

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Інститут (факультет) ННІТІ ім. акад. І.С. Гулого
Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

«До захисту в ЕК»
Директор інституту(декан факультету)
Сергій БЛАЖЕНКО
(підпис) (ім'я та прізвище)

«__» _____ 2024р.

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри
Валентин ПЕТРЕНКО
(підпис) (ім'я та прізвище)

«__» _____ 2024р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ БАКАЛАВРА

зі спеціальності 142 Енергетичне машинобудування
(код та назва спеціальності)

освітньо-професійної програми Холодильні техніка та технології

на тему: Проект овочесховища місткістю 900 т у м. Полтава

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

Мельников Нікіта Владиславович
(прізвище, ім'я, по батькові повністю) (підпис)

Керівник Мирошник Марія Миколаївна
(прізвище, ім'я та по батькові повністю) (підпис)

Консультанти
(ім'я та прізвище) (підпис)
(ім'я та прізвище) (підпис)
(ім'я та прізвище) (підпис)

Рецензент
(ім'я та прізвище) (підпис)

Я як здобувач(ка) Національного університету харчових технологій розумію і підтримую політику університету з академічної доброчесності. Я не надавав(-ла) і не одержував(-ла) недозволеної допомоги під час підготовки цієї роботи. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

Здобувач _____
(підпис)

Київ – 2024 р.

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

Мельников Нікіта Владиславович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Проект овочесховища місткістю 900 т у м. Полтава

керівник роботи к.т.н., доц. 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 R134a

Тип продукту Овочі «буряк», «капуста», «картопля»

Ізоляційний матеріал ПСБ-С

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 _____ 05 квітня 2024р. _____

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	05.06.2024р.	виконано

Здобувач _____
(підпис)

Керівник роботи _____

Нікіта МЕЛЬНИКОВ
(прізвище та ініціали)

Марія МИРОШНИК _____

Анотація

В даному дипломному проєкті розроблено та спроектовано холодильник ємністю 900 тонн для зберігання овочів у м. Полтава. В рамках проєкту розроблено холодильний план і підібрано необхідне холодильне обладнання з урахуванням умов експлуатації холодильника. Використовується холодоагент R134a.

Вибрано поршневий компресор BITZER. Розроблений проєкт має такі позитивні сторони:

1. Різниця температур між температурою порожнини та температурою кипіння надзвичайно мала, що значно зменшує усадку;
2. Відмовитися від водяного охолодження конденсатора, що призведе до значного зниження витрати води;
3. Холодильник має цокольну конструкцію, що зменшує надходження тепла із зовнішнього середовища.

Взимку немає необхідності в додатковому обігріві камери, а також немає ризику замерзання продуктів. У проєкт також входить повний розрахунок і опис технології і холодопостачання при зберіганні охолоджених продуктів, а також детальний вибір основного і допоміжного обладнання холодильної установки.

У розрахунковій частині проводиться розрахунок площі холодильної камери, вибирається тип теплоізоляційного матеріалу і його розрахунок, а також проводиться теплотехнічний розрахунок.

					КР.142.008.020.РПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Анотація			
Розроб.		Мельников Н.В.						
Перевір.		Мирошник М.М.						
Н. контр.								
Затверд.		Петренко В.П.			ХМ – 4 – 4			
					Літ.	Арк.	Аркушів	
						1	93	

Одноповерхові холодильники мають переваги, пов'язані зі зручністю механізації обробки вантажів, такі як:

- Внутрішній спосіб доставки товару
- Лише горизонтальна доставка. Це дозволяє повністю механізувати вантажно-розвантажувальні та транспортні роботи всередині холодильника;
- Можливість будівництва великих приміщень без колон. Це робить обробку вантажів у трюмі набагато легшою та швидшою;
- Зниження експлуатаційних витрат.

Ключові слова: холодоагент-R134a, поршневий компресор Bitzer, камера місткістю 900 тонн., децентралізована схема холодопостачання.

					КР.142.008.020.РПЗ	Аржум
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		2

Annotation

In this diploma project, a refrigerator for storing vegetables in the city of Poltava with a capacity of 900 tons was developed and designed. In the project, a refrigeration scheme was developed and the necessary refrigeration equipment was selected for the operating conditions of this refrigerator. The refrigerant used is R134a.

The selected compressors are reciprocating, Bitzer. The developed project has the following positive aspects:

1. minimal temperature difference between the temperature in the chamber and boiling, which significantly reduces shrinkage;
2. rejection of water cooling of the condenser, which leads to a significant reduction of water;
3. the refrigerator is made of the basement type, due to which the heat input from the outside environment is reduced and there is no danger of the product freezing in winter without additional heating of the chambers.

The project also provides a complete calculation and description of the technology and cooling supply during refrigerated product storage, as well as a detailed selection of the main and auxiliary equipment of the refrigerating plant.

In the calculation part, the calculation of the area of the refrigerator was performed, the type of insulation was selected and its calculation, and the thermal calculation was performed.

					КР.142.008.020.РПЗ						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата							
Розроб.		Мельников Н.В.			Annotation			Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевір.		Мирошник М.М.								3	93
								ХМ – 4 – 4			
Н. контр.											
Затверд.		Петренко В.П.									

Single-story refrigerators have advantages related to the convenience of mechanization of cargo operations, such as:

- ways of internal transportation of products - only horizontally. This allows you to fully mechanize loading and unloading and transport work inside the refrigerator;
- the possibility of building large chambers free from columns. This makes it easier and faster to carry out cargo operations inside the chambers;
- lower operating costs.

Key words: Refrigerant - R134a; Bitzer piston compressors; Vegetable storage with a capacity of 900 tons; Decentralized cooling scheme.

					KP.142.008.020.ПІЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		4

Зміст

Вступ.....	7
1. Технологічна схема холодильної обробки продукції.....	10
1.1. Технологія зберігання буряка.....	12
1.2 Технологія зберігання капусти.....	13
1.3 Технологія зберігання картоплі.....	14
2. Техніко-економічне обґрунтування.....	17
3. Визначення основних розмірів та планування приміщень холодильника	18
4. Розрахунок ізоляційних конструкцій холодильника.....	21
5. Розрахунок теплонадходжень до охолоджуванних приміщень.....	27
5.1 Теплонадходження через огорожуючі конструкції.....	27
5.2 Розрахунок теплопритоків при термічній обробці продуктів.....	32
5.3 Теплонадходження при вентиляції приміщення.....	34
5.4 Експлуатаційні тепло надходження.....	35
5.5 Теплонадходження від «дихання» плодів	36
6. Визначення навантаження на теплообмінне обладнання камер та компресори	37
7. Вибір структури системи охолодження та типу холодильної установки.....	38
8. Вибір розрахункового робочого режиму та тепловий розрахунок холодильної машини.....	40
9. Розрахунок і вибір повітроохолодників для холодильних камер	49
10. Розрахунок і вибір конденсаторів	52
11. Розрахунок та вибір допоміжного обладнання холодильної установки.....	55
12. Визначення діаметрів трубопроводів та гідравлічних втрат у всмоктувальних мережах	71
12.1 Розрахунок діаметрів трубопроводів.....	71

					КР.142.008.020.РПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Зміст			
Розроб.		Мельников Н.В.						
Перевір.		Мирошник М.М.						
Н. контр.								
Затверд.		Петренко В.П.			ХМ – 4 – 4			

12.2. Розрахунок гідравлічних втрат на лінії всмоктування	74
13. Техніко-економічні показники.....	76
14. Охорона праці.....	83
15. Список літератури	93

Вступ

Сучасний рівень виробництва продуктів характеризується, з одного боку, підвищенням урожайності поля за рахунок впровадження нових високопродуктивних сортів рослин, селекції та виведення високоврожайних сортів, а з іншого боку, за рахунок розширення міської забудови, мережі доріг, аеропортів та індустріальних парків.

Площа орних земель скорочується, і найкращі землі часто відводяться цим містам. Все це відбувається на тлі тривалого швидкого зростання населення Землі. Продовольча проблема стає однією з найважливіших, а актуальність вирішення цієї проблеми зростає. За даними Організації Об'єднаних Націй, з 1980 по 2000 рік населення світу подвоїлося, тому споживання їжі та матеріальних ресурсів для її виробництва також зросло.

Актуальною проблемою є не виснаження продовольчих ресурсів, а значні втрати продуктів харчування та сільськогосподарської продукції на шляху від полів до столів споживачів. Зараз у світі виробляється близько 4 мільярдів тонн їжі, половина з яких потребує охолодження і лише чверть піддається такій обробці.

Близько 30% продукції не доходить до споживачів. Тому необхідно створити безперервний холодильний ланцюг, що складається з різних ланок, щоб забезпечити умови для безперебійної холодильної обробки та збереження швидкопсувних продуктів від місця вирощування до місця споживання.

					КР.142.008.020.РПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Мельников Н.В.			Вступ			
Перевір.		Мирошник М.М.						
Н. контр.								
Затверд.		Петренко В.П.						
						Літ.	Арк.	Аркушів
							7	93
						ХМ – 4 – 4		

Початковою ланкою холодильного ланцюга є виробництво та заготівля холодильних камер, які є складовими харчового підприємства та являють собою самостійну організаційну структуру. Експлуатація цих холодильників суворо сезонна і не розрахована на тривале збереження продуктів, тому об'єм холодильного відділення не повинен бути занадто великим.

Штучний холод в плодоовочевій промисловості використовується для попереднього охолодження, транспортування, заморожування і консервування плодів і овочів, а також виробництва і консервації соків і плодоовочевих консервів.

Сучасні процеси попереднього охолодження, тобто швидке охолодження перед транспортуванням і зберіганням, дозволяють подовжити терміни холодного зберігання капусти, картоплі та буряків.

При проектуванні холодильника слід враховувати наступні завдання:

- забезпечення високих теплоізоляційних властивостей конструкції шляхом використання сучасних та ефективних ізоляційних матеріалів та герметизації швів у панелях, дверях, трубах і кабельних вводах;

- розробити та впровадити прогресивні технології холодильної переробки, зберігання та транспортування плодоовочевої продукції на основі раціонального вибору енергозберігаючих систем та інженерного обладнання, у тому числі мікропроцесорної техніки, суворого регулювання та підтримки температурно-вологісного режиму;

- досягти мінімального питомого об'єму холодильної камери (3,5 - 4,5 м³/т) за рахунок вдосконалення об'ємно-планувальних і конструктивних рішень холодильних камер;

- під час проектування і будівництва повинен бути впроваджений принцип формування холодильників і холодильних комплексів обробки і збереження овочів на основі блокових автономних будівельно-технологічних секцій (модулів) комплектного постачання.

					КР.142.008.020.РПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		9

1. Технологічна схема холодильної обробки продукції

Овочесховище розташоване в місті Полтаві. Ємність сховища за завданням становить 900 тонн: буряка – 250 тонн, капусти – 250 тонн, картоплі – 400 тонн. Холодопостачання здійснюється децентралізованими холодильними установками.

Технологічний процес холодильних складських робіт - це комплекс операцій приймання, зберігання та відвантаження протягом нормативного часу. У холодильній камері овочі охолоджуються холодним повітрям, яке переміщується вентилятором по замкнутому контуру між холодильною камерою та повітряним охолоджувачем. Швидкість охолодження залежить не тільки від часу, температури і контакту з продуктом, а й від способу охолодження овочів. Використовуються різні технології охолодження овочевої продукції, які мають різні можливості тепловідведення:

Повітряне охолодження

Ефективність охолодження в холодильних камерах можна значно підвищити, збільшуючи потік повітря, що обдуває овочі та фрукти. Цей підхід привів до розробки примусового повітряного охолодження, при якому охолоджене повітря з високою швидкістю, завдяки потужному вентилятору, проходить через контейнери і бункери з плодовоовочевою продукцією, розташованими в певному порядку. Цей метод здатний прискорити процес охолодження вчетверо.

					КР.142.008.020.РПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Технологічна схема холодильної обробки продукції			
Розроб.		Мельников Н.В.						
Перевір.		Мирошник М.М.						
Н. контр.								
Затверд.		Петренко В.П.			ХМ – 4 – 4			
					Літ.	Арк.	Аркушів	
							10	93

У багатьох випадках холодильні камери можна модернізувати для примусового повітряного охолодження, що потребує менших фінансових вкладень, ніж інші методи попереднього охолодження. Проте, щоб досягти такого швидкого відведення тепла, потужність охолоджувальної системи повинна бути достатньою для підтримання необхідної температури повітря під час процесу охолодження.

Невеликі, портативні системи примусового повітряного охолодження також досить затребувані з області зберігання продуктів харчування.

Невеликі, портативні системи повітряного охолодження також користуються великою популярністю в галузі зберігання продуктів харчування. Використання будь-якого методу охолодження, включаючи повітряне охолодження, потребує мінімізації втрат води з продукту. Система охолодження осушує холодне повітря в приміщенні, що призводить до конденсації водяної пари на випарнику і зниження відносної вологості. В результаті продукт втрачає вологу в повітря.

Щоб мінімізувати втрати води під час охолодження та зберігання, необхідно підтримувати відносну вологість на рекомендованому рівні для конкретної агрокультури. Примусове повітряне охолодження рекомендоване для охолодження більшості фруктів. Для підтримки оптимального температурно-вологісного режиму рекомендується обмежити теплоприпливи в камери, скорочувати час їх завантаження, використовувати тару з рівноважною вологістю, вентилювати камери влітку в нічні години та взимку в денні. Використання повітроохолоджувачів для охолодження камер (з безпосереднім охолодженням) дозволяє усунути ці недоліки. Завдяки інтенсифікації процесу теплообміну при застосуванні повітроохолоджувачів потреба в трубах зменшується в кілька разів.

Строки завантаження продукції до холодильника наведено у табл.1.1.

Табл.1.1. Період завантаження овочесховища продуктами

Картопля	Буряк	Капуста
15 серпня – 5 жовтня	2-15 вересня	17-31 вересня

1.1 Технологія зберігання буряка

Є багато способів зберігання буряка: в контейнерах, насипом, простий або стаціонарний – за умови, що він зберігається в оптимальних умовах зберігання. Якщо для зберігання використовуються складські приміщення з природною вентиляцією, то висота цукрових буряків, що завантажуються на склад, не повинна бути вище 120 см, а висота складів з активною вентиляцією — 2,5-3 м.

Використовують великі контейнери по 300-400 кг. Найкраще зберігаються великі і середні коренеплоди. Температура замерзання клітинного соку -1-1,2 °С, тому оптимальна температура зберігання 0 °С. При високій температурі буряк може швидко зів'янути, захворіти або прорости. Оптимальна відносна вологість 90%, але коренеплоди витримують наявність конденсаційної вологи. Столовий буряк зберігають так само, як і моркву, але можна збільшити розмір ящика і бортиків. Відношення площі поверхні насипу, що контактує з навколишнім середовищем, до об'єму продукту, що зберігається, становить 3 для буряка і 6,7-7,5 для моркви. Тому при зберіганні в складських приміщеннях з природною вентиляцією кількість буряків не повинна перевищувати 85 шарів.

У складському приміщенні з природною вентиляцією (з активним вентиляванням) ширина бункера для зберігання харчових цукрових буряків становить 3 м, зберігається 1,5-2 насінини, висота 1,2 м. Вентиляція, висота насипу може досягати 3м). Для зберігання буряків використовують велику тару по 300-400 кг. При посадці буряка пізньої осені додаткове провітрювання не потрібно.

Приймаємо що буряк будемо зберігати в дерев'яних контейнерах з піддонами розміром 1200x1000x900 мм за параметрів повітря вказаних у табл. 1.3..

1.2 Технологія зберігання капусти

Для зберігання відбирають непошкоджені, сухі, щільні головки. Їх клітини невеликі, мають товсті стінки і містять багато цукру, тому тканина витримує осінні морози до -2-3°C. Зібрані головки менш стійкі до тривалих низьких температур.

Враховуючи особливості зберігання капусти, ми провели повну підготовку до її зберігання: відібрали за розміром і щільністю, видалили пошкоджену. Перед садінням капусту обробляють вручну або на спеціалізованих лініях і пакують у тару та транспортні засоби. По цих лініях головки видаляють зайві листя і обрізають.

Спосіб зберігання капусти: відсутність світла, низька температура без перепадів (0-1°C), відносна вологість повітря близько 95%, хороша вентиляція, певний газовий склад (не менше 6-7% кисню і не більше 2-3%). вуглекислий газ). При зберіганні в іншому газовому середовищі фізіологічне розкладання качанів відбувається раніше мікробного псування. Тому зберігати капусту в пластиковій упаковці не можна. Задуха капусти відбувається в траншеях, викопаних у ґрунтах із важким зернистим складом, у яких вміст вуглекислого газу досягає 5%.

					КР.142.008.020.РПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		13

Співвідношення площі поверхні насипів, що контактують з навколишнім середовищем, до об'єму матеріалів, що зберігаються, становить 4,5 до 6. Тому капусту зберігають переважно в насипах, а не в канавах, за винятком насипів у північних районах. Інші ділянки забудовані сушею глибиною 10-20 см, що зменшується на південь. Знизу з обох боків кладуть спочатку гніздо з ялинового гілля, соломи або очерету, потім 6-7 рядів качанів, складаючи їх так, щоб зверху залишився тільки один ряд качанів. У північному регіоні край розширюється. Глибина капустяної траншеї не повинна перевищувати 0,5, а ширина - 1 м. З обох сторін повинні бути борти для охолодження і вентиляційні отвори. При досягненні температури 0-1°C встановіть витяжні труби через кожні 2-3м.

У складських приміщеннях з активною вентиляцією об'єм подачі повітря підтримується на рівні 150-200 куб.м/т/год. Коли встановиться постійна температура (0-1°C), провітрюйте не менше 6 разів на день по 30 хвилин кожен раз. Як правило, висота насипу становить до 3 м, а ширина траншеї 3-4 м.

Приймаємо що капусту будемо зберігати в дерев'яних контейнерах з піддонами розміром 1200x1000x900 мм за параметрів повітря вказаних у табл. 1.3..

1.3 Технологія зберігання картоплі

Сьогодні існують два основних види зберігання: 1) Зберігання столової картоплі, насіннєвої картоплі та картоплі, переробленої на крохмаль; 2) Зберігання насіння та столової картоплі в контейнерах або сітчастих мішках.

					КР.142.008.020.РПЗ	Аржуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		14

Безтарне зберігання здійснюється шляхом подачі повітря з барокамери в повітропроводи під або над підлогою і звідти через товщу продукту. Висота штабелів їстівної картоплі не повинна перевищувати 4 м, а максимальна висота штабелів насінневої картоплі не повинна перевищувати 3 м. Якщо висота стосу перевищує рекомендовану, температура всередині стосу знизиться. Купа ґрунту, що піднімається, тисне на нижній шар картоплі, викликаючи плями на бульбах. Оптимальна температура при зберіганні для ранньостиглих сортів $+1,5-2^{\circ}\text{C}$, середньостиглих $+3-4^{\circ}\text{C}$, пізньостиглих $+5-6^{\circ}\text{C}$, відносна вологість повітря 85-95%. Контейнерне зберігання має кілька переваг перед безтарним зберіганням. До них відносяться легке розділення продуктів за видами та сортами та зручний доступ до партій цих продуктів. Під час зберігання в контейнерах картопля висихає й охолоджується швидше, ніж при зберіганні насипом, тому існує менша ймовірність передачі хвороб під час зберігання. Оскільки висота картоплі в ємності становить 1 м, тиск знижується, а різниця температур між бульбами мінімальна. Однак усі ці переваги існують лише за наявності добре спроектованої системи розподілу повітря, правильно спроектованих систем зберігання та типів контейнерів.

Приймаємо що картоплю будемо зберігати в дерев'яних контейнерах з піддонами розміром 1200x1000x900 мм за параметрів повітря вказаних у табл. 1.3.

					КР.142.008.020.РПЗ	Аржум
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		15



Рис. 1. – Дерев'яний контейнер

Таблиця 1.3. - Режими зберігання овочів

№	Назва камери	Температура, °С	Відносна вологість, %	Кратність циркуляції повітря, об/год		Кратність обміну повітря		Тривалість зберігання
				Охолодження	Зберігання	Охолодження	Зберігання	
1	Буряк	0	90	20-30	3 м/с	1-3 об/год	1 об/год	4-9 місяців
2	Капуста	0...1	95-100	8-10	3 м/с	2-3 об/год	3 об/год	3-6 місяців
3	Картопля	3...5	85-90	20-30	3 м/с	1-3 об/год	2 об/год	4-8 місяців

2. Техніко-економічне обґрунтування

Відповідно до завдань дипломного проекту ми проектуємо овочесховище ємністю 900 тонн у м. Полтава.

