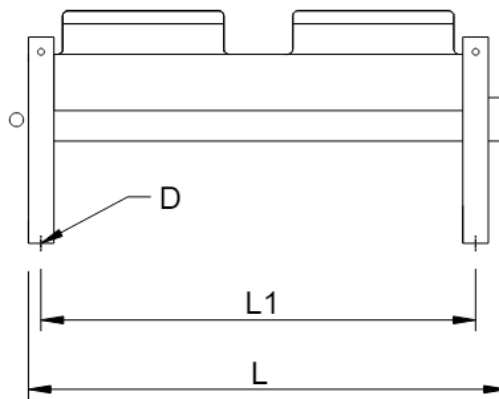
Для ківі та ананасів



Конденсатор

GCHC RD 050.2/12-48-4239787A

Мощность:	53.5 kW	Хладагент:	R507A ⁽¹⁾
Объемн. расход возд.:	15064 m³/h	Т горячего газа:	69.0 °C
Воздух на входе:	25.0 °C	Температура конденсации:	40.0 °C
Высота над ур. моря:	0 m	Т выхода конденсата:	36.7 °C
Скорость воздуха:	2.9 m/s	Об. расход гор. Газы:	12.16 m³/h
К теплопередачи:	41.12 W/(m²·K)	Массовый расход:	1183 kg/h
Вентиляторы (AC):	2 Шт. 3~400V 50HzΔ/(Y)	Потери давления:	1.05 bar / 2.31 K
Технические характеристики вент. узла:		Уровень звукового давления:	48 dB(A) ⁽²⁾
Скор. вращ.:	1390 min-1 / (1180 min-1)	на расстоянии:	10.0 m
Мощность (эл.):	0.72 kW	Уровень звуковой мощности:	80 dB(A)
Потребл. ток:	1.41 A ⁽⁴⁾	ErP:	Compliant ⁽³⁾
Общее потребл. эл. энергии: 1.38 kW		класс энергетич. эффективности: D (2014)	
Корпус:	Оцинк. сталь, RAL 7035	Трубы:	Медь ⁽⁵⁾
Площадь пов-ти:	120.4 m²	Оребрение:	Алюминий ⁽⁵⁾
Объем труб:	10.4 l	Подключения (на один аппарат):	
Шаг оребрения:	2.10 mm	Вход:	28.0 * 1.50 mm
Нходов:	8	Выход:	28.0 * 1.50 mm
Вес (пустой):	136 kg ⁽⁶⁾	Распределители:	16
Макс. рабочее давление:	32.0 bar	PED classification:	Art. 4, par. 3 ⁽⁷⁾
Размеры: ⁽⁶⁾			
Длина:	1884 mm		
Ширина:	888 mm		
Высота:	919 mm ⁽⁶⁾		
Кол-во ножек:	4		



File: EMFFlatCompact-BCD_1x2_UNI.emf

L	=	1884 mm	W	=	888 mm	H	=	919 mm
H1	=	400 mm	L1	=	1700 mm	W1	=	848 mm
D	=	13 mm						

Для бананів

					КР.142.008.021.РПЗ	Аржун
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		
						45

7.3 Розрахунок та вибір допоміжного обладнання.

Підбір лінійного ресивера.

Потрібний об'єм лінійних ресиверів для систем з нижньою подачею хладону у випарники визначається (14.1 [1]):

$$V_{\text{л.р.}} = 0,6 \times V_{\text{по}}$$

$V_{\text{по}}$ -внутрішній об'єм труб повітроохолодників.

Ємкість повітроохолоджувачів камери яблук:

$$V_{\text{по}} = \sum V_i \times n = (27,9 * 4) * 10^{-3} = 0.116 \text{ м}^3$$

$$V_{\text{л.р.}} = 0,6 \times 0.116 = 0.069 \text{ м}^3$$

Підбираємо один ресивер марки Bitzer FS732(Y) з загальним внутрішнім об'ємом 0,073 м³.

Технічна характеристика ресивера Bitzer F732N:

- внутрішній об'єм – 0,073 м³;
- габаритні розміри – 1214 x 349 x 408 мм;
- маса – 70 кг

Ємкість повітроохолоджувачів камери ківі:

$$V_{\text{по}} = \sum V_i \times n = (21,3 * 4) * 10^{-3} = 0.085 \text{ м}^3$$

$$V_{\text{л.р.}} = 0,6 \times 0.085 = 0.051 \text{ м}^3$$

Підбираємо один ресивер марки Bitzer F562N з загальним внутрішнім об'ємом 0,056 м³.

Технічна характеристика ресивера Bitzer F562N:

- внутрішній об'єм – 0,056 м³;
- габаритні розміри – 964 x 349 x 408 мм;
- маса – 57 кг.

Ємкість повітроохолоджувачів камери ананасів:

$$V_{\text{пв}} = \sum V_i \times n = (27,9 * 4) * 10^{-3} = 0.116 \text{ м}^3$$

$$V_{\text{л.р.}} = 0,6 \times 0.116 = 0.069 \text{ м}^3$$

Підбираємо один ресивер марки Bitzer FS732(Y) з загальним внутрішнім об'ємом 0,073 м³.

Технічна характеристика ресивера Bitzer F732N:

- внутрішній об'єм – 0,073 м³;
- габаритні розміри – 1214 x 349 x 408 мм;
- маса – 70 кг

Ємкість повітроохолоджувачів камери бананів:

$$V_{\text{пв}} = \sum V_i \times n = (15,1 * 4) * 10^{-3} = 0.060 \text{ м}^3$$

$$V_{\text{л.р.}} = 0,6 \times 0.060 = 0.036 \text{ м}^3$$

Підбираємо один ресивер марки Bitzer FS402Y з загальним внутрішнім об'ємом 0,039 м³.

Технічна характеристика ресивера Bitzer FS402Y:

- внутрішній об'єм – 0,039 м³;
- габаритні розміри – 964 x 349 x 408 мм;
- маса – 37 кг.

					КР.142.008.021.РПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		47

7.4 Підбір мастиловіддільників.

Мастиловіддільники підбирають по діаметру нагнітального трубопроводу КМ та встановлюють за компресором на лінії нагнітання.

Для поршневих Bitzer 4GE30, у котрих $d_{\text{наг}}=35\text{мм}$, біля кожного компресора встановлюємо по одному інерційному мастиловіддільнику Alco Controls OSH - 411.

Технічні характеристики мастиловіддільників:

	Розміри, мм			Об'єм, л
	D, мм	H, мм	d_1 , мм	
OSH - 411	102	497	35	3,6

Для поршневих Bitzer 4VES10, у котрих $d_{\text{наг}}=28\text{мм}$, біля кожного компресора встановлюємо по одному інерційному мастиловіддільнику Alco Controls OSH - 407.

Технічні характеристики мастиловіддільників:

	Розміри, мм			Об'єм, л
	D, мм	H, мм	d_1 , мм	
OSH - 409	102	413	28	3

Размеры (мм)								
модель	№ заказа	Соединение, ODF	A	B	C	D	E	F
OSH-404	881 598	1/2"	274	249	102	48	-	-
OSH-405	881 599	5/8"	335	297	102	48	-	-
OSH-407	881 600	7/8"	381	345	102	48	-	-
OSH-409	881 792	1-1/8"	413	369	102	48	-	-
OSH-411	881 794	1-3/8"	497	449	102	48	-	-
OSH-413	881 856	1-5/8"	505	449	102	48	-	-
OSH-611	881 940	1-3/8"	400	356	153	76	-	-
OSH-613	881 953	1-5/8"	483	432	153	76	-	-
OSH-617	881 970	2-1/8"	495	432	153	76	-	-
OST-404	881 860	1/2"	266	237	102	48	140	-
OST-405	881 861	5/8"	381	339	102	48	140	-
OST-407	881 862	7/8"	456	415	102	48	140	-
OST-409	881 863	1-1/8"	540	492	102	48	140	-
OST-411	881 938	1-3/8"	543	492	102	48	140	-