Полтавська область має природно-кліматичні умови, що сприяють інтенсивному та ефективному розвитку сільського господарства. Сільське господарство посідає друге місце за обсягами в галузі матеріального виробництва і перше за використанням трудових ресурсів.

Така велика кількість плодоовочевої продукції створює величезний попит на її збереження з метою продовження терміну її реалізації.

Збільшуючи отримані прибутки, це ідеальні умови для створення овочесховищ, що працюють в умовах контрольованого газового середовища - R134a. У схемі охолодження використовується децентралізоване пряме кип'ятіння. Тип холодильної установки - фреонова, одноступенева, на одну температуру кипіння. Поршневий компресор Bitzer.

Використання повітроохолоджувачів Goedhard дозволяє зменшити загальну площу холодильника, тим самим зменшивши капітальні витрати на будівництво. Додатково для зниження експлуатаційних витрат використано цокольну конструкцію з несучими залізобетонними стінами та утеплювачем ПСБ-С.

Овочі, що зберігаються в РГС, довше зберігають свої корисні властивості, мають більш здоровий вигляд і більш привабливі для споживачів, що сприяє збільшенню продажів, скороченню термінів окупності обладнання та збільшенню прибутку.

					КР.142.008.020.РПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Мельников Н.В.			Техніко-економічне обґрунтування	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Мирошник М.М.					17	93
Н. контр.								
Затверд.		Петренко В.П.				ХМ – 4 – 4		

3. Розрахунок основних розмірів та планування приміщень камер

Місткість холодильника для овочів визначається виходячи з допустимих розрахунків:

1. Буряк - 0,36 тонни продукту на 1 кубічний метр об'єму вантажу;
2. Картопля - 0,53 тонни продукту на 1 кубічний метр об'єму вантажу;
3. Капуста на 1 кубічний метр об'єму вантажу - 0,38 тонни продукту.

Ми припускаємо, що приміщення попереднього охолодження є основним складським приміщенням. Так як наша холодильна камера вміщує всього 900 тонн продукції, вона складається з: основного корпусу, включаючи холодильну камеру з утепленням кожухом і зону, де встановлені холодильні машини, які огорожені сіткою і накриті навісами. Холодильна камера є підвальною, а платформа, на якій знаходиться холодильник, встановлюється біля стінки холодильної камери або на даху.

Ми використовуємо мобільні мобільні платформи як автомобільні платформи.

Проектуємо одношаровий холодильник. Планування внутрішнього простору холодильної камери вибираю за типом: є внутрішній коридор. У цьому типі холодильника двері холодної камери відкриваються в коридор і тому не контактують із зовнішнім повітрям.

Такий вид планування найбільш поширений в сучасній проектній практиці. Перевагою є те, що при відкритих дверях зменшується надходження тепла в камеру, недоліками є довший шлях від входу до камери та меншою мірою використовується площа підлоги для розміщення вантажу.

					КР.142.008.020.РПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Розрахунок основних розмірів та планування приміщень камер		
Розроб.		Мельников Н.В.					
Перевір.		Мирошник М.М.					
Н. контр.							
Затверд.					ХМ – 4 – 4		
					Літ.	Арк.	Аркушів
						18	93

Проектуємо холодильник з несучими стінами та будівельною сіткою 6х18 м, висота камер - 6,4 м. Ширину вантажних коридорів приймається 6 м. Висота складування продукту становить 5,4 м що дозволяє розміщувати контейнери у шість ярусів.

Визначаємо необхідну площу основних камер:

а) камери зберігання буряка за формулою (7.2) [1]:

$$F_{\text{к буряка}} = \frac{B_k}{q_v \cdot h_{\text{гр}} \cdot \beta} = \frac{250}{0,35 \cdot 5,4 \cdot 0,73} = 105,7 \text{ м}^2$$

Кількість будівельних прямокутників за формулою становить (7.5) [1]:

$$n = \frac{F_{\text{стр}}}{f_{\text{стр}}} = \frac{105,7}{108} = 0,98$$

Приймаємо 1 прямокутник.

б) камери зберігання капусти за формулою (7.2) [1]:

$$F_{\text{к буряка}} = \frac{B_k}{q_v \cdot h_{\text{гр}} \cdot \beta} = \frac{250}{0,35 \cdot 5,4 \cdot 0,73} = 105,7 \text{ м}^2$$

Кількість будівельних прямокутників за формулою становить (7.5) [1]:

$$n = \frac{F_{\text{стр}}}{f_{\text{стр}}} = \frac{105,7}{108} = 0,98$$

Приймаємо 1 прямокутник.

в) камери зберігання картоплі за формулою (7.2) [1]:

$$F_{\text{к буряка}} = \frac{B_k}{q_v \cdot h_{\text{гр}} \cdot \beta} = \frac{400}{0,35 \cdot 5,4 \cdot 0,73} = 162,7 \text{ м}^2$$

Кількість будівельних прямокутників за формулою становить (7.5)

[1]:

$$n = \frac{F_{\text{стр}}}{f_{\text{стр}}} = \frac{162,7}{108} = 1,5$$

Приймаємо 1,5 прямокутника.

Ми не враховуємо службові приміщення, оскільки вони не передбачені завданням.

Розробляємо план холодильника який наведено на рис. 3.1..

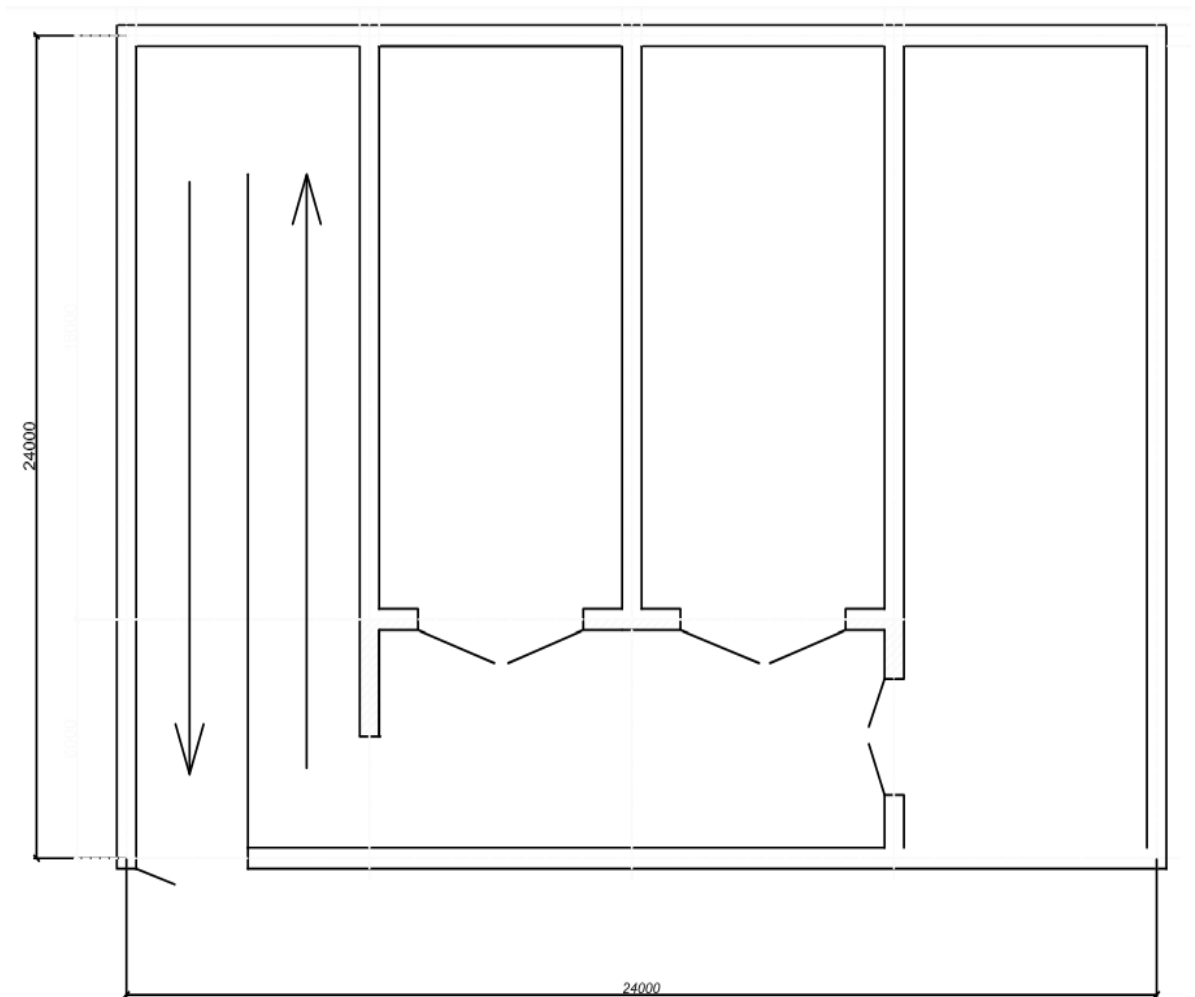


Рис. 3.1. План холодильника

4. Розрахунок ізоляційних конструкцій холодильника

Структура огорожувальних конструкцій холодильника наведена в таблиці 4.1, починаючи з внутрішньої сторони. Оскільки стіни холодильника є несучими, товщини основних несучих матеріалів однакові для всіх огорожувальних конструкцій.

Таблиця 4.1. - Структура стін.

Назва шару	Товщина δ , м	Коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/(м·К)	Термічний опір R , (м ² · К)/Вт
1. Штукатурка складним розчином по металевій сітці	0,02	0,98	0,02
2. Теплоізоляція з ПСБ-С	-	0,035	-
3. Пароізоляція – 2 шари гідрозола на бітумній мастиці	0,004	0,3	0,013
4. Залізобетонні фундаменти	0,6	1,86	0,32
Загальний термічний опір			0,35

Середньорічна температура зовнішнього повітря для м. Полтава становить 7,0°C.

Зовнішні стіни камер зберігання 0 - 5 °С:

Значення коефіцієнта теплопередачі для зовнішньої огорожі ізоляції камери з $t_{в} = 0^{\circ}\text{C}$ холодильника $k_o^{\text{тр}} = 0,41 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ відповідно табл.8.3 [1].

Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо за табл. 8.1. [1]: $\alpha_v = 9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

					КР.142.008.020.РПЗ						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата							
Розроб.		Мельников Н.В.			Розрахунок ізоляційних конструкцій холодильника			Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевір.		Мирошник М.М.							21	93	
								ХМ – 4 – 4			
Н. контр.											
Затверд.		Петренко В.П.									

Необхідна товщину теплоізолюючого шару (8.2) [1]:

$$\delta_{iz}^{tp} = \lambda_{iz} \left[\frac{1}{k_o^{tp}} - \left(\frac{1}{\alpha_H} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) \right]$$

$$\delta_{iz}^{tp} = 0,035 \cdot \left[\frac{1}{0,41} - \left(0,39 + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,069 \text{ м.}$$

Округлюємо до більшого значення типорозміру 70 мм.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі (8.3) [1]:

$$K_o^d = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_H} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) + \frac{\delta_{из.д.}}{\lambda_{из}}} = \frac{1}{\left(0,39 + \frac{1}{9} \right) + \frac{0,07}{0,035}} = 0,406 \text{ Вт/м}^2$$

Стіни камер зберігання ($t_{кам} = 0^\circ\text{C}$) що контактують з коридором:

Значення коефіцієнта теплопередачі для зовнішньої огорожі ізоляції камери з $t_B = 0^\circ\text{C}$ холодильника $k_o^{tp} = 0,456 \text{ Вт/(м}^2\text{*К)}$ відповідно табл.8.3 [1]. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо за табл. 8.1. [1]: $a_e = 9 \text{ Вт/(м}^2\text{ К)}$, $a_z = 8 \text{ Вт/(м}^2\text{ * К)}$.

Необхідна товщину теплоізолюючого шару:

$$\delta_{iz}^{tp} = 0,035 \cdot \left[\frac{1}{0,456} - \left(\frac{1}{8} + 0,35 + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,057 \text{ м.}$$

Округлюємо до більшого значення типорозміру 60 мм.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$K_o^d = \frac{1}{\left(\frac{1}{8} + 0,35 + \frac{1}{9} \right) + \frac{0,06}{0,035}} = 0,437 \text{ Вт/м}^2$$

Стіни камер зберігання ($t_{кам} = 5^\circ\text{C}$) що контактують з коридором:

Значення коефіцієнта теплопередачі для зовнішньої огорожі ізоляції камери з $t_B = 5^\circ\text{C}$ холодильника $k^{tp} = 0,52 \text{ Вт/(м}^2\text{*К)}$ відповідно табл.8.3 [1]. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо за табл. 8.1. [1]: $a_e = 9 \text{ Вт/(м}^2\text{ * К)}$, $a_z = 8 \text{ Вт/(м}^2\text{ * К)}$.

Необхідна товщину теплоізолюючого шару:

$$\delta_{iz}^{tp} = 0,035 \cdot \left[\frac{1}{0,52} - \left(\frac{1}{8} + 0,35 + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,047 \text{ м.}$$

Округлюємо до більшого значення типорозміру 50мм.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$K_o^d = \frac{1}{\left(\frac{1}{8} + 0,35 + \frac{1}{9}\right) + \frac{0,05}{0,035}} = 0,496 \text{ Вт/м}^2$$

Перегородки між камерами.

Стіна між камерою зберігання з $t_{\text{кам}} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ та камерою з $t = 0 \text{ }^\circ\text{C}$

Значення коефіцієнта теплопередачі $k_o^{\text{тр}} = 0,58 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ відповідно табл.8.4 [1]. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо за табл. 8.1. [1]:

$$a_e = 9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, a_z = 9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Необхідна товщину теплоізолюючого шару:

$$\delta_{\text{із}}^{\text{тр}} = 0,035 \cdot \left[\frac{1}{0,58} - \left(\frac{1}{9} + 0,35 + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,0403 \text{ м.}$$

Підбираю товщину 50 мм.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_o^d = \frac{1}{\left(\frac{1}{8} + 0,35 + \frac{1}{9}\right) + \frac{0,05}{0,035}} = 0,499 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Стіна між камерою зберігання з $t = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ та камерою з $t = 5 \text{ }^\circ\text{C}$

Значення коефіцієнта теплопередачі $k_o^{\text{тр}} = 0,525 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ відповідно табл.8.4 [1]. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо за табл. 8.1. [1]:

$$a_e = 9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, a_z = 9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Необхідна товщину теплоізолюючого шару:

$$\delta_{\text{із}}^{\text{тр}} = 0,035 \cdot \left[\frac{1}{0,525} - \left(\frac{1}{9} + 0,35 + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,047 \text{ м.}$$

Підбираю - 50 мм.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_o^d = \frac{1}{\left(\frac{1}{9} + 0,35 + \frac{1}{9}\right) + \frac{0,05}{0,035}} = 0,499 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Теплоізоляції підлоги в холодильнику не передбачаємо, оскільки мінімальна можлива температура в камерах $t_{\text{кам}} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$

Теплоізоляція покрівлі камер з $t = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$

Значення коефіцієнта теплопередачі покриття $k_0^{\text{тр}} = 0,37\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо рівними $a_{\text{н}} = 23\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $a_{\text{в}} = 6\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Структура покрівлі та розрахунок сумарного термічного опору наведено у табл. 4.2..

Таблиця 4.2. - Структура покрівлі

Назва шару	Товщина b , м	Коефіцієнт теплопровідності a , Вт/(м * К)	Термічний опір K , ($\text{м}^2 \cdot \text{К}$)/Вт
1. 5 шарів гідроізола на бітумній мастиці	0,012	0,3	0,04
2. Стяжка з бетону по металевій сітці	0,04	1,86	0,022
3. Пароізоляція (пергамін)	0,001	0,15	Не враховуємо
4. Теплоізоляція З	-	0,035	-
ПСБ-С			
5. Залізобетонна плита	0,035	2,04	0,017
Загальний термічний опір			0,079

Необхідна товщина теплоізолюючого шару:

$$\delta_{\text{із}}^{\text{тр}} = 0,035 \cdot \left[\frac{1}{0,37} - \left(\frac{1}{23} + 0,79 + \frac{1}{6} \right) \right] = 0,084\text{ м.}$$

Округлюємо до більшого значення типорозміру - 90 мм.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^d = \frac{1}{\left(\frac{1}{23} + 0,79 + \frac{1}{6} \right)} + \frac{0,09}{0,035} = 0,35\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Теплоізоляція покрівлі камер з $t = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$

Значення коефіцієнта теплопередачі покриття $k_0^{\text{TP}} = 0,42\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо рівними $a_{\text{H}} = 23\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $a_{\text{B}} = 6\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

Структура покрівлі та розрахунок сумарного термічного опору наведено у табл. 4.2..

Необхідна товщина теплоізолюючого шару:

$$\delta_{\text{із}}^{\text{TP}} = 0,035 \cdot \left[\frac{1}{0,42} - \left(\frac{1}{23} + 0,79 + \frac{1}{6} \right) \right] = 0,073\text{ м.}$$

Округлюємо до більшого значення типорозміру – 80 мм.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^d = \frac{1}{\left(\frac{1}{23} + 0,79 + \frac{1}{6} \right)} + \frac{0,08}{0,035} = 0,359\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Огородження	$t_{\text{в}}\text{ }^{\circ}\text{C}$	$a_{\text{з}},\text{ Вт}$	$a_{\text{в}},\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	Товщина теплоізоляційного шару, мм		Коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	
Зовнішні стіни камер	0 - 5	-	9	69	70	0,41	0,406
Стіни камер зберігання буряка та капусти що контактують з коридором	0	8	9	57	60	0,456	0,437
Стіна камери зберігання картоплі що контактує з коридором	5	8	9	47	50	0,52	0,496
Перегородка між камерами капусти та буряка	0	9	9	40,3	50	0,58	0,499
Перегородка між камерами капусти та картоплі	0	9	9	47	50	0,525	0,499
Підлога	-	-	-	-	-	-	-
Покриття камер капусти та буряка	0	23	6	84	90	0,37	0,35
Покриття камери картоплі	5	23	6	73	80	0,42	0,39

					КР.142.008.020.РПЗ		Архиви
							25
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			

Необхідна товщину теплоізолюючого шару (8.2) [1]:

$$\delta_{\text{із}}^{\text{тр}} = \lambda_{\text{із}} \left[\frac{1}{k_o^{\text{тр}}} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{н}}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} \right) \right]$$

$$\delta_{\text{із}}^{\text{тр}} = 0,035 \cdot \left[\frac{1}{0,41} - \left(0,39 + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,069 \text{ м.}$$

Округлюємо до більшого значення типорозміру 70 мм.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі (8.3) [1]:

$$K_o^{\text{д}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{н}}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} \right) + \frac{\delta_{\text{із.д.}}}{\lambda_{\text{із}}}} = \frac{1}{\left(0,39 + \frac{1}{9} \right) + \frac{0,07}{0,035}} = 0,406 \text{ Вт/м}^2$$

Стіни камер зберігання ($t_{\text{кам}} = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$) що контактують з коридором:

Значення коефіцієнта теплопередачі для зовнішньої огорожі ізоляції камери з $t_{\text{в}} = 0^{\circ}\text{C}$ холодильника $k_o^{\text{тр}} = 0,456 \text{ Вт/(м}^2\text{*K)}$ відповідно табл.8.3 [1]. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо за табл. 8.1. [1]: $a_{\text{в}} = 9 \text{ Вт/(м}^2\text{K)}$, $a_{\text{з}} = 8 \text{ Вт/(м}^2\text{*K)}$.

Необхідна товщину теплоізолюючого шару:

$$\delta_{\text{із}}^{\text{тр}} = 0,035 \cdot \left[\frac{1}{0,456} - \left(\frac{1}{8} + 0,35 + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,057 \text{ м.}$$

Округлюємо до більшого значення типорозміру 60 мм.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$K_o^{\text{д}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{8} + 0,35 + \frac{1}{9} \right) + \frac{0,06}{0,035}} = 0,437 \text{ Вт/м}^2$$

Стіни камер зберігання ($t_{\text{кам}} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$) що контактують з коридором:

Значення коефіцієнта теплопередачі для зовнішньої огорожі ізоляції камери з $t_{\text{в}} = 5^{\circ}\text{C}$ холодильника $k_o^{\text{тр}} = 0,52 \text{ Вт/(м}^2\text{*K)}$ відповідно табл.8.3 [1]. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо за табл. 8.1. [1]: $a_{\text{в}} = 9 \text{ Вт/(м}^2\text{*K)}$, $a_{\text{з}} = 8 \text{ Вт/(м}^2\text{*K)}$.