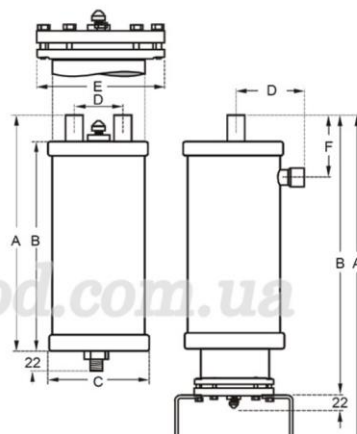


Таблица подбора

Модель	№ для заказа	Соединение		Оценка соответствия Категория	Оценка соответствия Процедура	Номинальная производительность (кВт)								Объем, л.
		(мм)	(дюймы)			R22/R407C	R134A	R404A/ R507	R448A	449A	R1234ze	450A	513A	
OSH-404	881 598		1/2"	Cat. I	Модуль А*	7,0	4,9	7,3	7,4	7,9	3,9	4,6	4,7	2,0
OSH-405	881 599	16	5/8"			18,7	13,1	19,4	18,8	20,1	9,9	11,7	12,1	2,4
OSH-407	881 600	22	7/8"			28,1	19,7	29,0	29,9	32,1	15,8	18,6	19,2	2,8
OSH-409	881 792		1 1/8"			37,4	26,2	38,7	40,9	43,9	21,6	25,4	26,3	3,0
OSH-411	881 794	35	1 3/8"			46,8	32,8	48,4	49,3	52,9	26,0	30,7	31,7	3,6
OSH-413	881 856		1 5/8"			65,5	45,9	67,8	68,7	73,6	36,2	42,7	44,1	3,6

8. Розрахунок діаметрів трубопроводів

Окремі частини холодильної машини з'єднуються між собою трубопроводами.

Внутрішній діаметр круглої труби знаходимо за формулою:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \times M \times v}{\pi \times \omega}}$$

- 1) Всмоктувальний трубопровід компресорів, що працюють на температуру кипіння $t_{\text{кам}} = +2^{\circ}\text{C}$.

$$M = 0,92 \text{ кг/с};$$

$$\rho = \frac{1}{v_1} = 22,2 \frac{\text{кг}}{\text{м}}$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * 0.92}{3.14 * 22.2 * 10}} = 0.073 \text{ м}$$

Приймаємо трубу $d_{\text{вн}} = 76 \text{ мм}$

Нагнітальний трубопровід:

$$M = 0,92 \text{ кг/с};$$

$$\rho = \frac{1}{v_1} = 100 \frac{\text{кг}}{\text{м}}$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * 0.92}{3.14 * 100 * 10}} = 0.034 \text{ м}$$

Приймаємо трубу $d_{\text{вн}} = 35 \text{ мм}$

					КР.142.008.021.РПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Осадчий Д.М.			Розрахунок діаметрів трубопроводів	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Мирошник М.М.					50	64
						ХМ – 4 – 4		
Н. контр.								
Затверд.		Петренко В.П.						

2) Всмоктувальний трубопровід компресорів, що працюють на температуру кипіння $t_{\text{кам}} = +12^{\circ}\text{C}$.

$$M = 0,56 \text{ кг/с};$$

$$\rho = \frac{1}{v_1} = 30,3 \frac{\text{кг}}{\text{м}}$$

$$d_{\text{BH}} = \sqrt{\frac{4 * 0.56}{3.14 * 30,3 * 10}} = 0.049 \text{ м}$$

Приймаємо трубу $d_{\text{BH}} = 54 \text{ мм}$

Нагнітальний трубопровід:

$$M = 0,56 \text{ кг/с};$$

$$\rho = \frac{1}{v_1} = 100 \frac{\text{кг}}{\text{м}}$$

$$d_{\text{BH}} = \sqrt{\frac{4 * 0.56}{3.14 * 100 * 10}} = 0.027 \text{ м}$$

Приймаємо трубу $d_{\text{BH}} = 28 \text{ мм}$

					КР.142.008.021.РПЗ	Архив
						51
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

9. Техніко-економічне обґрунтування

Детальний аналіз енергетичної ефективності охолоджувальних систем показує, що значна частка непотрібних витрат енергії припадає на етап використання виробленого холоду, тобто в процесах холодильної обробки та зберігання охолоджуваних об'єктів. Відхилення у режимах холодильної обробки та зберігання харчової сировини призводять до надмірних втрат маси сировини. Це створює проблеми ресурсозбереження, які спричиняють набагато більші фінансові збитки, ніж невирішені проблеми енергозбереження.

Окрім втрат маси, холодильна обробка та зберігання супроводжуються втратами харчової цінності продуктів, включаючи вітаміни та інші корисні речовини, навіть за умови збереження привабливого товарного вигляду. На цьому варто звернути увагу, враховуючи висновки Міжнародного конгресу з холоду, проведеного у Вашингтоні в 2003 році. Вони рекомендують впровадження таких режимів холодильної обробки та зберігання харчової сировини, які забезпечують не лише збереження привабливого вигляду, меншу питому енергоємність і менші значення питомих втрат маси, але й максимальне збереження харчової цінності продуктів порівняно з іншими альтернативними режимами.

					КР.142.008.021.РПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Техніко-економічне обґрунтування			
Розроб.		Осадчий Д.М.						
Перевір.		Мирошник М.М.						
Н. контр.								
Затверд.		Петренко В.П.			ХМ – 4 – 4			
					Літ.	Арк.	Аркушів	
						52	64	

Підхід, який спрямований на мінімізацію витрат енергії та збереження харчових продуктів, також допомагає зменшити використання сільськогосподарських угідь, кількість вирощеного врожаю та витрат енергоносіїв. Всі ці аспекти є частиною загальної проблеми забезпечення продовольчої безпеки держави.

Для охолодження ми використовуємо децентралізовану систему з безпосереднім охолодженням, яка складається з 4 установок. В якості холодоагента обрано R404A, холодильні установки фреонові, одноступінчасті з однаковою температурою кипіння. Компресори - поршневі, виробництва Bitzer. Повітроохолоджувачі та повітряні конденсатори від Güntner.

Порівняно з батареїним охолодженням, повітроохолоджувачі є компактнішими, займають менше місця на вантажівках, менше металу при тій же продуктивності, і повітряні конденсатори не потребують додаткового обладнання та ресурсів.

Використання фреонових систем дозволило зменшити загальну площу холодильника і, відповідно, скоротити капітальні витрати на будівництво.

Звичайно, існує відомий холодильний ланцюг, який забезпечує збереження харчових продуктів від моменту їхнього вирощування до придбання споживачем. Цей ланцюг включає в себе охолодження на полі під час збирання, транспортування до холодильника або морозильної камери, зберігання, транспортування до магазину, відправлення на полиці магазину та, нарешті, зберігання у побутовому холодильнику. Важливою є не лише температура, але й стабільність температурних режимів, оскільки коливання температури може вплинути на якість і корисні властивості продуктів.

10. Техніко-економічні показники

Мета економічного розрахунку полягає у визначенні вартості будівництва холодильника, вартості холодильного обладнання, витрат на використання енергії, витрат по оплаті праці виробничого персоналу, визначення амортизаційних відрахувань, визначення основних показників ефективності проекту.

При проектуванні фруктосховища виконуються наступні роботи:

- будівництво холодильника;
- будівництво компресорних площадок;
- вибір та придбання холодильного обладнання;
- укомплектування штату виробничого персоналу холодильної установки;
- інше.

10.1 Визначення кількості виробленого холоду:

$$Q = \sum Q_{\text{роб}} \cdot K_{\text{п}}, \text{ де}$$

$K_{\text{п}}$ – перевідний коефіцієнт, що враховує нерівноцінність витрат на виробництво холоду при різних температурах кипіння;

$Q_{\text{роб}}$ – виробництво холоду при робочих умовах:

$$Q_{\text{роб}} = \frac{k \cdot Q_0 \cdot n}{4,187}, \text{ де}$$

k – коефіцієнт, що враховує втрати в трубопроводах; (втрати в трубопроводах враховані раніше)

n – час роботи компресора

					КР.142.008.021.РПЗ					
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Техніко-економічні показники			Літ.	Арк.	Аркушів
Розроб.		Осадчий Д.М.								
Перевір.		Мирошник М.М.							54	64
								ХМ – 4 – 4		
Н. контр.										
Затверд.		Петренко В.П.								