Необхідна товщину теплоізолюючого шару:

$$\delta_{\text{із}}^{\text{тр}} = 0,035 \cdot \left[\frac{1}{0,52} - \left(\frac{1}{8} + 0,35 + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,047 \text{ м.}$$

5. Розрахунок теплонадходжень до охолоджуваних приміщень

Розрахунок проводимо для кожної камери окремо.

Початковими даними для розрахунку є значення коефіцієнтів теплопередачі будівельно-ізоляційних конструкцій (табл. 5.3.), температура та вологість в камерах (табл. 5.2.), зовнішнього повітря, температура та кількість вантажів що надходять до камер.

5.1. Теплонадходження через огорожуючі конструкції.

Ми визначаємо суму теплових втрат, що виникають через стіни, перегородки, перекриття або покриття, а також через підлоги та інші елементи конструкції, через різницю температур між зовнішньою стороною огороження і внутрішньою частиною охолоджуваного приміщення, а також теплонадходжень в наслідок впливу сонячної радіації через покриття:

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_{1c}$$

Теплонадходження через стіни, перегородки, перекриття або покриття Q_{1T} (кВт) розраховуємо за формулою:

$$Q_{1T} = \kappa_d \cdot F \cdot \Theta = k_d \cdot F \cdot (t_H - t_B)$$

де κ_d - дійсний коефіцієнт теплопередачі огороження, визначений при розрахунку товщини ізоляційного шару, Вт/(м² * К); F - розрахункова площа поверхонь огорожувальних конструкцій, м²; Θ - розрахункова різниця температур (температурний напір), °С; t_H - розрахункова температура повітря з зовнішньої сторони огороження, °С; t_B - розрахункова температура повітря усередині охолоджуваного приміщення, °С.

Теплонадходження від сонячної радіації через зовнішні стіни і покриття холодильників Q_{1c} (кВт) визначаємо за формулою:

$$Q_{1c} = \kappa_d \cdot F \cdot t_c,$$

					КР.142.008.020.РПЗ						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата							
Розроб.		Мельников Н.В.			Розрахунок теплонадходжень до огороджуваних приміщень			Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевір.		Мирошник М.М.								27	93
Н. контр.											
Затверд.		Петренко В.П.						ХМ – 4 – 4			

де κ_d - дійсний коефіцієнт теплопередачі огороження, Вт/(м² · К);

t_c - надлишкова різниця температур, що характеризує дію сонячної радіації, °С.

Кількість тепла, яке надходить в холодильні камери через сонячну радіацію, залежить від географічного положення холодильника (географічної широти), характеристик поверхні та орієнтації її по сторонам світу. Для міста Полтава приймаємо такі параметри зовнішнього повітря: середньорічна температура $t_{cp} = 7^\circ\text{C}$, розрахункова максимальна температура в кінці серпня - початку вересня становить 31°C , мінімальна розрахункова температура в січні-грудні -22°C , розрахункова літня відносна вологість повітря 48%.

Розрахунок теплових надходжень до камер зберігання проводимо тільки для літнього режиму. На зимовий режим роботи холодильника розрахунок не проводиться, оскільки холодильник має підвальний тип і контакт з вулицею взимку обмежений, що призводить до незначних тепловтрат через покриття порівняно з іншими поверхнями.

Камера №1 (зберігання буряка) з температурою в камері $t_{BH} = 0^\circ\text{C}$.

Західна та південна стіни: $\kappa_d = 0,437 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, температурний напір приймаємо з коефіцієнтом 0,7, як для приміщень що контактують з зовнішнім повітрям.

$$Q_{1T} = \kappa_d * (F_1 + F_2) * \Theta = 0,437 - ((18 + 6) * 6,4) - (0,7 * (31 - 0)) = 1,46 \text{ кВт}$$

Східна стіна: $\kappa_d = 0,499 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, температурний напір приймаємо з 0. Відповідно:

$$Q_{IT} = 0 \text{ кВт.}$$

Північна стіни. Стіна повністю занурена в землю.

Визначаємо коефіцієнт m , що враховує відносне зростання термічного опору стіни за наявності ізоляції:

$$m = 1/1,25 \cdot (\delta_1/a_1 + \dots + \delta_n/a_n) + 1 = 1/1,25 \cdot$$

$$(0,02/0,98 + 0,07/0,035 + 0,004/0,3 + 0,6/1,86) + 1 = 0,253$$

Тоді тепло надходження дорівнюють:

$$Q = (0,47 - (2 - 6) - 0,253 \cdot (31 - 0)) + (0,23 - (2 - 6) - 0,253 \cdot (31 - 0)) + \\ + (0,12 \cdot (2 \cdot 6) \cdot 0,253 - (31 - 0)) + (0,07 \cdot (2 \cdot 0,4) \cdot 0,253 - (31 - 0)) = 0,078 \text{ кВт}$$

Покрівля $\kappa_{\delta} = 0,35 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, покриття покрівлі виконано з темних матеріалів тому $t_c = 17,7 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$Q_{1T} = 0,35 - (18 - 6) - (31 - 0) = 1,17 \text{ кВт}$$

$$Q_{1c} = \kappa - F - t_c = 0,35 - 18 - 6 - 17,7 = 0,67 \text{ кВт}$$

Загальні тепло надходження через покрівлю становлять:

$$Q_1 = 1,17 + 0,67 = 1,84 \text{ кВт}$$

Підлога: $\kappa_d = 0,07 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ як для підлог що знаходяться на ґрунті в 4 зоні, коефіцієнт $m=1$ оскільки теплоізоляції підлоги не існує.

$$Q_{1T} = 0,07 - (18 - 6) - (31 - 0) - 1 = 0,23 \text{ кВт}$$

Сумарні теплонадходження до камери №1:

$$Q_1 = 1,84 + 0,23 + 0,078 + 1,46 + 0 = 3,61 \text{ кВт.}$$

Камера №2 (зберігання капусти) з температурою в камері $t_{вн} = 0^{\circ}\text{C}$.

Південна стіни: $\kappa = 0,437 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, температурний напір приймаємо з коефіцієнтом 0,7, як для приміщень що контактують з зовнішнім повітрям.

$$Q_{1T} = \kappa_d \cdot F_1 \cdot \Theta = 0,437 \cdot (6 \cdot 6,4) \cdot (0,7 \cdot (31 - 0)) = 0,36 \text{ кВт}$$

Західна стіна: $\kappa_d = 0,499 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, температурний напір приймаємо з 0. Відповідно:

$$Q_{1T} = 0 \text{ кВт.}$$

Східна стіни: $\kappa_d = 0,499 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

$$Q_{1T} = 0,499 \cdot (18 - 6,4) \cdot (4 - 0) = 0,23 \text{ кВт}$$

Північна стіни. Розрахунок повністю аналогічне камері зберігання буряка.

$$\begin{aligned} Q_{1T} &= (0,47 \cdot (2 \cdot 6) \cdot 0,253 \cdot (31 - 1)) + (0,23 \cdot (2 \cdot 6) \cdot 0,253 \cdot (31 - 1)) + \\ &+ (0,12 \cdot (2 \cdot 6) \cdot 0,253 \cdot (31 - 1)) + (0,07 \cdot (2 \cdot 0,4) \cdot 0,253 \cdot (31 - 1)) = \\ &0,078 \text{ кВт} \end{aligned}$$

Розрахунок покрівлі аналогічне камері зберігання буряка, тоді загальні теплонадходження через покрівлю становлять:

$$Q_1 = 1,17 + 0,67 = 1,85 \text{ кВт.}$$

Розрахунок підлоги виконується аналогічно камері зберігання буряка, тоді загальні теплонадходження становлять:

$$Q_{1T} = 0,07 \cdot (18 - 6) \cdot (31 - 0) - 1 = 0,24 \text{ кВт}$$

Сумарні теплонадходження до камери №2:

$$Q_1 = 1,84 + 0,23 + 0,078 + 0,36 + 0,23 + 0 = 2,74 \text{ кВт}$$

					КР.142.008.020.РПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		30

Камера №3 (зберігання картоплі) з температурою в камері $t_{BH} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Західна стіна що контактує з камерою №2: $\kappa_d = 0,499\text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$).

$$Q_{1T} = 0,499 - (18 - 6,4) \cdot (0 - 5) = 0,58\text{ кВт}$$

Західна стіна що контактує з коридором: $\kappa_d = 0,496\text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, температурний напір приймаємо з коефіцієнтом 0,7, як для приміщень що контактують з зовнішнім повітрям.

$$Q_{1T} = 0,496 * (6 \cdot 6,4) \cdot (0,7 \cdot (31 - 5)) = 0,34\text{ кВт}$$

Східна, південна та північна стіни повністю занурені в землю.

Коефіцієнт m аналогічен попереднім розрахункам і становить 0,253.

Тоді теплонадходження дорівнюють:

$$Q_{1T} = (0,47 \cdot (2 \cdot (6 + 6 + 18)) \cdot 0,253 - (31 - 5)) + (0,23 \cdot (2 \cdot (6 + 6 + 18)) \cdot 0,253 - (31 - 5)) + (0,12 - (2 - (6 + 6 + 18)) - 0,253 - (31 - 5)) + (0,07 - ((6 + 6 + 18) - 0,4) - 0,253 - (31 - 5)) = 0,33$$

Покрівля: $\kappa_d = 0,39\text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, покриття покрівлі виконано з темних матеріалів тому $t_c = 17,7\text{ }^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{1T} = 0,39 \cdot (24 \cdot 6) \cdot (31 - 5) = 1,46\text{ кВт}$$

$$Q_{1c} = k - F - t_c = 0,39 - 24 - 6 - 17,7 = 0,99\text{ кВт}$$

Загальні тепло надходження через покрівлю становлять:

$$Q_1 = 1,46 + 0,99 = 2,45\text{ кВт}$$

Підлога: $\kappa_d = 0,07\text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ як для підлог що знаходяться на ґрунті в 4 зоні, коефіцієнт $\alpha = 1$ оскільки теплоізоляції підлоги не існує.

$$Q_{1T} = 0,07 - (24 - 6) - (31 - 5) - 1 = 0,31\text{ кВт}$$

Сумарні теплонадходження до камери №3:

$$Q_1 = 0,58 + 0,34 + 0,33 + 2,45 + 0,31 = 4,01\text{ кВт}$$

					КР.142.008.020.РПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		31

5.2. Розрахунок теплопритоків при термічній обробці продуктів

Розраховуємо теплонадходження при термічній обробці продуктів за формулою:

$$Q_2 = Q_{2п} + Q_{2т}, Вт$$

де, $Q_{2п}$ - теплоприток від продуктів, Вт; $Q_{2т}$ - теплоприток від тари, Вт.

Розраховуємо теплопритоки при охолодженні за формулою:

$$Q_{2п} = M_{пр} \cdot c_{пр} \cdot (t_{п} - t_{кам}) \cdot 10^3 / 24 \cdot 3600;$$

$$Q_{2п \text{ бур}} = 12,5 \cdot 3,52 \cdot (10 - 0) \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600} = 5,09 \text{ кВт}$$

$$Q_{2п \text{ кап}} = 12,5 \cdot 4,1 \cdot (20 - 0) \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600} = 11,8 \text{ кВт}$$

$$Q_{2п \text{ карт}} = 12,5 \cdot 3,49 \cdot (20 - 5) \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600} = 7,5 \text{ кВт}$$

де $M_{пр}$ - добове надходження продуктів, т (для буряка 12,5 т/добу, для капусти - 12,5 т/добу, для картоплі - 12,5 т/добу); $C_{пр}$ - теплоємність продукту - кДж/(кгК); $t_{п}$ - початкова температура продукту при надходженні в камеру; $t_{кам}$ - кінцева температура продукту (температура в камері).

Теплонадходження від тари $Q_{2т}$, кВт:

$$Q_{2т} = M_{т} \cdot C_{т} \cdot (t_{п} - t_{кам}) \cdot 10^3 / 24 \cdot 3600, \text{ кВт};$$

$$Q_{2т \text{ бур}} = 2,5 \cdot 2,3 \cdot (10 - 0) \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600} = 0,6 \text{ кВт}$$

$$Q_{2т \text{ кап}} = 2,5 \cdot 2,3 \cdot (20 - 0) \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600} = 1,3 \text{ кВт}$$

$$Q_{2т \text{ карт}} = 2,5 \cdot 2,3 \cdot (20 - 5) \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600} = 0,99 \text{ кВт}$$

де M_m - добове надходження тари (20% від маси вантажу), т/добу; c_m - питома теплоємність тари, кДж/(кг·К) $c_T = 2,3$ кДж/(кг·К)

Розрахунок за наведеними формулами проводимо в табл. 5.2..

Таблиця 5.2. - Теплонадходження від продуктів

№ камери	Температура, °С		Теплоємність продукту $C_{пр}$, кДж/(кг·К)	Теплоємність тари C_T , кДж/(кг·К)	Добове надходження продукту $M_{пр}$, т	Добове надходження тари M_T , т	Q_{in} , кВт	Q_{2T} , кВт	Q_2 , кВт
	$t_{поч}$	$t_{кам}$							
№1	10	0	3,52	2,3	12,5	2,5	5,09	0,6	5,69
№3	20	5	3,49				7,5	1,3	8,8
№2	20	0	4,1				11,8	1	12,8

5.3. Теплонадходження при вентиляції приміщення.

$$Q_3 = M_{\text{пов}} \cdot (h_{\text{зов}} - h_{\text{кам}}), \text{ кВт};$$

де $M_{\text{пов}}$ - масова витрата вентиляційного повітря, кг/с; $h_{\text{зов}}$, $h_{\text{вн}}$ - питомі ентальпії зовнішнього повітря та повітря в камері, кДж/кг.

$$M_{\text{пов}} = V_K \cdot a \cdot \rho_{\text{пов}} / 24 \cdot 3600, \text{ кг/с};$$

$$M_{\text{пов кап}} = 691,2 \cdot 3 \cdot \frac{1,293}{24 \cdot 3600} = 0,031 \text{ кВт}$$

$$M_{\text{пов карт}} = 921,6 \cdot 3,52 \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600} = 0,041 \text{ кВт}$$

де, V_K - об'єм вентиляованого приміщення, м³; a - кратність повітрообміну; $\rho_{\text{пов}}$ - густина повітря при температурі та відносній вологості повітря в камері, кг/м³.

Розрахунок за наведеними формулами проводимо в табл. 5.3..

Так як буряк зберігається в камері з РГС, а в камерах РГС вентиляції немає то і теплопритоків від вентиляції в цій камері не буде.

Таблиця 5.2. - Теплонадходження при вентиляції

№ камери	Температура, °С		Відносна вологість повітря, %		Ентальпія повітря		Кратність повітрообміну а	Густина повітря в камері $\rho_{\text{пов}}$, кг/м ³	Об'єм камери V_K , м ³	$M_{\text{пов}}$, кг/с	Q_3 , кВт
	$t_{\text{зов}}$	$t_{\text{кам}}$	$\phi_{\text{зов}}$	$\Phi_{\text{кам}}$	$h_{\text{зов}}$	$h_{\text{кам}}$					
№3	31	2	48	90	66	15,5	3	1,29	922	0,041	2,0
№2		1		70		7	3	1,293	691	0,031	1,8

5.4. Експлуатаційні тепло надходження.

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4, \text{ кВт},$$

де, q_1, q_2, q_3, q_4 - надходження теплоти відповідно від освітлення, перебування людей, працюючих електродвигунів та відчинення дверей.

Теплонадходження від освітлення:

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

де, A - теплота, яка виділяється джерелами освітлення за одиницю часу на 1 м^2 площі підлоги, Вт/м^2 (приймаємо $A=2,3 \text{ Вт/м}^2$); F -площа камери, м^2 .

Теплонадходження від перебування людей:

$$q_2 = 0,35 \cdot n, \text{ кВт}$$

де $0,35$ - тепловиділення однієї людини, кВт; n - кількість людей, які працюють в даному приміщенні (2 людини).

$$q_2 = 0,35 \cdot 2 = 0,7 \text{ кВт}$$

Теплонадходження від працюючих електродвигунів приймаємо:

$$q_2 = 0,35 \cdot 2 = 0,7 \text{ кВт}$$

Теплонадходження при відкриванні дверей:

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

де, K - питоме надходження теплоти від відкривання дверей, Вт/м^2 (приймаємо $K=5 \text{ Вт/м}^2$ [1]); F - площа камери, м^2 .

Розрахунок за наведеними формулами проводимо в табл. 5.4..

Таблиця 5.3. - Експлуатаційні теплонадходження

№ камери	F, м	Qi, Вт	Qг, Вт	Qз, кВт	q4, Вт	Q4, кВт
№1	108	248,4	700	4	540	5,49
№2	108	248,4	700	4	540	5,49
№3	144	331,2	700	4	720	5,75

5.5. Теплонадходження від «дихання» плодів.

Камера №1 (зберігання буряка):

$$Q_5 = B_k \cdot (0,1 \cdot q_n + 0,9 \cdot q_{36}) \cdot 10^{-3}, \text{ кВт};$$

де, B_k - місткість камери, т; q_n, q_{36} - тепловиділення від плодів при диханні за температур надходження та зберігання (додаток 8[1]), Вт/т.

Розрахунок за наведеними формулами проводимо в табл. 5.5..

Таблиця 5.5. - Експлуатаційні теплонадходження

№ камери	Загальна місткість камери B_k , т	q_n , Вт/т	q_{36} , Вт/т	q_5 , кВт
№1	125	60	20	3
№2	125	194	33	6,1
№3	250	44	22	6,05

6. Визначення навантаження на теплообмінне обладнання камер та компресор

Ефективність та економічність холодильної установки залежать від правильного вибору температурного режиму роботи.

На холодильниках для овочів слід враховувати, що навантаження в період збору овочів, зв'язана з їх охолодженням, значно більше, ніж при тривалому зберіганні, для якого $Q_{2\text{км}} = 0$. Теплопритоки від повітря при вентиляції Q_3 і від овочів при "диханні" Q_5 , характерні для овочесховищ враховую повністю.

Таблиця 6.1. - Навантаження на холодильне обладнання

№ камери	Q_1 , кВт	Q_2 , кВт	Q_3 , кВт	Q_4 , кВт	Q_5 , кВт	Q_0 , кВт	$1,3 \cdot Q_0$, кВт
№1	3,61	5,76	-	5,49	3	17,86	23,21
№2	2,74	12,79	1,83	5,49	6,1	28,95	37,63
№3	4,01	8,08	2,08	5,75	6,05	25,97	33,76

Навантаження на компресори приймаємо рівними навантаженню на камерне обладнання, оскільки холодозабезпечення холодильника прийнято децентралізоване.

					КР.142.008.020.РПЗ						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата							
Розроб.		Мельников Н.В.			Визначення навантаження на теплообмінне обладнання камер та компресор			Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевір.		Мирошник М.М.								37	93
								ХМ – 4 – 4			
Н. контр.											
Затверд.		Петренко В.П.									

7. Вибір структури системи охолодження та типу холодильної установки

У цьому випадку ми використовуємо децентралізовану систему охолодження з прямим розширенням холодоагенту безпосередньо у холодильних пристроях. Як робочий холодильний агент приймаємо R134a, що має наступні переваги порівняно над іншими хладагентами:

- не руйнує озоновий шар (ODP = 0);
- працює в широкому діапазоні температур;
- простий у використанні.

Системи охолодження з прямим розширенням холодоагенту мають такі основні переваги:

- низька витрата мідних труб, оскільки холодильні агрегати встановлюються в безпосередній близькості до камерного обладнання;
- гнучка система регулювання температури;
- просте налаштування режимів роботи;
- можливість застосування повної автоматизації;
- мінімальна небезпека при аварійних ситуаціях;
- відносно мала місткість по холодоагенту;
- можливість підтримання мінімальної різниці температур між температурою в камері та кипіння.

					КР.142.008.020.РПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Вибір структури системи охолодження та типу холодильної установки			
Розроб.		Мельников Н.В.						
Перевір.		Мирошник М.М.						
Н. контр.								
Затверд.		Петренко В.П.			ХМ – 4 – 4			
					Літ.	Арк.	Аркушів	
						38	93	

У зв'язку з необхідністю забезпечення потрібних температурних режимів у камерах холодильника, які вимагають порівняно невелику потужність холодильної машини (40 кВт), приймається встановлення поршневих компресорів, які мають наступні переваги:

- висока надійність;
- високий COP;
- висока енергетична ефективність, ефективний ККД досягає 80-86%;
- двоступеневе регулювання продуктивності;
- висока ремонтпридатність;
- швидкохідність (обороти двигуна до 1500 об/хв);
- можливість працювати з будь-яким холодильним агентом без зміни конструкції (крім аміаку).

Також приймається встановлення повітряних конденсаторів, які мають наступні переваги:

- використання повітря для відведення тепла дозволяє значно скоротити витрати води;
- низький рівень шуму;
- немає ризику замерзання води в зимній період;
- менша капітальна вартість в порівнянні з іншими видами конденсаторів;
- можливість регулювання продуктивності конденсатора шляхом почергового відключення вентиляторів.

8. Вибір розрахункового робочого режиму та тепловий розрахунок холодильної машини

Режим роботи характеризується температурами кипіння, конденсації, переохолодження та всмоктування.

Температура конденсації залежить від температури навколишнього середовища (розрахункова температура [1]). Температуру конденсації для повітряних конденсаторів приймаємо на 10... 12 °С вищу ніж t_{HC} .

$$t_K = t_{HC} + 10^\circ C = 31 + 10 = 41^\circ C$$

Температуру кипіння приймаємо на 5...7 К нижче ніж температура повітря в камері. Для овочесховищ йдуть в сторону меншої різниці температур для зменшення усушки продукції.

Температура кипіння для камер з температурою 0 °С.

$$t_{0\text{№}1} = t_{\text{кам}\text{№}1} - 5^\circ C = 0 - 5^\circ C = - 5^\circ C$$

Температура кипіння для камер з температурою 5 °С.

$$t_{0\text{№}3} = t_{\text{кам}\text{№}3} - 5^\circ C = 5 - 5^\circ C = 0^\circ C$$

Використаємо електроні регулюючі вентилі для точного підтримання температури на виході з повітроохолодника. Тоді перегрів парів на всмоктуванні до компресора буде дорівнювати $\Delta t_{no} = 5K$. Нагрів газу в компресорі (при проходженні його через обмотку електродвигуна) становить в середньому 15 К. Відповідно температура газу фреону на всмоктуванні до порожнини стискання дорівнюватиме:

$$t_{bc\text{№}1} = t_{0\text{№}1} + 5K + 15K = - 5 + 5 K + 15K = 15^\circ C$$

$$t_{bc\text{№}3} = t_{0\text{№}3} + 5K + 15K = 0 + 5K + 15K = 20^\circ C$$

Приймаємо переохолодження в повітряному конденсаторі 2 К, відповідно температура переохолодженого хладону становить:

$$t_{no} = t_K - 2K = 41 - 2 = 39^\circ C$$

					КР.142.008.020.РПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Мельников Н.В.			Вибір розрахункового робочого режиму та тепловий розрахунок холодильної машини	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Мирошник М.М.					40	93
Н. контр.						ХМ – 4 – 4		
Затверд.		Петренко В.П.						

За прийнятими припущеннями та принциповою схемою холодильної установки будуюмо цикл на ІgР-h діаграмі для R134a (рис. 8.2.) та значення параметрів холодильного агента у вузлових точках циклів заносимо до табл. 8.1. (для температури кипіння -5 °С) та табл. 8.2. (для температури кипіння 0 °С).

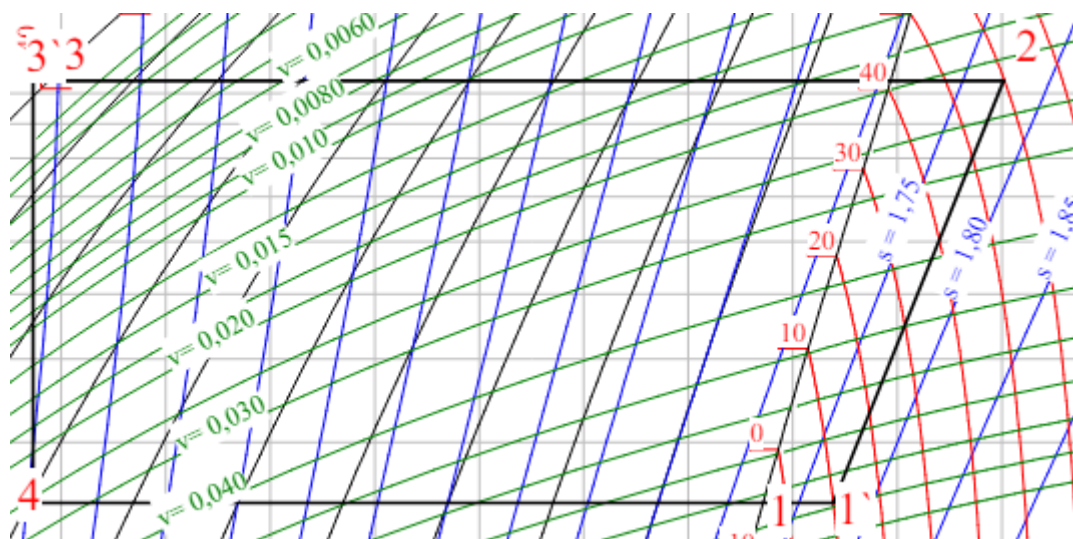


Рис. 8.1. - Цикли роботи холодильних установок в камері 0°С

Таблиця 8.1. - Параметри робочих точок для температури кипіння 0°С

Точка	Тиск	Температура	Ентальпія	Питомий об'єм
	МПа	°С	кДж/кг	м³/кг
1'	2,4	10	394	
1	2,4	-5	408	0,082
2	10,4	60	440	0,021
3'	10,4	39	254	
3	10,4	41	258	0,003
4	2,4	-5	254	

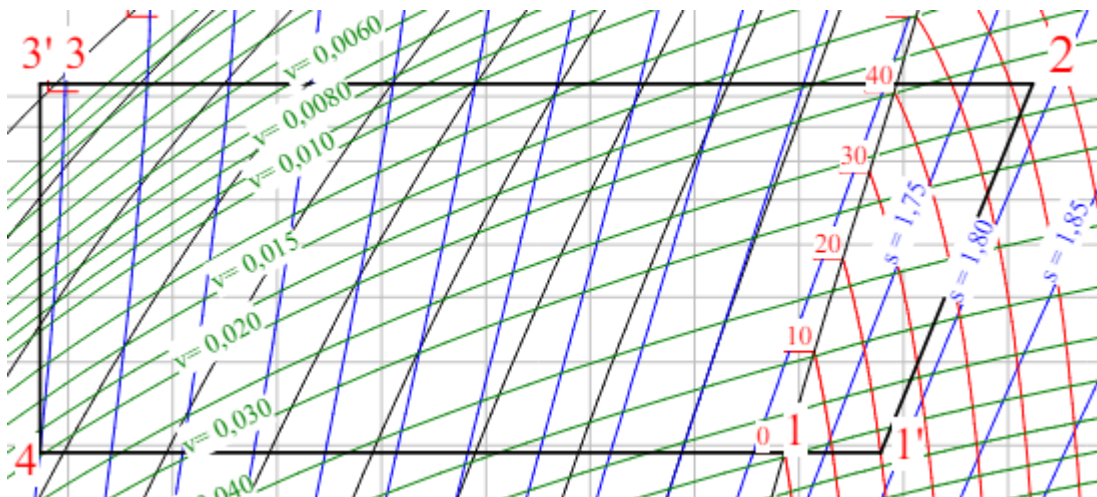


Рис. 8.2. - Цикли роботи холодильних установок в камері 5°C

Таблиця 8.2. - Параметри робочих точок для температури кипіння 5 °C

Точка	Тиск	Температура	Ентальпія	Питомий об'єм
	МПа	°C	кДж/кг	м³/кг
1'	2,9	20	415	
1	2,9	0	397	0,068
2	10,4	64	444	0,022
3'	10,4	39	254	
3	10,4	41	258	0,003
4	2,9	0	254	

Масова витрата холодоагенту по камерам:

$$m_{1N\#1} = Q_{0N\#1}/h_1 - h_4 = 24,87/408 - 254 = 0,161 \text{ кг/с}$$

$$m_{1N\#2} = Q_{0N\#2}/h_1 - h_4 = 33,12/408 - 254 = 0,21 \text{ кг/с}$$

$$m_{1N\#3} = Q_{0N\#3}/h_1 - h_4 = 34,74/397 - 254 = 0,24 \text{ кг/с}$$

Для визначення потрібної об'ємної продуктивності КМ за відношенням тисків конденсації та всмокутвання по номограмі 11.2. знайдемо коефіцієнт подачі:

$$P_k / P_{-5} = 10,4 / 2,4 = 4,3 \quad a_{-5} = 0,68$$

$$P_k / P_{-1} = 10,4 / 2,9 = 3,5 \quad a_0 = 0,72$$

Объем парів що всмоктуються компресором за одиницю часу:

$$V_{m\text{№}1} = m_{\text{KM}\text{№}1} * v_1 = 0,161 * 0,082 = 0,014 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$V_{m\text{№}2} = m_{\text{KM}\text{№}2} * v_1 = 0,21 * 0,082 = 0,0188 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$V_{m\text{№}3} = m_{\text{KM}\text{№}3} * v_1 = 0,24 * 0,068 = 0,0161 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Необхідна теоретична об'ємна продуктивність компресора:

$$V_{\partial\text{№}1} = V_{m\text{№}1} / a_{-5} = 0,014 / 0,68 = 0,0205 \text{ м}^3/\text{с} = 73,8 \text{ м}^3/\text{год}$$

$$V_{\partial\text{№}2} = V_{m\text{№}2} / a_{-5} = 0,0188 / 0,68 = 0,0276 \text{ м}^3/\text{с} = 99,36 \text{ м}^3/\text{год}$$

$$V_{\partial\text{№}3} = V_{m\text{№}3} / a_{-1} = 0,0161 / 0,72 = 0,0223 \text{ м}^3/\text{с} = 80,28 \text{ м}^3/\text{год}$$

Для заданого холодильного агента за отриманими значеннями теоретичної подачі (V_T), 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.(с. 73[1])

Для камери №1 (зберігання буряка) підбираємо 2 поршневі безсальникові компресори Bitzer 4PE-12.F3Y-40S з об'ємною подачею

$V_{\text{KM}} = 48,5 \text{ м}^3/\text{год} = 0,0134 \text{ м}^3/\text{с}$ у, технічні характеристики подано в табл.8.3., ескіз - рис.8.3..

Для камери №2 (зберігання капусти) підбираємо 2 поршневі безсальникові компресори Bitzer 4JE-15Y-40P з об'ємною подачею

$V_{\text{KM}} = 63,5 \text{ м}^3/\text{год} = 0,0176 \text{ м}^3/\text{с}$, технічні характеристики подано в табл.8.3., ескіз - рис.8.3..

Для камери №3 (зберігання картоплі) підбираємо 2 поршневі безсальникові компресори Bitzer 4NE-14Y-40P з об'ємною подачею

$\Gamma_{\text{KM}} = 56,2 \text{ м}^3/\text{год} = 0,0156 \text{ м}^3/\text{с}$ у, технічні характеристики подано в табл.8.3., ескіз - рис.8.3..

Для підбору компресорів використовую програму підбору компресорів Bitzer

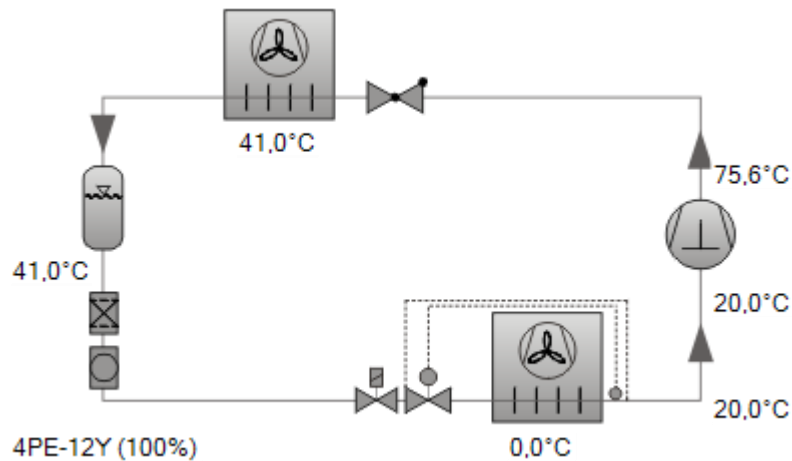


Рис. 8.3. – Принципова холодильна схема

Таблиця 8.3. – Технічні характеристики компресора 4PE-12.F3Y-40S

Технічні Дані	
Робочий об'єм (1450 об/хв 50 Гц)	48,50 м3/год
Робочий об'єм (1750 об/хв 60 Гц)	58,53 м3/год
Діапазон частот	25..70 Гц
Кількість циліндрів x діаметр x хід	4 x 65 мм x 42 мм
вага	147 кг
Макс. тиск (LP/HP)	19 / 32 бар
Підключення всмоктуючої лінії	35 мм - 1 3/8"
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 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)
Моторні Дані	
Моторна версія	3
Напруга двигуна (більше за запитом)	380-420 В PW-3-50 Гц
Макс. робочий струм	12,9 А
Макс. робочий струм 70Hz/400V/FI	21,0 А
Коефіцієнт намотування	50/50
Пусковий струм (ротор заблокований)	59,0 AY / 99,0 A YY
Макс. вхідна потужність	8,0 кВт
Обсяг Поставки (Стандарт)	
Захист двигуна	SE-B3 (стандарт), SE-B2 (опція), CM-RC-01 (опція)
Клас огороження	IP66
Гасителі коливаль	Стандартний
Масляний заряд	2,60 дм³

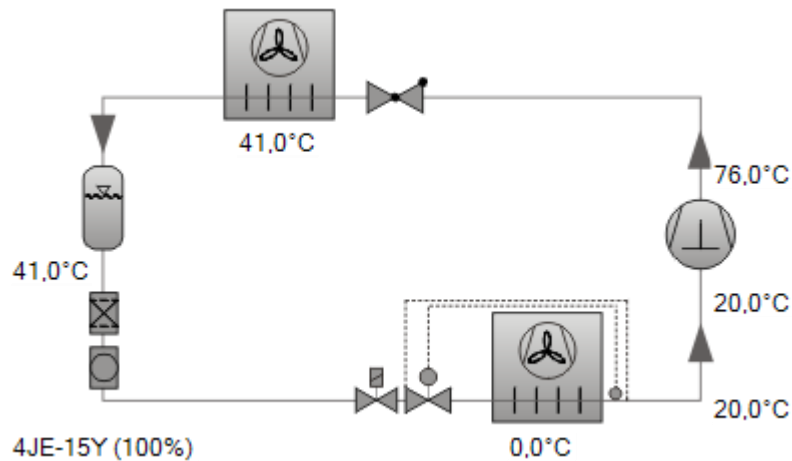


Рис. 8.4. – Принципова холодильна схема

Таблиця 8.4. – Технічні характеристики компресора 4JE-15Y-40P

Технічні Дані	
Робочий об'єм (1450 об/хв 50 Гц)	63,5 м³/год
Робочий об'єм (1750 об/хв 60 Гц)	76,64 м³/год
Кількість циліндрів x діаметр x хід	4 x 65 мм x 55 мм
вага	192 кг
Макс. тиск (LP/HP)	19 / 32 бар
Підключення всмоктуючої лінії	42 мм - 1 5/8"
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 PW-3-50 Гц
Макс. робочий струм	30,8 А
Коефіцієнт намотування	50/50
Пусковий струм (ротор заблокований)	97,0 АY / 158,0 АYY
Макс. вхідна потужність	19,0 кВт
Обсяг Поставки (Стандарт)	
Захист двигуна	SE-B3 (стандарт), SE-B2 (опція), CM-RC-01 (опція)
Клас огороження	IP54 (стандарт), IP66 (опція)
Гасителі коливань	Стандартний
Масляний заряд	4,00 дм³
Напірний запірний клапан	Стандартний

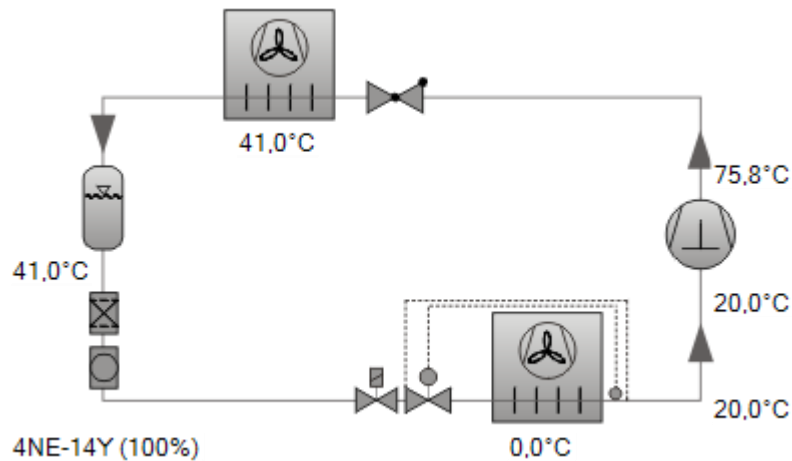


Рис. 8.5. – Принципова холодильна схема

Таблиця 8.5. – Технічні характеристики компресора 4NE-14Y-40P

Технічні Дані	
Робочий об'єм (1450 об/хв 50 Гц)	56,25 м3/год
Робочий об'єм (1750 об/хв 60 Гц)	67,89 м3/год
Кількість циліндрів x діаметр x хід	4 x 70 мм x 42 мм
вага	155 кг
Макс. тиск (LP/HP)	19 / 32 бар
Підключення всмоктуючої лінії	35 мм - 1 3/8"
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 PW-3-50 Гц
Макс. робочий струм	26,6 А
Коефіцієнт намотування	50/50
Пусковий струм (ротор заблокований)	69,0 AY / 113,0 A YY
Макс. вхідна потужність	17,0 кВт
Обсяг Поставки (Стандарт)	
Захист двигуна	SE-B3 (стандарт), SE-B2 (опція), CM-RC-01 (опція)
Клас огороження	IP66
Гасителі коливань	Стандартний
Масляний заряд	2,60 дм³