Приведена холодопродуктивність компресорного агрегату для камери зберігання яблук:

$$Q_{\text{роб}} = \frac{1.1 * 112,6 * 5400}{4,187} = 159743 \text{ кВт}$$

$$Q = 159743 \cdot 0,76 = 121404 \text{ кВт}$$

Приведена холодопродуктивність компресорного агрегату для камери зберігання ківі:

$$Q_{\text{роб}} = \frac{1.1 * 98.4 * 5400}{4,187} = 139597 \text{ кВт}$$

$$Q = 139597 \cdot 0,76 = 106093 \text{ кВт}$$

Приведена холодопродуктивність компресорного агрегату для камери зберігання ананасів:

$$Q_{\text{роб}} = \frac{1.1 * 68 * 5400}{4,187} = 96470 \text{ кВт}$$

$$Q = 96470 \cdot 0,62 = 59871 \text{ кВт}$$

Приведена холодопродуктивність компресорного агрегату для камери зберігання бананів:

$$Q_{\text{роб}} = \frac{1.1 * 55.6 * 5400}{4,187} = 78878 \text{ кВт}$$

$$Q = 78878 \cdot 0,62 = 48904 \text{ кВт}$$

10.2. Замовна специфікація на обладнання

Разом вартість обладнання буде складати 4046 тис. грн. з врахуванням НДС (табл. 10.1).

Таблиця 10.1 – Замовна специфікація на обладнання холодильної установки.

№ п/п	Назва обладнання	Виробник	Ціна, тис. грн.	Вартість упаковки та транспортування, тис. грн.	Кіл-сть, шт	Вартість, тис. грн.
1.	Компресори 6HE-25Y	Bitzer	110	6	2	226
2.	Компресори 4GE-23Y	Bitzer	80	6	2	166
3.	Конденсатор GCHC RD 045.2/24	Guntner	200	5	1	205
4.	Конденсатор GCHC RD 045.2/12	Guntner	180	5	1	185
5.	Конденсатор GCHC RD 045.2/12	Guntner	175	5	1	180
6.	Конденсатор GCHC RD 050.2/12	Guntner	175	5	1	180
7.	Повітроохолоджувач GACC RX 050.2/2-70	Guntner	170	4,5	2	174,5
8.	Повітроохолоджувач GACC RX 050.2/2-70	Guntner	170	4,5	2	174,5
9.	Повітроохолоджувач GACC RX 050.2/2-70	Guntner	150	4,5	2	154,5
10.	Повітроохолоджувач GACC RX 040.1/3-70	Guntner	150	4,5	2	154,5
11.	Ресивер Bitzer F732(Y)	Bitzer	32	1,3	1	33,3
12.	Ресивера Bitzer F562N	Bitzer	27	1,3	1	28,3
13.	Ресивера Bitzer F732(Y)	Bitzer	15	1	1	16
14.	Ресивера Bitzer F402(Y)	Bitzer	15	1	1	16
15.	Маслиловіддільник OSH - 411	Alco	2	0,1	2	4,1
16.	Маслиловіддільник OSH - 407	Alco	2	0,1	2	4,1
17.	Система трубопроводів, арматури та автоматизації		30%	-	1	370
Разом						2271

10.3. Витрати на оплату електроенергії

По цій статті розраховують витрати на силову електроенергію для приводів компресорів та вентиляторів, що встановлені на основному холодильному обладнанні.

Річне споживання електроенергії визначається за формулою:

$$W = \sum N_e \cdot K_c \cdot n, \text{ кВт/год};$$

де N_e - номінальна потужність двигуна, кВт; K_c - коефіцієнт використання; n - час роботи обладнання при робочих умовах, год.

Перелік електроприводів, їх характеристика та розрахунок витрат електроенергії зведено до табл. 10.2.