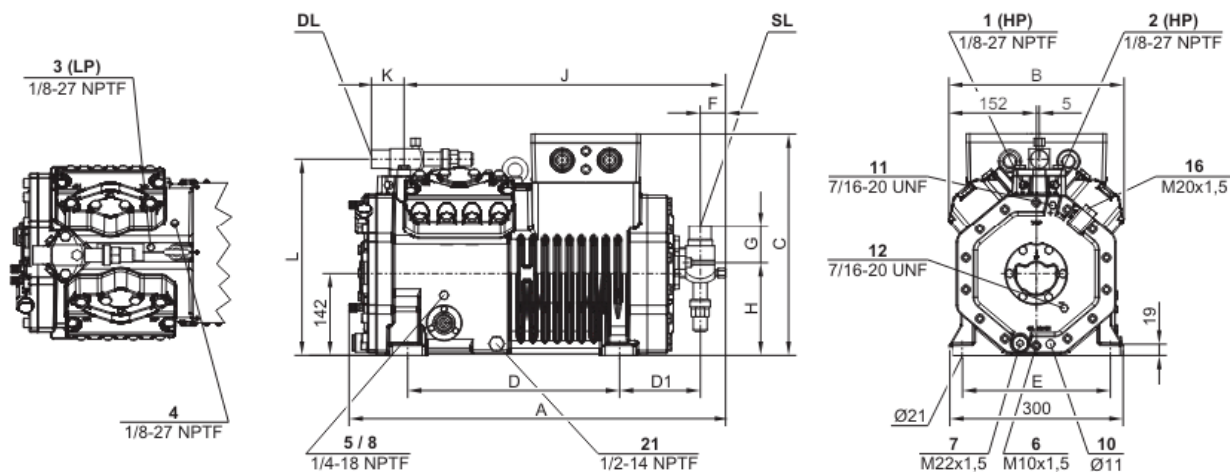


Рис. 8.6. Креслення компресора 4PE-12.F3Y-40S

Housing size 5

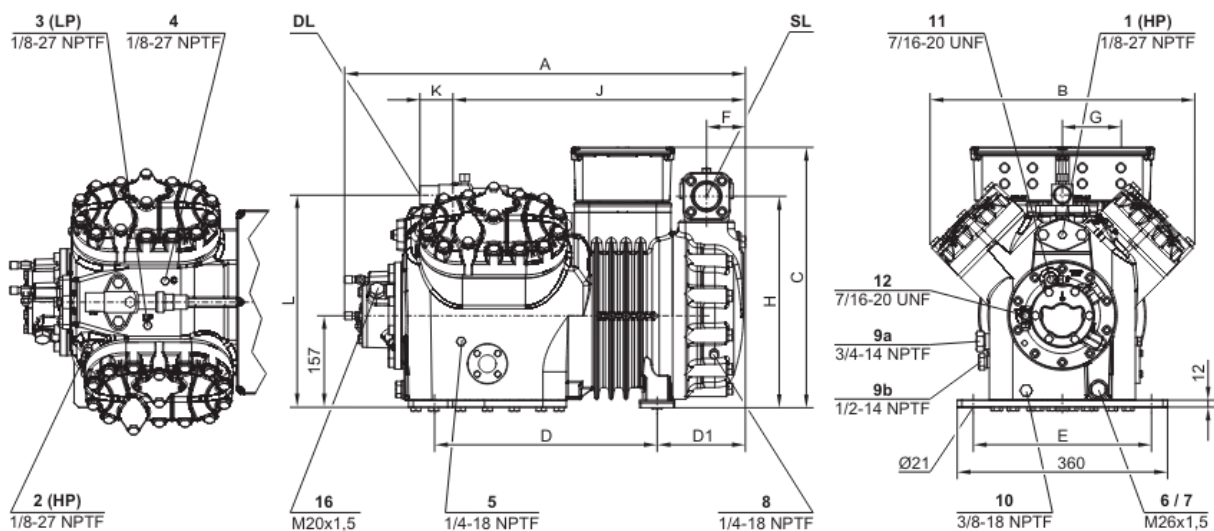


Рис. 8.7. Креслення компресора 4JE-15Y-40P

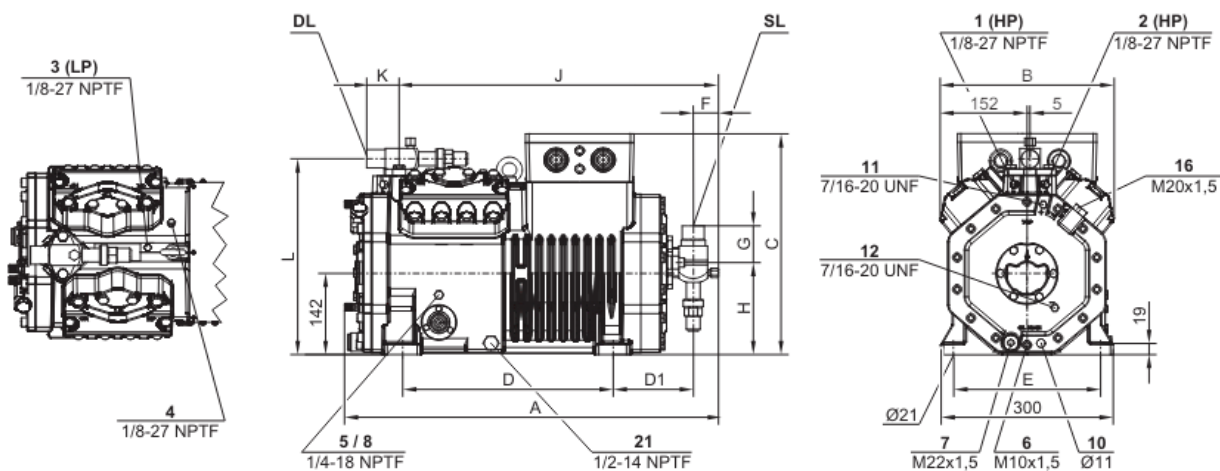


Рис. 8.8. Креслення компресора 4NE-14Y-40P

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.008.020.РПЗ

Аржун

Адиабатна потужність кожного компресора:

$$N_{o\text{№}1} = M_{\text{KM}\text{№}1} \cdot (h_2 - h_1) = 0,111 \cdot (440 - 408) = 3,52 \text{ кВт},$$

$$N_{o\text{№}2} = M_{\text{KM}\text{№}2} \cdot (h_2 - h_1) = 0,145 \cdot (440 - 408) = 4,64 \text{ кВт},$$

$$N_{o\text{№}3} = M_{\text{KM}\text{№}3} \cdot (h_2 - h_1) = 0,165 \cdot (444 - 397) = 7,75 \text{ кВт}.$$

Індикаторний ККД приймаємо рівним $\eta_i = 0,7$ [1].

Визначаємо дійсну точку в кінці стискання. Для цього визначаємо ентальпію точки 2д:

$$h_{2d-5} = h_1 + (h_2 - h_1) / \eta_i = 408 + (440 - 408) / 0,7 = 453,7 \text{ кДж/кг};$$

$$h_{2d0} = h_1 + (h_2 - h_1) / \eta_i = 397 + (444 - 397) / 0,7 = 464,1 \text{ кДж/кг};$$

Індикаторна потужність кожного компресора:

$$N_{i\text{№}1} = N_{A\text{№}1} / \eta_i = 3,52 / 0,7 = 5,02 \text{ кВт};$$

$$N_{i\text{№}2} = N_{A\text{№}2} / \eta_i = 4,64 / 0,7 = 6,62 \text{ кВт};$$

$$N_{i\text{№}3} = N_{A\text{№}3} / \eta_i = 7,75 / 0,7 = 11,07 \text{ кВт}.$$

Ефективна потужність кожного компресора при $\eta_{\text{мех}} = 0,9$ [1]:

$$N_{e\text{№}1} = N_{i\text{№}1} / \eta_{\text{MEX}} = 5,02 / 0,9 = 5,57 \text{ кВт};$$

$$N_{e\text{№}2} = N_{i\text{№}2} / \eta_{\text{MEX}} = 6,62 / 0,9 = 7,35 \text{ кВт};$$

$$N_{e\text{№}3} = N_{i\text{№}3} / \eta_{\text{MEX}} = 11,07 / 0,9 = 12,3 \text{ кВт}.$$

Потужність електродвигуна при $\eta_{\text{ел}} = 0,85$ [1]:

$$N_{\text{дв}\text{№}1} = N_{e\text{№}1} / \eta_{\text{ел}} = 5,57 / 0,85 = 6,5 \text{ кВт};$$

$$N_{\text{дв}\text{№}2} = N_{e\text{№}2} / \eta_{\text{ел}} = 7,35 / 0,85 = 8,64 \text{ кВт};$$

$$N_{\text{дв}\text{№}3} = N_{e\text{№}3} / \eta_{\text{ел}} = 12,3 / 0,85 = 14,4 \text{ кВт}.$$

Дійсне навантаження на конденсатор:

$$Q_{K\partial\text{№}1} = (Q_{0\text{№}1} + N_{i\text{№}1}) \cdot 2 = (17,09 + 5,02) \cdot 2 = 44,22 \text{ кВт};$$

$$Q_{K\partial\text{№}2} = (Q_{0\text{№}2} + N_{i\text{№}2}) \cdot 2 = (22,33 + 6,62) \cdot 2 = 57,9 \text{ кВт};$$

$$Q_{K\partial\text{№}3} = (Q_{0\text{№}3} + N_{i\text{№}3}) \cdot 2 = (23,59 + 11,07) \cdot 2 = 69,32 \text{ кВт}.$$

9. Розрахунок і вибір повітроохолодників для холодильних камер

В камерах холодильника встановлюємо підвісні спеціалізовані повітроохолодники.

Приймаємо температурний напір $\Theta_m = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$, коефіцієнт теплопередачі

$$k_n = 18,5 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{K}$$

Необхідна площа теплопередаючої поверхні розраховується за рівнянням:

$$F_{\text{по}} = 1,3 Q_{\text{обл}} / k_n \cdot \Theta_m, \text{ м}^2$$

Площа поверхні теплообміну повітроохолодників для камер:

$$F_{\text{по}\text{№}1} = 1,3 Q_{\text{обл}\text{№}1} / k_n \cdot \Theta_m = 23218 / 18,5 \cdot 5 = 251 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{по}\text{№}2} = 1,3 Q_{\text{обл}\text{№}2} / k_n \cdot \Theta_m = 37635 / 18,5 \cdot 5 = 406,8 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{по}\text{№}3} = 1,3 Q_{\text{обл}\text{№}3} / k_n \cdot \Theta_m = 33761 / 18,5 \cdot 5 = 365 \text{ м}^2;$$

Приймаю до встановлення по 2 повітроохолодника фірми Kelvinon відповідно до табл. 9.1.. Технічні характеристики обраного обладнання наведено у табл. 9.2. та 9.3., а ескіз нарис. 9.1. та 9.2..

Таблиця 9.1. - Експлікація повітроохолодників по камерам

Номер камери	Кількість теплоти що надходить до камери, кВт	Необхідна площа теплообміну, м ²	Марка повітроохолодника	К-ть	Площа поверхні теплообміну повітроохолодника, м ²	Загальна площа теплообміну, м ²
№1	23,21	251	CBK-454-3RE-HX28	2	167	344
№2	37,63	406,8	CBK-454-4RE-HX28	2	221,8	443,6
№3	33,76	365	CBK-454-4RE-HX28	2	221,8	443,6

					КР.142.008.020.РПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Розрахунок і вибір повітроохолодників для холодильних камер		
Розроб.		Мельников Н.В.					
Перевір.		Мирошник М.М.					
Н. контр.							
Затверд.		Петренко В.П.					
					Літ.	Арк.	Аркушів
						49	93
					ХМ – 4 – 4		

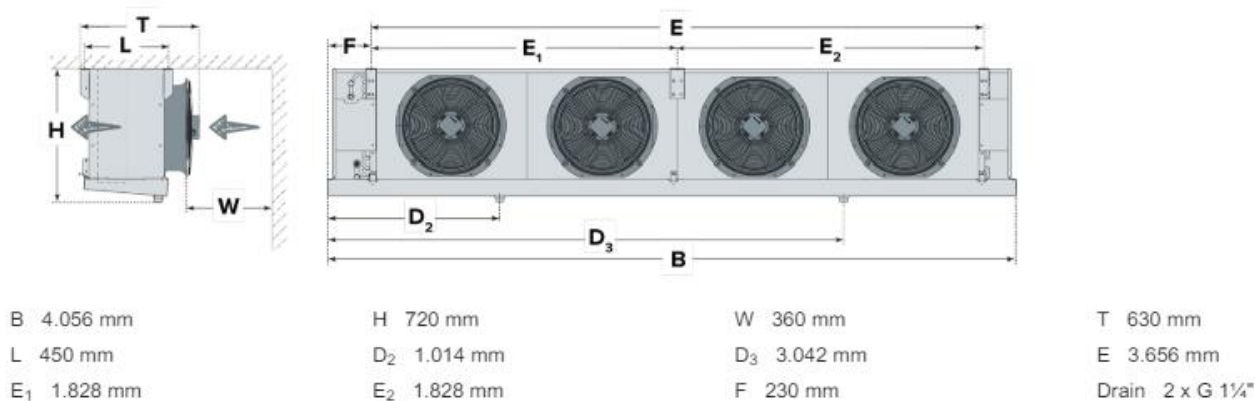
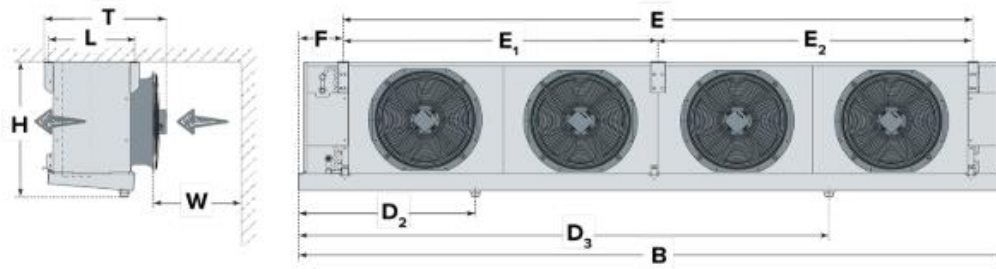


Рис. 9.3. – Креслення повітроохолодника для першої камери

Таблиця 9.2. – Технічні характеристики повітроохолодника

BASIC DATA					
Capacity [kW]	17,32	Sensible heat ratio (SHR) [-]	0,86	Refrigerant	R134a
Air inlet temp. [°C]	0,0	Air outlet temp. [°C]	-1,7	Operation mode	AC
Rel. humidity [%]	85,0	Evaporation temp. [°C]	-5,0		
AIR DATA		HEAT EXCHANGER		MATERIALS	
Air volume flow	24.184 m³/h	Surface	167 m²	Tubes	Copper
Ext. static pressure	0 Pa	Fin spacing	4 mm	Fins	Alu
Air throw	26 m	Internal volume	22,4 dm³	End plates	Alu
Altitude	0 m	Liquid temp.	31,5 °C	Casing	Galvanised steel
Air outlet rel. humidity	94,7 %	Superheating temp.	-1,8 °C	Finish	white
		Max. operating pressure	28 bar		
FAN(S)					
4 PIECE(S): 230V/1PH/50HZ; IP54					
Fan diameter	450 mm	SELECTED SPEED DATA (PER FAN) ⁽³⁾		FAN SET SERIAL PLATE DATA (PER FAN)	
Range of temp.	-25,0 to 55,0 °C	Operation mode	AC - 4p(E)	Operation mode	AC
Sound power LwA	83 dB(A)	Speed	1390 rpm	Speed	1390 rpm
Sound pressure LpA (3m) ⁽²⁾	60 dB(A)	Power input	558 W	Power nominal	600 W
Optional	Phase control,	Operating current	2,9 A	Current draw	2,9 A
controller, on site	Frequency converter ⁽⁵⁾	Energy efficiency class EEC	E	Protector	Built in protector, connected internal
ErP	2015				
CONNECTIONS ⁽⁷⁾		WEIGHT ⁽⁴⁾		DEFROST	
Inlet	Cu 22 mm	Dry weight	275 kg	Electric defrost	
Outlet	Cu 42 mm	Weight incl. packing	kg	Coil	5,74 kW
Refrigerant distribution				Drip tray	2,40 kW
Venturi				Total	8,14 kW



B 4.056 mm	H 720 mm	W 360 mm	T 680 mm
L 500 mm	D ₂ 1.014 mm	D ₃ 3.042 mm	E 3.656 mm
E ₁ 1.828 mm	E ₂ 1.828 mm	F 230 mm	Drain 2 x G 1¼"

Рис. 9.4. – Креслення повітроохолодника для другої та третьої камери

Таблиця 9.3. – Технічні характеристики повітроохолодника

BASIC DATA					
Capacity [kW]	20,76	Sensible heat ratio (SHR) [-]	0,88	Refrigerant	R134a
Air inlet temp. [°C]	0,0	Air outlet temp. [°C]	-2,2	Operation mode	AC
Rel. humidity [%]	85,0	Evaporation temp. [°C]	-5,0		
AIR DATA		HEAT EXCHANGER		MATERIALS	
Air volume flow	23.140 m³/h	Surface	221,8 m²	Tubes	Copper
Ext. static pressure	0 Pa	Fin spacing	4 mm	Fins	Alu
Air throw	26 m	Internal volume	29,6 dm³	End plates	Alu
Altitude	0 m	Liquid temp.	31,5 °C	Casing	Galvanised steel
Air outlet rel. humidity	98,2 %	Superheating temp.	-1,8 °C	Finish	white
		Max. operating pressure	28 bar		
FAN(S)		SELECTED SPEED DATA (PER FAN) ⁽³⁾		FAN SET SERIAL PLATE DATA (PER FAN)	
4 PIECE(S): 230V/1PH/50HZ; IP54		Operation mode	AC - 4p(E)	Operation mode	AC
Fan diameter	450 mm	Speed	1390 rpm	Speed	1390 rpm
Range of temp.	-25,0 to 55,0 °C	Power input	568 W	Power nominal	600 W
Sound power LwA	83 dB(A)	Operating current	2,9 A	Current draw	2,9 A
Sound pressure LpA (3m) ⁽²⁾	60 dB(A)	Energy efficiency class EEC	D	Protector	Built in protector, connected internal
Optional controller, on site ⁽⁵⁾	Phase control, Frequency converter				
ErP	2015				
CONNECTIONS ⁽⁷⁾		WEIGHT ⁽⁴⁾		DEFROST	
Inlet	Cu 22 mm	Dry weight	315 kg	Electric defrost	
Outlet	Cu 42 mm	Weight incl. packing	kg	Coil	5,74 kW
Refrigerant distribution				Drip tray	2,40 kW
Venturi				Total	8,14 kW

10. Розрахунок і вибір конденсаторів

Знаходимо розрахункову площу теплопередачі конденсатора за формулою 11.26 [1]. Приймаємо що коефіцієнт теплопередачі повітряного конденсатора становить $k_k = 25 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$. Загальне теплове навантаження на конденсатор приймаємо за розрахунками у 9.

Середню логарифмічну різницю температур між холодинним агентом (R134a) та повітрям приймаємо за літературою [1]:

$$\Theta_{cp} = 8 \dots 12 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \Theta_{cp} = 12 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$F_{кр, \text{№}1} = Q_{кд, \text{№}1} / k_k * \Theta_{cp} = 44220 / 12 * 25 = 147,4 \text{ м}^2;$$

$$F_{кр, \text{№}2} = Q_{кд, \text{№}2} / k_k * \Theta_{cp} = 57934 / 12 * 25 = 193,1 \text{ м}^2;$$

$$F_{кр, \text{№}3} = Q_{кд, \text{№}3} / k_k * \Theta_{cp} = 69320 / 12 * 25 = 231,1 \text{ м}^2.$$

Таблиця 10.1. - Експлікація повітроохолодників по камерам

Тип	Поверхня теплообміну	Довжина	Висота	Глибина	Площа проходного перерізу	Кількість вентиляторів	Діаметр вентилятора	Об'ємна продуктивність по повітрю	№ камери
RF-SA102L4V-063Z04D	153,4	2662	876	65	2,22	2	630	25554	№1
RF-MA102T4V-080Y06D	235,3	2793	1205	70	2,86	2	800	33350	№2 та №3

Приймаємо до встановлення по 2 конденсаторів фірми Kelvion, технічні характеристики та моделі по камерам вказані в табл. 10.1..

					КР.142.008.020.РПЗ						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата							
Розроб.		Мельников Н.В.			Розрахунок і вибір конденсаторів			Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевір.		Мирошник М.М.								52	93
								ХМ – 4 – 4			
Н. контр.											
Затверд.		Петренко В.П.									

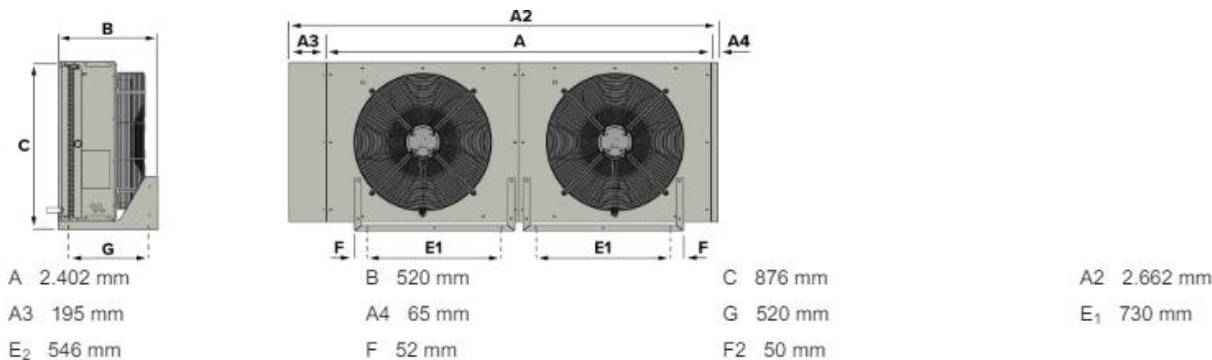


Рис. 10.1. – Креслення конденсатора для 1 камери

Таблиця 10.2. – Технічні характеристики конденсатора

BASIC DATA					
Capacity [kW]	64,78	Condensing pressure [bar]	10,4	Coils x Sections x	1 x 1 x 32
Ambient [°C]	31,0	Eff. condensing temp. at 55,00 kW	39,5	Circuits	(Total circuits X: 32)
Rel. humidity [%]	43,0	[°C]		Passes (per coil)	4 (Same ends)
Condensing temp. [°C]	41,0	Hot gas tsup [°C]	66,0	Operation mode	AC
		Refrigerant	R134a		
AIR DATA		HEAT EXCHANGER		MATERIALS	
Air volume flow	25.554 m³/h	Surface	153,4 m²	Tubes	Copper
Fans in stand-by	-	Pressure drop	6 kPa	Fins	AlMg
Ext. static pressure	0 Pa	Pressure drop equivalent	0,2 K	Casing	Galvanised steel
Altitude	0 m	temp. diff.		Finish	Painted RAL 7032 (Pebble Grey)
Air outlet temp.	38,9 °C	Fin spacing	2,1 mm (12 FPI)	Corrosion class	-
Coil direction	Vertical	Internal volume	26 dm³		
Air direction	Horizontal	Max. operating pressure ⁽¹⁾	32 bar		
FAN(S)		SOUND POWER SPECTRUM		FAN SET SERIAL PLATE DATA (PER FAN) ⁽³⁾	
2 PIECE(S) : 400V/3PH/50HZ; IP54		Sound power spectrum 125 Hz	88 dB	Speed	1400 rpm
Fan diameter	630 mm	Sound power spectrum 250 Hz	87 dB	Power nominal	1.750 W
Range of temp.	-40,0 to 70,0 °C	Sound power spectrum 500 Hz	90 dB	Starting current	14,8 A
Sound power LwA ⁽²⁾	93 dB(A)	Sound power spectrum 1 kHz	89 dB	Full load current	3,7 A
Sound pressure LpA (10m) ⁽²⁾	62 dB(A)	Sound power spectrum 2 kHz	88 dB		
		Sound power spectrum 4 kHz	81 dB	SELECTED SPEED DATA (PER FAN) ⁽³⁾	
		Sound power spectrum 8 kHz	76 dB	Speed	1400 rpm
				Power input	1.724 W
				Operating current	3,6 A
CONNECTIONS		WEIGHT ⁽⁴⁾		REGULATION(S)	
Condenser inlet	1 x 1-5/8 in	Dry weight	172 kg	ErP	2015
Condenser outlet	1 x 1-1/8 in	Refr. charge	6 kg	Energy efficiency class (2015)	E
Condenser ends	Same ends			PED Category	1 (Piping)

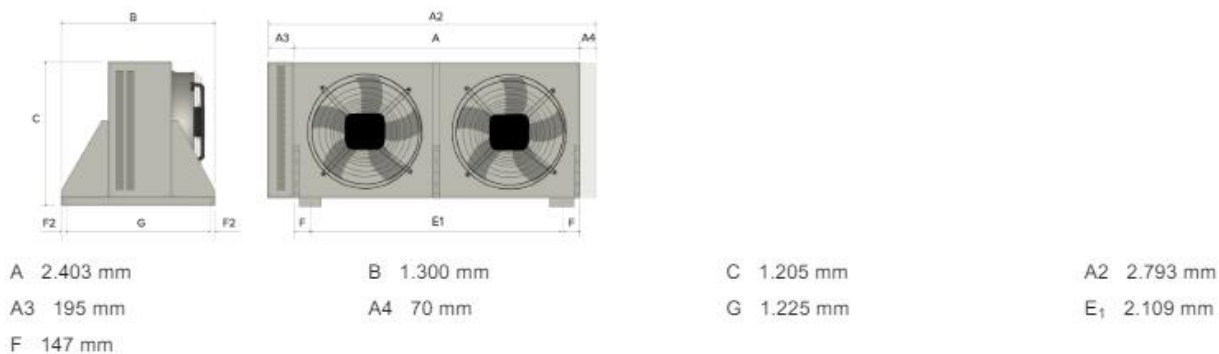


Рис. 10.2. – Креслення конденсатора для 2-3 камери

Таблиця 10.3. – Технічні характеристики конденсатора

BASIC DATA					
Capacity [kW]	76,25	Condensing pressure [bar]	10,4	Coils x Sections x	1 x 1 x 17
Ambient [°C]	31,0	Eff. condensing temp. at 75,00 kW	40,8	Circuits	(Total circuits X: 17)
Rel. humidity [%]	43,0	[°C]		Passes (per coil)	8 (Same ends)
Condensing temp. [°C]	41,0	Hot gas tsup [°C]	66,0	Operation mode	AC
		Refrigerant	R134a		
AIR DATA		HEAT EXCHANGER		MATERIALS	
Air volume flow	33.350 m³/h	Surface	235,3 m²	Tubes	Copper
Fans in stand-by	-	Pressure drop	22 kPa	Fins	Alu
Ext. static pressure	0 Pa	Pressure drop equivalent	0,8 K	Casing	Galvanised steel
Altitude	0 m	temp. diff.		Finish	Painted RAL 7032 (Pebble Grey)
Air outlet temp.	38,1 °C	Fin spacing	2,3 mm (11 FPI)	Corrosion class	-
Coil direction	Vertical	Internal volume	40 dm³		
Air direction	Horizontal	Max. operating pressure ⁽¹⁾	32 bar		
FAN(S)		SOUND POWER SPECTRUM		FAN SET SERIAL PLATE DATA (PER FAN) ⁽³⁾	
2 PIECE(S) : 400V/3PH/50HZ; IP54		Sound power spectrum 125 Hz	- dB	Speed	870 rpm
Fan diameter	800 mm	Sound power spectrum 250 Hz	- dB	Power nominal	1.850 W
Range of temp.	-35,0 to 60,0 °C	Sound power spectrum 500 Hz	- dB	Starting current	15,2 A
Sound power LwA ⁽²⁾	84 dB(A)	Sound power spectrum 1 kHz	- dB	Full load current	3,8 A
Sound pressure LpA (10m) ⁽²⁾	52 dB(A)	Sound power spectrum 2 kHz	- dB	SELECTED SPEED DATA (PER FAN) ⁽³⁾	
		Sound power spectrum 4 kHz	- dB	Speed	870 rpm
		Sound power spectrum 8 kHz	- dB	Power input	1.730 W
				Operating current	3,7 A
CONNECTIONS		WEIGHT ⁽⁴⁾		REGULATION(S)	
Condenser inlet	1 x 2-1/8 in	Dry weight	305 kg	ErP	2015
Condenser outlet	1 x 1-1/8 in	Refr. charge	10 kg	Energy efficiency class (2015)	E
Condenser ends	Same ends			PED Category	1 (Piping)

					КР.142.008.020.РПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Мельников Н.В.			Розрахунок і вибір допоміжного обладнання холодильної установки	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Мирошник М.М.					55	93
						ХМ – 4 – 4		
Н. контр.								
Затверд.		Петренко В.П.						

Віддільники рідини

Віддільники рідини встановлюємо для захисту компресорів від гідравлічного удару. Підбір віддільників рідини проводимо за діаметром всмоктувального трубопроводу компресора. Оскільки у першого та у другого компресора діаметр всмоктувального патрубку однаковий (42 мм), то і віддільник рідини для них однаковий – LTG-S 8/42. Для 3-го компресора всмоктувальний патрубок дорівнює 35 мм., то для нього вибираєм LTG-S 8/35. У табл. 11.2. наведено технічні характеристики, а ескіз - рис. 11.1..

Таблиця 11.2. - Характеристики віддільників рідини

E04-003-022	LTC-S 3-22	figb	0,9	3	120	323	233		22,5 ODS	
E04-003-028	LTC-S 3-28					328			28,7 ODS	
E04-004-022	LTC-S 4-22		1,1	4	152	302	207		22,5 ODS	
E04-004-028	LTC-S 4-28					307			28,7 ODS	
E04-006-022	LTC-S 6-22		1,2	6	168	316	213		22,5 ODS	
E04-006-028	LTC-S 6-28					321			28,7 ODS	
E04-006-035	LTC-S 6-35			8				35,2 ODS		
E04-008-028	LTC-S 8-28					353	245	28,7 ODS		
E04-008-035	LTC-S 8-35		1,5	10		219	358	256		35,2 ODS
E04-008-042	LTC-S 8-42									42,1 ODS
E04-010-028	LTC-S 10-28		1,5	10	219	375	256		28,7 ODS	
E04-010-035	LTC-S 10-35								35,2 ODS	
E04-010-042	LTC-S 10-42	12,5		219	380	320		42,1 ODS		
E04-012-042	LTC-S 12,5-42							42,1 ODS		
E04-012-054	LTC-S 12,5-54				450			54,2 ODS		



Рис. 11.1. – Креслення віддільника рідини

Віддільники мастила

Для відокремлення мастила від парів холодоагенту та повернення його до компресора, а також для зменшення товщини мастильної плівки у приладах охолодження, встановлюються віддільники мастила. Вибір віддільників мастила проводиться з урахуванням діаметра нагнітального трубопроводу. Оскільки у всіх компресорів однаковий діаметр нагнітального патрубку (28 мм), то використовується однаковий віддільник мастила - Castel OS540/9. Технічні характеристики наведено в таблиці 11.3., а розміри - в таблиці 11.4. та на ескізі (рис. 11.2.).

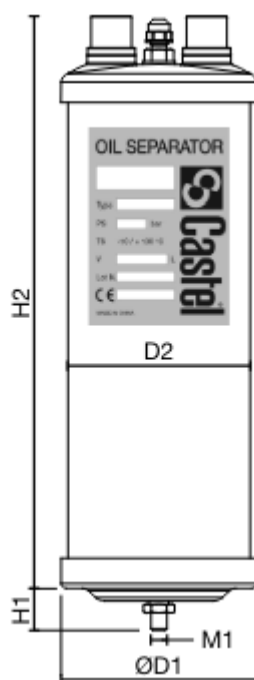


Рис. 11.2. – Креслення мастиловіддільника

Таблиця 11.3. - Характеристики мастиловіддільника

Part number		Solder connections				Oil connection [SAE FLARE]	PS [bar]	TS [°C]		Dimensions [mm]				Volume [l]
		ODS		ODM				Min	Max	Ø D1	Ø D2	H1	H2	
		Ø [in.]	Ø [mm]	Ø [in.]	Ø [mm]									
NEW	OS540/4R	1/2"	-	5/8"	16	1/4"	45	-10	+130	122	114,3	17,5	250	2,00
OS540/4		1/2"	-	5/8"	16								280	2,30
OS540/5		5/8"	16	3/4"	-								367	3,03
OS540/7		7/8"	-	1"	-								428	3,52
OS540/9		1.1/8"	-	1.3/8"	35								471	7,00
OS540/11		1.3/8"	35	1.5/8"	-	3/8"	32			163,5	152,5		481	
5540/13		1.5/8"	-	-	-									
5540/M42		-	42	-	-									
5540/17		2.1/8"	54	-	-									

Віброгасники

Віброгасники встановлюються для запобігання передачі вібрації від компресора до трубопроводів. Підбір виконується з урахуванням діаметра всмоктувальних та нагнітальних патрубків компресорів.

Встановлюємо віброгасники вказані в табл. 11.4.

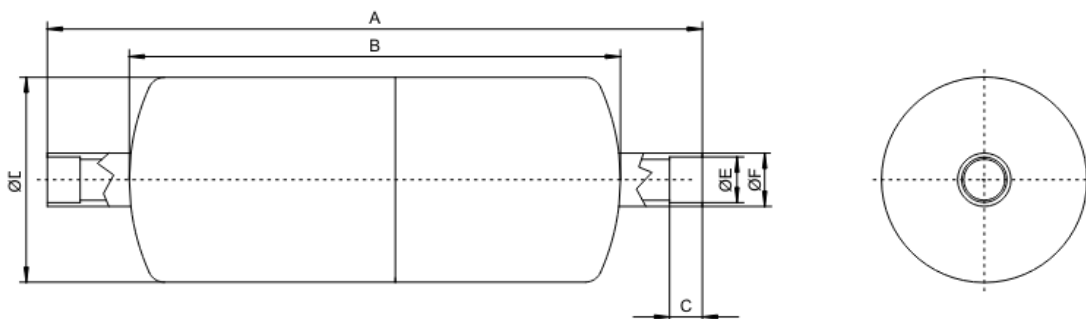
Таблиця 11.4. – Параметри віброгасників

Назва трубопроводу	Діаметр, мм	Марка віброгасника	Діаметр, мм	Довжина, мм
ВСАС	42	SD42	42	390
ВСАС	35	SD35	35	340
НАГНІТАННЯ	28	SD28	28	330

Maßzeichnung

Dimensional drawing

Croquis coté



Typ / Type / Type	A mm	B mm	C mm	ØD mm	ØE mm	ØF mm
SD22	320	250	16	120	22 (7/8")	26
SD28	330	250	20	120	28 (1 1/8")	32
SD35	340	250	25	120	35 (1 3/8")	40
SD42	390	300	25	130	42 (1 5/8")	45
SD54	402	342	25	159	54 (2 1/8")	60
SD67	540	429	30	160	67 (2 5/8")	73
SD80	540	429	30	160	80 (3 1/8")	88

Рис. 11.3. – Креслення та розміри віброгасників

Механічний фільтр на лінії всмоктування

Механічний фільтр на лінії всмоктування встановлюємо для запобігання попадання бруду до компресора. Підбір проводимо по діаметру всмоктувального трубопроводу.

Оскільки в перших двох компресорів діаметр всмоктувального патрубку однаковий (42 мм), то і фільтра для цих компресорів однакові – Castel 4411/M42A

Для 3-го компресора ставимо фільтр 4411/11A (35 мм)

4411/M42A з однією сітчастою фільтруючою вставкою типорозміру Н48. У табл. 11.5. - 11.6. наведено технічні характеристики фільтрів та вставок, а ескіз-рис. 11.3. та рис. 11.4..

Таблиця 11.5. – Розміри фільтрів з змінними вставками

Номер по каталогу	Диаметр соединений			Размеры [мм]						Масса [г]	
	под пайку ODS			под сварку W	D_1	D_2	H_1	H_2	H_3		P
	[дюйм]	[мм]		[мм]							
4411/5A	5/8	16				148	235	185	90	5360	
4411/7A	7/8	22				154	241		96	5405	
4411/9A	1 1/8	—								5395	
4411/11A	1 3/8	35				159	246		101	5464	
4411/13A	1 5/8	—				171	258		113	5435	
4411/M42A	—	42								5410	
4411/17A	2 1/8	54				162	249		103	5585	

Таблиця 11.6. – Основні розміри фільтрів

Номер по каталогу	Номер вставки по каталогу	Число вставок	Площадь фильтрующей поверхности вставок [мм ²]	Номинальный объем		Диаметр соединений			t _s [°C]		ρ _s [бар]
						под пайку ODS		под сварку W			
				[кубический дюйм]	[мм ³]	[дюйм]	[мм]	[мм]	мин	макс	
4411/5A		1	420	48	800	5/8	16				
4411/7A						7/8	22				
4411/9A						1 1/8	—				
4411/11A						1 3/8	35				
4411/13A						1 5/8	—				
4411/M42A						—	42				
4411/17A						2 1/8	54				

Таблиця 11.7. – Основні розміри фільтруючого елементу

Номер по каталогу	Площадь фильтрующей поверхности		Размеры [мм]			Масса [г]
	[кв. дюйм]	[см ²]	D ₁	D ₂	H	
4495/C	127	820	60	87	138	480
4496/C	287	1850	80	113	168	750

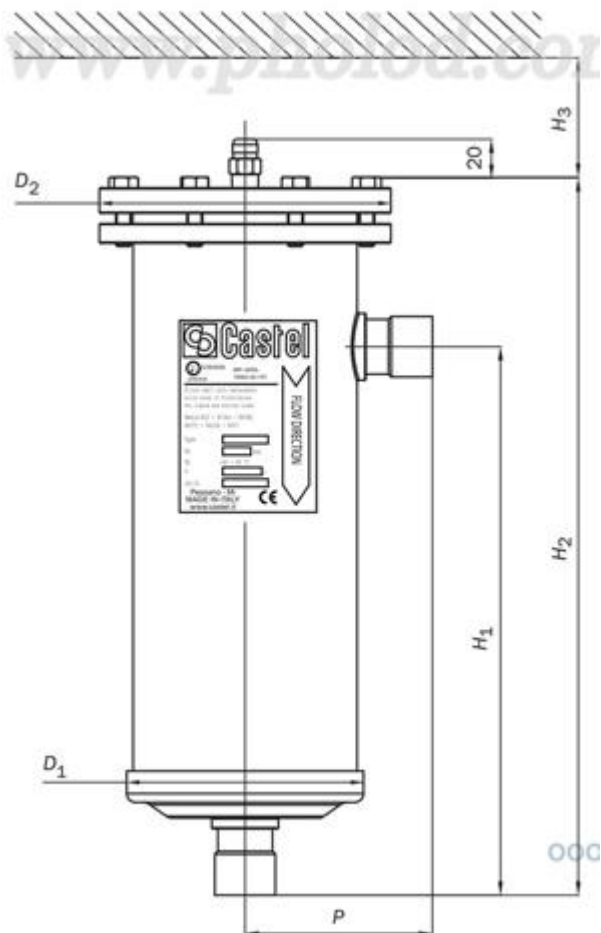
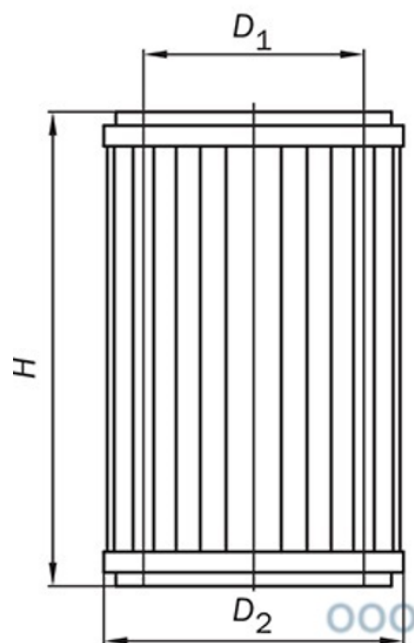


Рис. 11.4. – Креслення механічного фільтру



4495
4496

Рис. 11.5. – Креслення вставки

					КР.142.008.020.РПЗ	Аржун 60
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Зворотні клапани на лінії всмоктування

Зворотній клапан встановлюємо для запобігання надходження рідкого холодоагенту до компресора з конденсатора у холодну пору року. Підбір проводимо по діаметру всмоктувального трубопроводу.

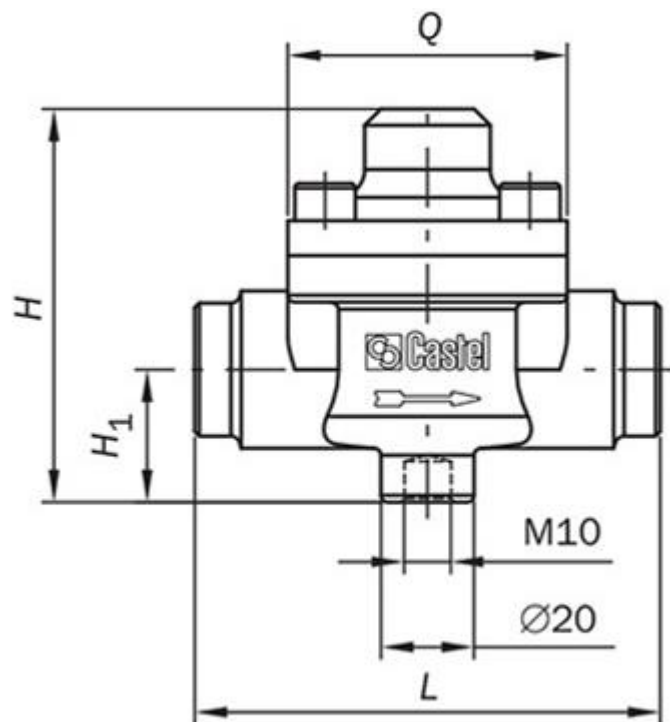
Встановлюємо клапани фірми Castel 3122/M42 (042 мм) та Castel 3122/11 (035 мм). Технічні характеристики (табл. 11.8.), габаритні розміри (табл. 11.9.) та ескіз (рис. 11.6.) представлено нижче.

Таблиця 11.8. – Технічні характеристики зворотніх клапанів

ТАБЛИЦА 1. Общие характеристики обратных клапанов											
Номер по каталогу	Соединения					Коэффициент расхода K_v [м ³ /ч]	Минимальный перепад давления открытия [бар]	t_s [°C]		p_s [б]	
	под вальцовку SAE [дюйм]	под пайку ODS		под пайку ODM				мин	макс		
		[дюйм]	[мм]	[дюйм]	[мм]						
3112/2	1/4	—	—	—	—	0,4	0,1	-40	+105		
3112/3	3/8					1,6					
3112/4	1/2					3,3					
3112/5	5/8										
3112/6	3/4										
3122/M22		—	22	—	28	6,6		-35	+160		
3122/7		7/8	—	1 1/8	—						
3122/M28		—	28	1 3/8	35	8,8					
3122/9		1 1/8	—	1 3/8	35						
3122/11		1 3/8	35	1 5/8		15,2					
3122/13		1 5/8	—	2		25,0					
3122/M42		—	42	2							
3122/17			2 1/8	54							40,0

Таблиця 11.9. – Розміри клапанів

Номер по каталогу	Размеры [мм]							Масса [г]
	H	H ₁	L	L ₁	Q	D	Ch	
3112/2	56	—	—	—	—	16	14	70
3112/3	68					20	18	110
3112/4	73					22	20	140
3112/5	85					27	24	220
3112/6	98					33	30	350
3122/M22	84,5	28,5	100	60	—			1180
3122/7								1090
3122/M28								
3122/9								1625
3122/11	101,5	34	118	68				2955
3122/13	125,5	37	141	88				
3122/M42								



3122

Рис. 11.6 – Креслення зворотного клапана

					КР.142.008.020.РПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		62

Регулятори тиску конденсації

Для підтримання постійного і достатньо високого тиску в конденсаторі та ресивері використовуються регулятори тиску конденсації фірми Danfoss KVR та NRD.