Таблиця 10.2 – Розрахунок витрат електроенергії.

№ п/п	Назва обладнання	Номинальна потужність, кВт	Час роботи, год.	Кількість, шт.	Спожита електроенергія, кВт·год.
1.	Компресори 6HE-25Y	28	5400	2	302400
2.	Компресори 4GE-23Y	12	5400	2	151200
3.	Конденсатор GCHC RD 045.2/24	0,9	5400	8	38880
4.	Конденсатор GCHC RD 045.2/12	0,6	5400	6	19440
5.	Конденсатор GCHC RD 045.2/12	0,45	5400	8	19440
6.	Конденсатор GCHC RD 050.2/12	0,6	5400	8	25920
7.	Повітроохолоджувач GACC RX 050.2/2-70	0,95	5400	6	30780
8.	Повітроохолоджувач GACC RX 050.2/2-70	0,76	5400	6	24624
9.	Повітроохолоджувач GACC RX 050.2/2-70	0,68	5400	4	14688
10.	Повітроохолоджувач GACC RX 040.1/3-70	0,68	5400	4	14688
Разом					642060

Тариф оплати за електроенергію складає 4,32 грн. за кВт/год. Тоді витрати на оплату електроенергії складатиме

$$642060 \cdot 1,8873 = 1211,76 \text{ тис. грн.}$$

10.4. Витрати на поповнення системи мастилом.

Незважаючи на те, що після кожного компресору встановлено мастиловіддільники, мастило виноситься з компресів в систему. З часом мастило повертається до компресора, але якась кількість його залишається в трубах. Кількість мастила, що потрібно дозаправити в систему обумовлено розміром системи. Прийmemo, що кожного року будемо проводити заміну мастила в компресорах. Перша дозаправка мастила буде дорівнювати об'єму мастила в компресорах.

Тоді потреба в мастилі:

2 компресори 6HE-25Y (5 л)

$$M = 5 \cdot 2 = 10 \text{ л}$$

2 компресори 4GE-23Y (2,5 л)

$$M = 2 \cdot 2,5 = 5 \text{ л}$$

Витрати на поповнення системи мастилом для поршневих компресорів, при ціні на мастило 577 грн/л складатиме:

$$V_{\text{гв.мас}} = (10+5) \cdot 577 = 8,6 \text{ тис. грн.}$$

10.5. Витрати на заробітну плату

Заробітну платню виробничих робітників розраховують по кожному розряду з врахуванням премії та доплат за роботу у нічний час і святкові дні.

Чисельність робочого персоналу компресорного цеху приймається в залежності від ступеня автоматизації установки, кількості компресорів та їх загальної продуктивності.

При комплексній автоматизації фреонової холодильної установки, з компресорів у кількості 4 шт. приймається лише 3 машиніста.

$$\text{Фонд додаткової заробітної плати: } \Phi\text{ДЗП} = \Phi\text{ОЗП} \cdot 0,08$$

$$\Phi\text{ДЗП} = 115,8 \cdot 0,08 = 9,26 \text{ тис. грн.}$$

$$\text{Повний фонд заробітної плати: } \Phi\text{ЗП} = \Phi\text{ОЗП} + \Phi\text{ДЗП}$$

$$\Phi\text{ЗП} = 115,8 + 9,26 = 125,06 \text{ тис. грн.}$$

Витрати на оплату праці робітників з нарахуваннями:

$$\text{В} \text{ОПх} = 125,06 \cdot 0,3708 + 125,06 = 171,4 \text{ тис. грн}$$

					КР.142.008.021.РПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		58

Таблиця 10.3 – Фонд по сплаті основної заробітної плати робітників.