Підбір регуляторів проводиться за допомогою програми CoolSelector2 від Danfoss, враховуючи потрібну холодопродуктивність, температуру кипіння та конденсації, а також діаметр нагнітального трубопроводу на один діаметр меншим. У даному випадку встановлюються регулятори KVR 22.

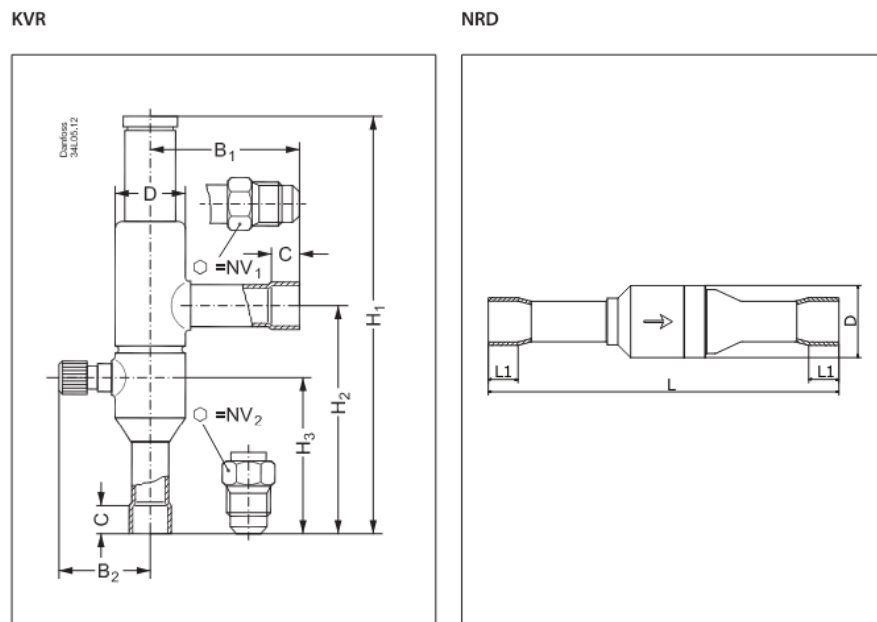


Рис. 11.7. – Креслення регуляторів тиску конденсації

Таблиця 11.10. – Розміри регуляторів

Type	Connection		NV ₁	NV ₂	H ₁	H ₂	H ₃	L	L ₁	B ₁	B ₂	C Solder	øD	Net weight [kg]
	Flare	Solder ODF												
KVR 12	1/2	1/2	0.748	0.748	7.045	3.898	2.598	–	–	2.520	1.614	0.394	1.181	0.88
KVR 15	5/8	5/8	0.945	0.945	7.045	3.898	2.598	–	–	2.520	1.614	0.472	1.181	0.88
KVR 22	–	7/8	–	–	7.045	3.898	2.598	–	–	2.520	1.614	0.669	1.181	0.88
KVR 28	–	1 1/8	–	–	10.197	5.945	4.055	–	–	4.134	1.890	0.787	1.693	2.20
KVR 35	–	1 3/8	–	–	10.197	5.945	4.055	–	–	4.134	1.890	0.984	1.693	2.20
NRD	–	1/2	–	–	–	–	–	5.157	0.394	–	–	–	0.866	0.1

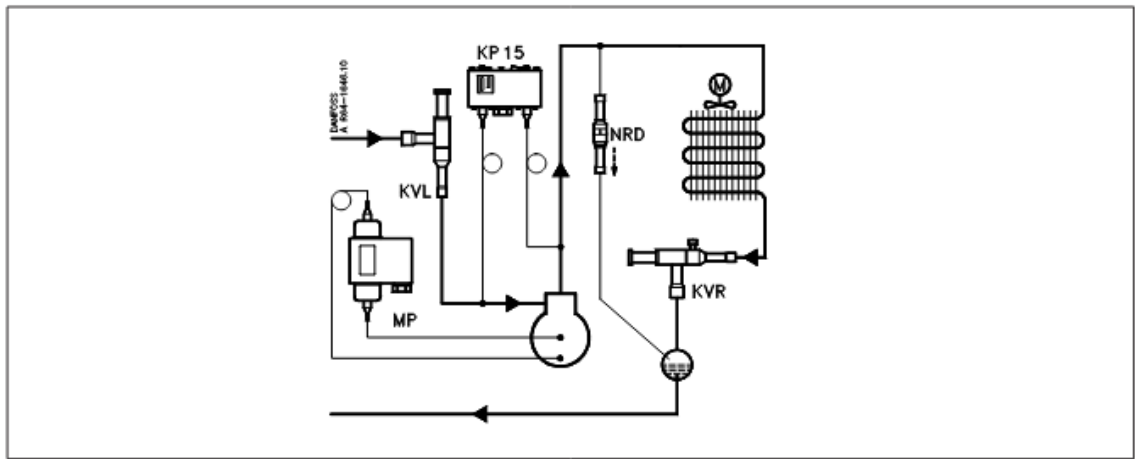


Рис. 11.8. – Спосіб підключення регуляторів тиску конденсації

Фільтр-осушник на рідинній лінії

Фільтр-осушник встановлюється для видалення водяних парів з холодоагенту, що можуть замерзнути або спричинити утворення кислоти, що може пошкодити холодильну установку. Підбір проводиться з урахуванням діаметра рідинного трубопроводу.

Встановлюємо фільтр-осушник фірми Castel 4375/9S (28 мм).
Технічні характеристики наведені у табл. 11.11..

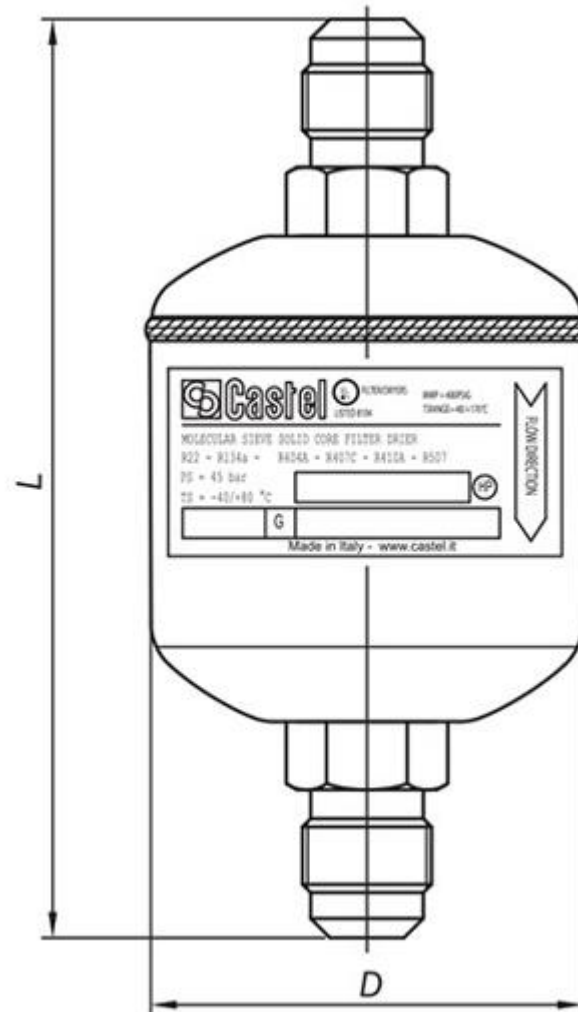


Рис. 11.9. – Креслення фільтр-осушника

Таблиця 11.11. – Технічні характеристики фільтр-осушників

4332/4	4232/4	1/2	—	—	91	187	1300
4332/4S	4232/4S	—	1/2	—		173	1200
4332/5	4232/5	5/8	—	—		196	1320
4332/5S	4232/5S	—	5/8	16		179	1250
4341/5	4241/5	5/8	—	—		231	1580
4341/5S	4241/5S	—	5/8	16		214	1470
4341/6	4241/6	3/4	—	—		232	1640
4341/6S	4241/6S	—	3/4	—		219	1560
4341/7S	4241/7S	—	7/8	—		219	1600
4375/4S	4275/4S	—	1/2	—		367	2540
4375/5S	4275/5S	—	5/8	16		373	2640
4375/6S	4275/6S	—	3/4	—		378	2820
4375/7S	4275/7S	—	7/8	—		378	2900
4375/9S	4275/9S	—	1 1/8	—		378	3050

Фільтр мастила

Фільтр мастила встановлюється для очищення мастила перед його поверненням до компресора. Підбір виконується однаково для всіх агрегатів за діаметром мастильного трубопроводу (16 мм) - Gokceler FYG 162/4. Розміри вказано у ескізі - рис. 10.9..

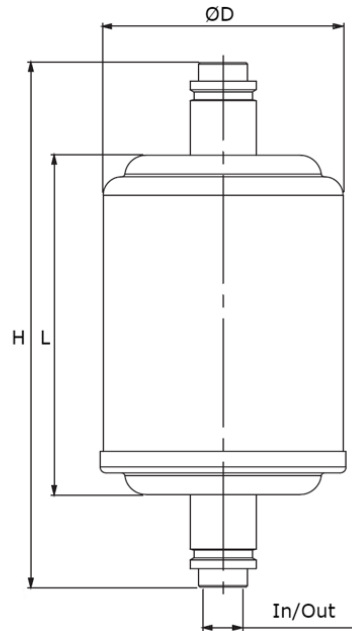


Рис. 11.10. – Креслення фільтр мастила

Таблиця 11.12. – Розміри фільтрів

Type Тип	H	ø D	L	Connections Подсоединения	
				Inlet Вход	Outlet Выход
FYG 82-1/4"	145	53	98	1/4" SAE	
FYG 83-3/8"	154			3/8" SAE	
FYG 84-1/2"	162			1/2" SAE	
FYG 82-S-6	144			6,4 ODS	
FYG 83-S-10	150			9,6 ODS	
FYG 84-S-12	158			12,8 ODS	
FYG 162-1/4"	157	78	110	1/4" SAE	
FYG 163-3/8"	166			3/8" SAE	
FYG 164-1/2"	174			1/2" SAE	
FYG 162-S-6	156			6,4 ODS	
FYG 163-S-10	162			9,6 ODS	
FYG 164-S-12	170			12,8 ODS	

Індикатор вологи

Індикатор вологи встановлюється для визначення наявності води та кислот у холодоагенті або мастилі та для визначення якості роботи установки. Підбір проводимо за діаметром рідинного та мастильного трубопроводів.

Відповідно встановлюємо Castel 3940/5 (016 мм), Castel 3940/M12 (012 мм) на рідинну лінію та Castel 3940/5 (016 мм), Castel 3940/M12 (012 мм) на мастило. Приєднувальні та габаритні розміри у табл. 10.15.. Ескіз представлено на рис. 11.11..

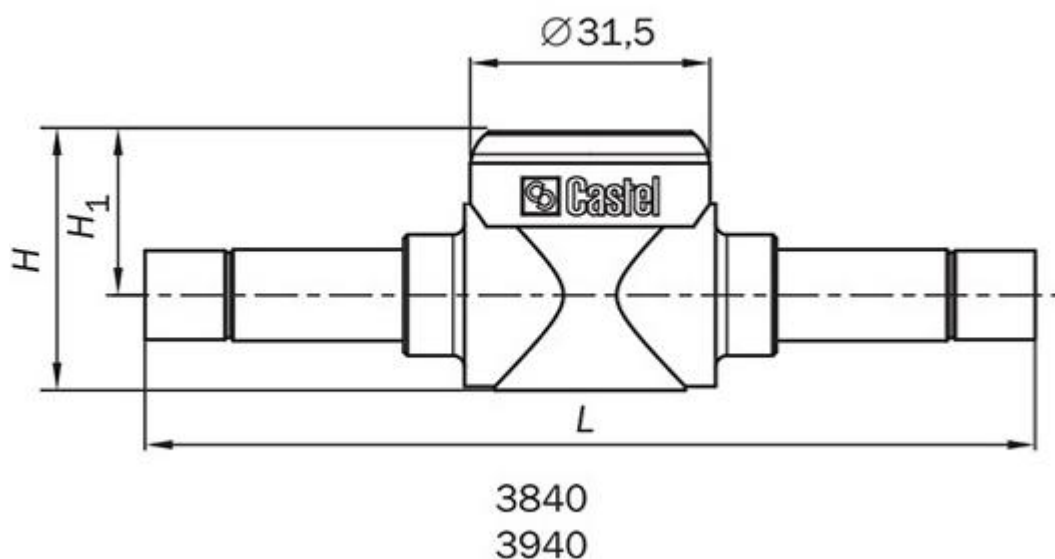


Рис. 11.11. – Креслення індикатора вологості

Таблиця 11.12. – Розміри індикаторів

Номер по каталогу	Соединения						Диаметр для установки стекол		Диаметр отверстия в сосуде [мм]	t _s [°C]		ρ _s [бар]
	Тип	под вальцовку SAE [дюйм]	под пайку ODS		под пайку ODM					мин	макс	
			[дюйм]	[мм]	[дюйм]	[мм]	[дюйм]	[мм]				
3910/22	Внешняя резьба — внешняя резьба	1/4	—	—	—	—	—	—				
3910/33		3/8	—	—	—	—						
3910/44		1/2	—	—	—	—						
3910/55		5/8	—	—	—	—						
3910/66		3/4	—	—	—	—						
3940/2	Паянное	—	1/4	—	—	—						
3940/3		—	3/8	—	—	—						
3940/M10		—	—	10	—	—						
3940/M12		—	—	12	—	—						
3940/4		—	1/2	—	—	—						
3940/5		—	5/8	16	—	—						
3940/M18		—	—	18	—	—						
3940/6		—	3/4	—	—	—						
3940/7		—	7/8	22	—	—						
3940/9		—	1 1/8	—	—	—						

Електромагнітні клапана

Для автоматичного відключення повітряних охолоджувачів по рідинній лінії з метою виведення апаратів у режим відтаювання встановлюються нормально закриті електромагнітні клапани (соленоїдні вентилі). Підбір проводиться за діаметрами трубопроводів.

Приймаючи діаметр рідинного трубопроводу на вході до одного випарника камер №1 і №2 рівним 12 мм, і до камери №3 - 16 мм, встановлюються вентилі 1078/5 та 1068/M12 відповідно. Вентилі комплектуються корпусом вентиля, електромагнітною котушкою та клемною коробкою (фішка). Технічні характеристики вентилів наведені у таблиці 11.13.. Ескіз представлено на рис. 11.12..

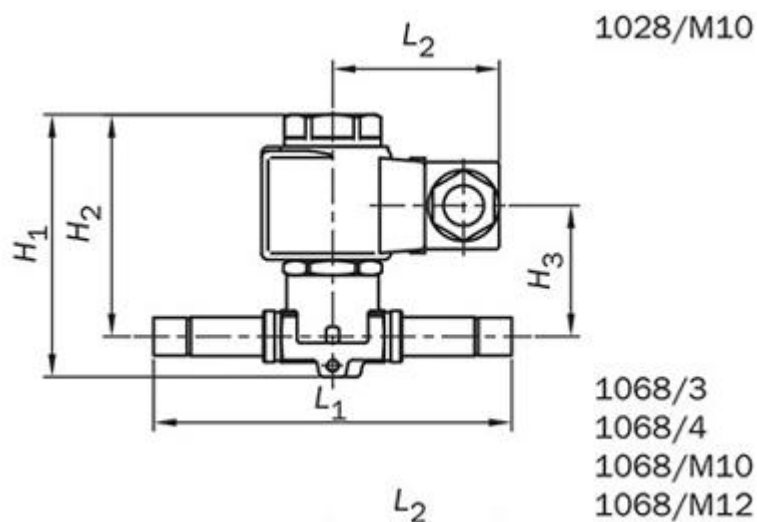


Рис. 11.12. – Креслення соленоїдного вентиля

Таблица 11.13. – Технические характеристики соленоидных вентиляв

Номер по каталогу	Соединения под пайку ODS		Диаметр седла клапана [мм]	Коэффициент расхода K_v [м ³ /ч]	Принцип работы	Рабочий перепад давления [бар]				t _s [°C]		p _s [бар]				
	[дюйм]	[мм]				Min OPD	MOPD			мин	макс					
							Тип катушки									
							HM2, CM2 (AC)	HM4 (AC)	HM3 (DC)							
1028/2	1/4	—	2,2	0,15	Прямого действия	0		25***	19	+105*						
1028/2E	1/4	—	3	0,23												
1028/3	3/8	—														
1028/M10	—	10														
1068/3	3/8	—	7	0,80	Серво-приводный мембранный	0,05										
1068/M10	—	10														
1068/M12	—	12														
1068/4	1/2	—														
1078/M12	—	12	12,5	2,20												
1078/4	1/2	—														
1078/5	5/8	16		2,61												18
1079/7	7/8	22														

12. Визначення діаметрів трубопроводів та гідравлічних втрат у

всмоктувальних мережах

12.1. Розрахунок діаметрів трубопроводів

Внутрішній діаметр круглої труби визначаємо за формулою:

$$d_{\text{BH}} = \sqrt{\frac{4 \cdot M \cdot v}{\pi \cdot w}}$$

де M – масова витрата холодоагенту кг/с; p – густина холодоагенту, кг/м³; w – середня швидкість холодоагенту в перерізі (для лінії нагнітання приймають 10 – 18, для лінії всмоктування – 8 – 12, для рідинних – 1 – 1,25), м/с.

Витрата холодоагенту через компресорні станції приймаємо з 10.

Визначаємо діаметр всмоктувальних трубопроводів.

Камері №1.

$M = 0,161$ кг/с; $M_{\text{KM}\#1} = 0,111$ кг/с; $p = 1/v_1 = 1 / 0,082 = 12,1$ кг/м³;

$$d_{\text{BH}} = \sqrt{\frac{4 \cdot M \cdot v}{\pi \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,111}{3,14 \cdot 12,1 \cdot 10}} = 0,034 \text{ м}$$

Приймаємо трубу з наступними параметрами: $d_{\text{зов}} = 42$ мм; $d_{\text{BH}} = 38$

мм

Дійсна швидкість холодоагенту в прийнятій трубі.

$$w = \frac{4 \cdot M}{d_{\text{BH}}^2 \cdot \pi \cdot p} = \frac{4 \cdot 0,111}{0,038^2 \cdot 3,14 \cdot 12,1} = 8,09 \text{ м/с}$$

Камера №2.

$M = 0,21$ кг/с; $M_{\text{KM}\#1} = 0,145$ кг/с; $p = 1/v_1 = 1 / 0,082 = 12,1$ кг/м³;

$$d_{\text{BH}} = \sqrt{\frac{4 \cdot M \cdot v}{\pi \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,145}{3,14 \cdot 12,1 \cdot 10}} = 0,039 \text{ м}$$

					КР.142.008.020.РПЗ						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата							
Розроб.		Мельников Н.В.			Визначення діаметрів трубопроводів та гідравлічних втрат у всмоктувальних мережах			Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевір.		Мирошник М.М.								71	93
								ХМ – 4 – 4			
Н. контр.											
Затверд.		Петренко В.П.									

Приймаємо трубу з наступними параметрами: $d_{\text{зов}} = 45$ мм; $d_{\text{вн}} = 42$

мм

Дійсна швидкість холодоагенту в прийнятій трубі.

$$w = \frac{4 \cdot M}{d_{\text{вн}}^2 \cdot \pi \cdot p} = \frac{4 \cdot 0,145}{0,042^2 \cdot 3,14 \cdot 12,1} = 8,65 \text{ м/с}$$

Камера №3.

$M = 0,24$ кг/с; $M_{\text{КМН}\#1} = 0,165$ кг/с; $p = 1/v_1 = 1 / 0,068 = 14,7$ кг/м³;

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot M \cdot v}{\pi \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,165}{3,14 \cdot 14,7 \cdot 10}} = 0,037 \text{ м}$$

Приймаємо трубу з наступними параметрами: $d_{\text{зов}} = 42$ мм; $d_{\text{вн}} = 39$

мм

Дійсна швидкість холодоагенту в прийнятій трубі.

$$w = \frac{4 \cdot M}{d_{\text{вн}}^2 \cdot \pi \cdot p} = \frac{4 \cdot 0,165}{0,039^2 \cdot 3,14 \cdot 14,7} = 9,4 \text{ м/с}$$

**Визначаємо діаметр загального нагнітального трубопроводу
компресорів.**

Камера №1.