Найменування професії та розряд	Тарифна ставка	Проект	Кіл-сть годин на місяць	Додаток за шкідливість, 10%	Місячний фонд заробітної плати, грн.	Річний фонд заробітної плати, тис. грн.
Машиніст V розряду	25	3	240	643,2	9648	115,8
Разом						115,8

10.7. Амортизація обладнання

Амортизаційні відрахування на обладнання становлять 22%:

$$2271 \cdot 0,22 = 499,62 \text{ тис. грн.}$$

10.8. Витрати на поточні ремонти

Витрати на поточні ремонти складають 50% від амортизаційних витрат:

$$V_{\text{поточні}} = 499,62 \cdot 0,5 = 250 \text{ тис. грн.}$$

10.9. Витрати на охорону праці

Фінансування заходів з охорони праці складає 0,2 % від фонду оплати праці.

Ці кошти витрачають на реалізацію заходів для покращення умов праці, створення кращих побутових і соціальних умов на виробництві, підготовки підприємства до робіт, придбання засобів індивідуального захисту тощо:

$$V_{\text{оп}} = 171,4 \cdot 0,002 = 0,34 \text{ тис. грн.}$$

10.12. Інші витрати

Інші витрати складають 0,5% від загально цехових витрат.
Калькуляція цехових витрат зведена до табл. 12.4

Таблиця 10.4 – Собівартість одиниці виробленого холоду.

Статті витрат	Значення показників, тис. грн.
Електроенергія	1211,76
Масло	8,6
Оплата праці	171,4
Амортизація обладнання	499,62
Поточні ремонти	250
Охорона праці	0,34
Інші витрати	14,55
Разом	2155,77

10.13. Визначення цехової собівартості одиниці виробленого холоду.

Собівартість стандартної одиниці виробленого холоду:

$$C = 2155,77 \cdot 10^3 / 336272 = 4,7 \text{ грн./ст.кВт/год.}$$

11. Охорона праці

Проблема створення безпечних умов праці в Україні існує давно, про що свідчить статистика нещасних випадків: ще 15-20 років тому на виробництві гинуло близько 4 тисяч осіб – у 1,6 разів більше, ніж тепер. Замовчування цієї гіркої істини через секретність, що панувала у системі, породжувало благодущність і халатність тих, від кого залежало її вирішення. І сьогодні у нас імовірність травматизму та професійних захворювань у 5-8 разів вища, ніж в інших промислово розвинених країнах Європейського Союзу.

Стан охорони праці залишається незадовільним. Проблема виробничого травматизму є дуже гострою – щорічно на виробництві травмується близько 50 тисяч осіб, з них 1,5 тисячі гинуть, понад 3,5 тисячі отримують професійні захворювання. Через непрацездатність щорічно втрачається 2,5-3 мільйони людино-днів, середня тривалість непрацездатності через травми досягає 25 людино-днів. Проте ці показники не дають достатньо об'єктивної картини, враховуючи систематичний спад виробництва.

Охорона праці має важливе економічне значення – це і висока продуктивність праці, і зниження витрат на оплату лікарняних, компенсацій за важкі та шкідливі умови праці тощо. За розрахунками Німецької ради підприємців, наслідки нещасних випадків коштують у 10 разів дорожче, ніж вартість заходів щодо їх попередження. В Україні, враховуючи мізерні витрати на заходи з охорони праці, ця різниця ще більша. Фахівці Міжнародної організації праці (МОП) підраховали, що економічні витрати, пов'язані з нещасними випадками, складають 1% світового валового національного продукту.

					КР.142.008.021.РПЗ							
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата								
Розроб.		Осадчий Д.М.			Охорона праці				Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевір.		Мирошник М.М.									61	64
Н. контр.												
Затверд.		Петренко В.П.										
					ХМ – 4 – 4							

Основні терміни та визначення в галузі охорони праці

Охорона праці, як і будь-яка інша наука, має свої визначення і поняття. Загальні визначення і формулювання викладені у ГОСТ, ССБТ та державних стандартах України, таких як ДСТУ 2293-93

- "Охорона праці. Терміни та визначення" та ДСТУ 3038-95 "Гігієна. Терміни та визначення основних понять". Вони дають визначення основних понять та термінів у галузі охорони праці. Охорона праці — система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних та лікувально-профілактичних заходів і засобів, спрямованих на збереження здоров'я та працездатності людини в процесі праці.
- Безпека праці — стан умов праці, при якому відсутня дія на працюючих небезпечних і шкідливих виробничих чинників.
- Умови праці — сукупність факторів виробничого середовища і трудового процесу, які впливають на здоров'я і працездатність людини в процесі її професійної діяльності.
- Правила безпеки — система організаційних заходів і технічних засобів, які попереджають дію на працюючих небезпечних виробничих факторів.
- Безпека виробничого процесу — властивість виробничого процесу зберігати відповідність вимогам безпеки праці в умовах, встановлених нормативно-технічною документацією.
- Тяжкість праці — характеристика трудової діяльності людини, яка визначає ступінь залучення до роботи м'язів і відображає фізіологічні затрати внаслідок фізичного перевантаження.
- Напруженість праці — характеристика трудового процесу, що відображає переважаюче навантаження на центральну нервову систему.
- Професійні захворювання — стан людини, зумовлений роботою і пов'язаний з надмірним напруженням організму або несприятливою дією шкідливих виробничих факторів.

					КР.142.008.021.РПЗ	Аржуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		62

- Виробнича санітарія — система організаційних заходів і технічних засобів, які попереджають або зменшують дію на працюючих шкідливих виробничих факторів.
- Гігієна праці — комплекс заходів і засобів щодо збереження здоров'я працівників, профілактика несприятливого впливу виробничого середовища і трудового процесу.
- Санітарно-захисна зона — функціональна територія між межами промислових об'єктів і територією, яка призначена для зменшення несприятливого впливу виробничих факторів на здоров'я населення. —
- Професійний відбір — сукупність заходів, метою яких є відбір осіб для виконання певного виду трудової діяльності за їх професійними знаннями, анатомо-фізіологічними і психологічними особливостями, а також за станом здоров'я.
- Здорові умови життя — умови навколишнього середовища, праці та побуту, які забезпечують збереження та поліпшення здоров'я населення.
- Санітарна характеристика умов праці — об'єктивні дані про стан виробничого середовища і трудового процесу, що дають висновок про їх відповідність гігієнічним вимогам і нормативам.
- Гігієнічний норматив — оптимальний чи допустимий рівень фізичних, хімічних, біологічних факторів навколишнього та виробничого середовищ.
- Засоби захисту працюючого — засоби, застосування яких попереджає або знижує дію на працюючого небезпечних або шкідливих виробничих факторів.

Список використаної літератури

- 1) Явнель Б.К. “Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха”. М.: «Агропромиздат», 1989-223С.
- 2) Методичні вказівки до виконання дипломних проєктів (робіт) студентами спец. 7.090520 “Холодильні машини і установки” денної та заочної форм навчання. /Укл.; М.О.Прядко, А.В.Форсюк, М.М.Масліков.- К.; НУХТ, 2002.
- 3) Методичні вказівки до виконання розділу курсового проєкту, випускової та дипломної роботи (проєкту) “Оцінка економічної ефективності інвестиційних проєктів” з використанням комп’ютерної техніки для студентів економічних та технічних спеціальностей денної та заочної форми навчання /Укл.: Л.Г.Цимбалюк, О.Г.Дерев’янка – К.: УДУХТ, 1998.-16 с.
- 4) М.Фалес., А.М.Литвиненко. Охорона праці в галузі. Метод. Вказівки до вивчення дисципліни та виконання розділу дипломного проєкту.- К.:НУХТ, 2009 – 58с.
- 5) Плодоовочесховища : проектування, оптимізація, розрахунки [Текст] : підручник / М. Г. Хмельнюк, В. П. Кочетов, А. В. Форсюк, Н. В. Жихарєва ; Одес. нац. акад. харч. технол., Нац. ун-т харч. технол. — Одеса : Бондаренко М. О., 2018. — 228 с. — базова для спец. 181. — ISBN 978-617-7613-21-2.
- 6) Технологія харчових продуктів [Текст] : Підруч. / В. А. Домарецький, М. В. Остапчук, А. І. Українець ; За ред. А.І. Українця; Нац. ун-т харч. технол. — К. : НУХТ, 2003. — 572 с. — базова для спец. 181, 241. — ISBN 966-612-027-5.