$M = 0,111$ кг/с; $p = 1206$ кг/м³;

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot M}{\pi \cdot w \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,111}{3,14 \cdot 1,10 \cdot 1206}} = 0,01 \text{ м}$$

Приймаємо трубу з наступними параметрами: $d_{\text{зов}} = 14$ мм; $d_{\text{вн}} = 12$

мм

Дійсна швидкість холодоагенту в прийнятій трубі.

$$w = \frac{4 \cdot M}{d_{\text{вн}}^2 \cdot \pi \cdot p} = \frac{4 \cdot 0,111}{0,012^2 \cdot 3,14 \cdot 1206} = 0,8 \text{ м/с}$$

Камера №2.

$M = 0,145 \text{ кг/с};$

$$d_{\text{BH}} = \sqrt{\frac{4 \cdot M}{\pi \cdot w \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,145}{3,14 \cdot 1,10 \cdot 1206}} = 0,011 \text{ м}$$

Приймаємо трубу з наступними параметрами: $d_{\text{зов}} = 14 \text{ мм}; d_{\text{BH}} = 12$

мм

Дійсна швидкість холодоагенту в прийнятій трубі.

$$w = \frac{4 \cdot M}{d_{\text{BH}}^2 \cdot \pi \cdot p} = \frac{4 \cdot 0,145}{0,012^2 \cdot 3,14 \cdot 1206} = 1,06 \text{ м/с}$$

Камера №3.

$M = 0,165 \text{ кг/с};$

$$d_{\text{BH}} = \sqrt{\frac{4 \cdot M}{\pi \cdot w \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,165}{3,14 \cdot 1,10 \cdot 1206}} = 0,012 \text{ м}$$

Приймаємо трубу з наступними параметрами: $d_{\text{зов}} = 16 \text{ мм}; d_{\text{BH}} = 14$

мм

Дійсна швидкість холодоагенту в прийнятій трубі.

$$w = \frac{4 \cdot M}{d_{\text{BH}}^2 \cdot \pi \cdot p} = \frac{4 \cdot 0,165}{0,014^2 \cdot 3,14 \cdot 1206} = 0,9 \text{ м/с}$$

12.2. Розрахунок гідравлічних втрат на лінії всмоктування

Камера №1

Втрати тиску від тертя на ділянці довжиною 13 м.

$$Re = w \cdot d_{\text{вн.}} / \nu = 8,09 \cdot 0,038 / 3,84 \cdot 10^{-7} = 800572,9;$$

$$a_{\text{тр}} = 0,11 \cdot (k / d_{\text{вн.}} + 64 / Re)^{0,25}$$

$$a_{\text{тр}} = 0,11 \cdot (0,001/0,038 + 64/800572,9)^{0,25} = 0,044$$

$$P_{\text{тр}} = 0,044/0,038 \cdot (12,1 \cdot 8,09^2 / 2) \cdot 13 = 5960,2 \text{ Па};$$

Втрата тиску на місцевих опорах.

Визначаємо коефіцієнти місцевих опорів: вентиль запорний (1 шт.) $E = 1 \cdot 0,5 = 0,5$; коліно 90 (6 шт.) $E = 6 \cdot 0,5 = 3$.

$$E = 0,5 + 3 = 3,5;$$

$$P_{\text{м.с.}} = 3,5 \cdot (12,1 \cdot 8,09^2 / 2) = 1385,8 \text{ Па};$$

Загальна втрата тиску:

$$P = 5960,2 + 1385,8 + 12,1 \cdot 9,81 \cdot 2 = 7583,4 \text{ Па} = 7,5 \text{ кПа} = 0,075 \text{ бар.}$$

Камера №2

Втрати тиску від тертя на ділянці довжиною 13 м.

$$Re = w \cdot d_{\text{вн.}} / \nu = 8,65 \cdot 0,042 / 3,84 \cdot 10^{-7} = 946093,7;$$

$$a_{\text{тр}} = 0,11 \cdot (0,001/0,042 + 64/946093,7)^{0,25} = 0,043$$

$$P_{\text{тр}} = 0,044/0,042 \cdot (12,1 \cdot 8,65^2 / 2) \cdot 13 = 6165,07 \text{ Па};$$

Втрата тиску на місцевих опорах.

Визначаємо коефіцієнти місцевих опорів: вентиль запорний (1 шт.) $E = 1 \cdot 0,5 = 0,5$; коліно 90 (6 шт.) $E = 6 \cdot 0,5 = 3$.

$$E = 0,5 + 3 = 3,5;$$

$$P_{\text{м.с.}} = 3,5 \cdot (12,1 \cdot 8,65^2 / 2) = 1584,3 \text{ Па};$$

Загальна втрата тиску:

$$P = 6165,07 + 1584,3 + 12,1 \cdot 9,81 \cdot 2 = 7986,7 \text{ Па} = 7,9 \text{ кПа} = 0,08 \text{ бар}$$

Камера №3

Втрати тиску від тертя на ділянці довжиною 18 м.

$$Re = w \cdot d_{\text{вн.}} / \nu = 9,4 \cdot 0,039 / 3,84 \cdot 10^{-7} = 954687,5;$$

$$a_{\text{тр}} = 0,11 \cdot (0,001/0,039 + 64/954687,5)^{0,25} = 0,044;$$

					КР.142.008.020.РПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		74

$$P_{\text{тр}} = 0,044/0,039 \cdot (14,7 \cdot 9,4^2 / 2) \cdot 18 = 13188,7 \text{ Па};$$

Втрата тиску на місцевих опорах.

Визначаємо коефіцієнти місцевих опорів: вентиль запорний (1 шт.) $E = 1 \cdot 0,5 = 0,5$; коліно 90 (6 шт.) $E = 6 \cdot 0,5 = 3$.

$$E = 0,5 + 3 = 3,5;$$

$$P_{\text{м.с.}} = 3,5 \cdot (14,7 \cdot 9,4^2 / 2) = 2273,06 \text{ Па};$$

Загальна втрата тиску:

$$P = 13188,7 + 2273,06 + 14,7 \cdot 9,81 \cdot 2 = 15750,1 \text{ Па} = 15,7 \text{ кПа} = 0,15 \text{ бар}.$$

					КР.142.008.020.РПЗ	Архиви
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		75

13. Техніко-економічні показники

Мета економічного розрахунку полягає у визначенні загальних витрат на будівництво холодильника, вартості необхідного холодильного обладнання, витрат на споживану електроенергію, оплату праці виробничого персоналу, а також визначенні амортизаційних відрахувань. Крім того, проводиться аналіз основних економічних показників проекту овочесховища у місті Полтава.

При проектуванні даного холодильника виконуються наступні роботи:

- будівництво одноповерхового підвального холодильника;
- вибір та закупівля холодильного обладнання;
- формування штату виробничого персоналу холодильника.

Розрахункове споживання електроенергії холодильним обладнанням компресорного цеху.

Споживання електроенергії за рік розраховуємо за формулою:

$$P_{річн} = P_{ел} \cdot n$$

де n - час роботи компресорів та вентиляторів в рік при відповідних робочих умовах, год, приймаємо 3000 год (час електровідтайки протягом доби приблизно 15 хв = 90 год/рік).

Отриманні данні заносимо до таблиці 13.1.

					КР.142.008.020.РПЗ						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата							
Розроб.		Мельников Н.В.			Техніко-економічні показники			Літ.	Арк.	Аркушів	
Перевір.		Мирошник М.М.							76	93	
								ХМ – 4 – 4			
Н. контр.											
Затверд.		Петренко В.П.									

Таблиця 13.1. – Споживання електроенергії холодильною установкою

№	Найменування обладнання	К-сть	Рел, кВт	ΣРел. кВт	Ррічн, тис. кВт*год
1	4PE-12.F3Y-40S	2	19	38	114
2	4JE-15Y-40P	2	19	38	114
3	4NE-14Y-40P	2	17	34	102
4	Вентилятори конденсатора RF-SA102L4V-063Z04D	4	1,7	6,8	20,4
5	Вентилятори конденсатора RF-MA102T4V-080Y06D	8	1,8	14,4	43,2
6	Вентилятори повітроохолодників СВК-454-3RE-HX28	8	0,6	4,8	14,4
7	Вентилятори повітроохолодників СВК-454-4RE-HX28	16	0,6	9,6	28,8
8	Електровідтайка повітроохолодників	6	8	48	4,32
Річна витрата електроенергії					441,12

Розрахунок витрат на придбання та монтаж обладнання.

Витрати на монтаж приймаємо на рівні 20% від вартості обладнання.

Інші витрати приймаються на рівні 5% від вартості обладнання.

Отримані дані заносимо до таблиці 13.2.

Таблиця 13.2. – Витрати на придбання обладнання

Найменування обладнання	К-ть	Витрати на обладнання, тис. грн				Загальні витрати, тис. грн
		Ціна за одиницю	Разом	Монтаж	Інші витрати	
4PE-12.F3Y-40S	2	214,6	429,2	64,3	21,4	514,9
4JE-15Y-40P	2	198,6	397,2	59,6	19,8	476,6
4NE-14Y-40P	2	165,6	331,2	49,7	16,5	397,4
Конденсатор RF-SA102L4V-063Z04D	1	168,1	168,1	25,2	8,4	201,7
Конденсатор RF-MA102T4V-080Y06D	2	250,3	500,6	75,9	25,03	601,5
Повітроохолодник CBK-454-3RE-HX28	2	269,9	539,8	80,9	27	647,7
Повітроохолодник CBK-454-4RE-HX28	4	342,8	1371,2	205,6	68,5	1645,3
Ресивер FS320(Y)	1	22,1	22,1	3,3	1,1	26,5
Ресивер FS402	2	24,5	49	7,3	2,45	58,7
Віддільник рідини LTG-S 8/42	6	3,6	21,6	3,2	1,08	25,9
Мастиловіддільник Castel OS540/9	6	4,8	28,8	4,3	1,4	34,5
Віброгасник SD42	6	2,8	16,8	2,5	0,8	20,1
Віброгасник SD28	6	2	12	1,8	0,6	14,4
Механічний фільтр Castel 4411/M42A	6	4,9	29,4	4,41	1,5	35,3
Механічна фільтруюча вставка H48	6	1	6	0,9	0,3	7,2

Зворотній клапан Castel 3122/M42	6	6,2	37,2	5,6	1,9	44,7
Регулятор тиску конденсації KVR 22	3	9,2	27,6	4,1	1,4	33,1
Регулятор тиску конденсації NRD	3	3,2	9,6	1,4	0,5	11,5
Фільтр-осушник Castel 4375/9S	6	2,8	16,8	2,5	0,8	20,1
Фільтр мастила Gokceler FYG 162-1/4	6	0,63	3,8	0,6	0,2	4,6
Індикатор вологи Castel 3840/5	4	0,6	11,6	1,7	0,6	13,9
Індикатор вологи Castel 3840/M12	8	0,7	5,6	0,8	0,3	6,7
Шаровий вентиль Castel 6590/11	4	3,5	14	2,1	0,7	16,8
Шаровий вентиль Castel 6590/M42	4	5,2	20,8	3,2	1,04	25,1
Шаровий вентиль Castel 6590/M42	4	5,2	20,8	3,2	1,04	25,1
Соленоїдний вентиль Castel 1078/5	2	2,6	5,2	0,8	0,3	6,3
Соленоїдний вентиль Castel 1068/M12	4	1,7	6,8	1,02	0,3	8,1
Трубопроводи та фітинги	к-т	45	45	7	2,2	54,2
Всього						4977,9

Річна витрата коштів на оплату спожитої електроенергії
холодильником і компресорним цехом.

Ціна за 1 кВт. год електроенергії - $C_{ел} = 4,32$ грн.

$$B_{ел.р} = P_p \cdot C_{ел} = 441120 \cdot 4,32 = 1905638,40 \text{ грн} = 1905,63 \text{ тис.грн}$$

Масило BSE32 купується для компресорів за ціною 1865 грн. за 1л.
Максимально необхідно 19 л що коштує 35,5 тис.грн.

Холодоагент R134a коштує 348 грн. за 1кг. Необхідно 1680 кг що коштує $348 \cdot 1680 = 584,64$ тис.грн.

Розрахунок витрат на оплату праці

Таблиця 13.3. – Фонд заробітної плати робітників компресорного цеху

№ п/п	Професія	Тарифна ставка грн/міс	Чисельність, чол	Місячний фонд, грн	Річний фонд, грн
1	Слюсар-ремонтник	15000	1	15000	180000

Визначення амортизаційних відрахувань.

Приймаємо норми амортизаційних відрахувань:

Для основного обладнання - 22% від вартості обладнання;

Витрати на амортизацію основного технологічного обладнання:

$$A_{обл} = XB_{обл} \cdot 0,22 = 4977,9 \cdot 0,22 = 1095,1 \text{ тис. грн.}$$

Визначення інших видів витрат.

До інших витрат відносяться пускові витрати, витрати на утримання та експлуатацію обладнання, цехові витрати, які розраховуються як окремі статті.

Витрати на поточний ремонт обладнання приймаємо 20% від амортизаційних відрахувань на обладнання:

$$B_{рем} = A_{обл} \cdot 0,20 = 1095,1 \cdot 0,20 = 219,04 \text{ тис. грн}$$

Пускові витрати приймаємо 2% від вартості обладнання:

$$B_{пуск} = B_{обл} \cdot 0,02 = 4977,9 \cdot 0,02 = 99,5 \text{ тис. грн}$$

Інші витрати приймаємо 3% від загальної суми амортизаційних відрахувань:

$$B_{in} = A_{обл} \cdot 0,03 = 1095,1 \cdot 0,03 = 32,8 \text{ тис. Грн}$$

Загальна сума інших витрат складає:

$$EB = B_{рем} + B_{пуск} + B_{in} = 219,04 + 99,5 + 32,8 = 351,34 \text{ тис. грн}$$

Результати розрахунків зводимо у порівняльну таблицю собівартості енергії табл. 13.4.

Таблиця 13.4. – Економічні показники

Статті витрат	Значення витрат, тис. грн
Електроенергія	1905,63
Масило	35,5
Холодильний агент R134a	584,64
Оплата праці	180
Амортизація	1095,1
Інші витрати	351,34
Разом	4152,21

Кількість виробленого холоду за рік (за період роботи):

$$3000 \cdot (2 \cdot 17,09 + 2 \cdot 22,33 + 2 \cdot 23,59) = 378060 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

Собівартість холоду:

$$C = \frac{4152,21 \text{ тис. грн.}}{378060 \text{ кВт} \cdot \text{год}} = 10,9 \text{ грн}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$$

Теплоізоляція покрівлі камер з $t = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$

Значення коефіцієнта теплопередачі покриття $k_0^{\text{TP}} = 0,42\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо рівними $a_{\text{H}} = 23\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $a_{\text{B}} = 6\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

Структура покрівлі та розрахунок сумарного термічного опору наведено у табл. 4.2..

Необхідна товщина теплоізолюючого шару:

$$\delta_{\text{із}}^{\text{TP}} = 0,035 \cdot \left[\frac{1}{0,42} - \left(\frac{1}{23} + 0,79 + \frac{1}{6} \right) \right] = 0,073\text{ м.}$$

Округлюємо до більшого значення типорозміру – 80 мм.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^d = \frac{1}{\left(\frac{1}{23} + 0,79 + \frac{1}{6} \right)} + \frac{0,08}{0,035} = 0,359\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Огородження	$t_{\text{в}}\text{ }^{\circ}\text{C}$	$a_{\text{з}}, \text{ Вт}$	$a_{\text{в}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	Товщина теплоізоляційного шару, мм		Коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	
Зовнішні стіни камер	0 - 5	-	9	69	70	0,41	0,406
Стіни камер зберігання буряка та капусти що контактують з коридором	0	8	9	57	60	0,456	0,437
Стіна камери зберігання картоплі що контактує з коридором	5	8	9	47	50	0,52	0,496
Перегородка між камерами капусти та буряка	0	9	9	40,3	50	0,58	0,499
Перегородка між камерами капусти та картоплі	0	9	9	47	50	0,525	0,499
Підлога	-	-	-	-	-	-	-
Покриття камер капусти та буряка	0	23	6	84	90	0,37	0,35
Покриття камери картоплі	5	23	6	73	80	0,42	0,39

14. Охорона праці

Вступ

Проект овочесховища у місті Полтава розрахований на місткість 900 тонн і передбачає застосування сучасного холодильного обладнання з високим рівнем автоматизації. Для будівельних конструкцій та ізоляції холодильника використовуються збірні залізобетонні блоки з утеплювачем ПСБ-С. Холодильні установки, які працюють на фреоні, функціонують 8,5 годин на добу.

Робота овочесховища є джерелом ряду шкідливих і небезпечних виробничих факторів для обслуговуючого персоналу. З цією метою кімната механіка розташована в допоміжних приміщеннях, а пункти управління та контролю розміщені безпосередньо біля холодильних камер та компресорних агрегатів.

Шкідливі виробничі фактори:

- високий рівень шуму та вібрації на робочому місці;
- загазованість повітря;
- недостатній рівень освітленості робочої зони.

Небезпечні виробничі фактори:

- порушення вимог безпеки до розміщення робочих місць, обладнання і технологічних майданчиків;
- незахищені рухомі елементи обладнання;
- наявність посудин, що працюють під тиском;
- небезпечний рівень напруги в електричному колі;
- статична та атмосферна електрика.

					КР.142.008.020.РПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Охорона праці			
Розроб.		Мельников Н.В.						
Перевір.		Мирошник М.М.						
Н. контр.								
Затверд.		Петренко В.П.			ХМ – 4 – 4			
					Літ.	Арк.	Аркушів	
						83	93	

Санітарно-гігієнічні вимоги до розміщення обладнання.

Розташування устаткування повинно відповідати вимогам нормативних документів галузі.

Майданчик машинного відділення знаходиться на даху холодильника. Огороджувальні конструкції представлені сіткою рапиця та профнастилом. Площа майданчика з холодильними агрегатами становить 45 м², з легко скидними елементами, що становлять площу більше 0,03 м² на 1 м³ об'єму споруди. Виходи з машинного відділення розташовані на максимальній відстані один від одного і мають двері, що відчиняються на зовнішню сторону. Висота машинного відділення до низу несучих конструкцій покриття становить 2,5 м.

У машинному відділенні розміщено 6 поршневих напівгерметичних компресорів BETZER (2 шт. кожен з моделей 4PE-12.F3Y-40S, 4JE-15Y-40P, 4NE-14Y-40P), розташованих на трьох рамах. Кожна рама також містить вертикальний ресивер, повітряний конденсатор та додаткове обладнання. Відстань між виступаючими частинами обладнання і стіною становить не менше 0,8 м, а ширина проходу між ними - близько 4,5 м.

Підлога машинного відділення рівна і неслизька. Стіни, стеля, холодильне обладнання та трубопроводи фарбовані відповідно до вимог діючих нормативів щодо фарбування поверхонь виробничих приміщень та технологічного обладнання промислових підприємств.

					КР.142.008.020.РПЗ	Аржуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		84

Мікроклімат

Санітарно-гігієнічні вимоги до параметрів повітря в робочій зоні закритих виробничих приміщень регулюються за Державними санітарними нормами 3.3.6.042-99 "Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень". В приміщенні, де працює обслуговуючий персонал, мають бути забезпечені оптимальні параметри для категорій робіт легка - Іа, які наведені у таблиці 14.1. даного нормативного документа.

В машинному відділенні параметри мікроклімату не нормуємо оскільки воно по суті є відкритим майданчиком.

Таблиця 14.1. – Санітарні норми мікроклімату

Період року	Температура повітря, °С	Відносна вологість, %	Швидкість руху
			повітря, м/с
Холодний ($t_3 < 10^\circ\text{C}$)	22-24	40-60	<0,1
Теплий ($t_3 > 10^\circ\text{C}$)	23-25	40-60	<0,1

Досягнення цих параметрів забезпечується загальною обмінною механічною припливно-витяжною вентиляцією в теплий період року, з підігрівом повітря в холодний період року.

Шум і вібрація

Джерелами шуму в холодильних установках є компресори, повітряні конденсатори та їх електродвигуни, а також рух холодильного агенту по трубопроводам з великою швидкістю.

Допустимий рівень шуму в машинному відділенні, який не повинен перевищувати норм, зазначених у ДСН 3.3.6.037-99 "Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку", становить від 78 до 82 дБ, а в приміщенні для обслуговуючого персоналу - від 50 до 55 дБ.

Для зниження шуму в приміщенні обслуговуючого персоналу розміщуємо його на значній відстані від машинного відділення.

Загальна технологічна вібрація не перевищує гранично допустимого значення, яке складає 92 дБ, згідно з ГОСТ 12.1.012-90 та ДСН 3.3.6.039-99.

Для зниження впливу вібрації, яка виникає внаслідок роботи компресорів, вживаються наступні заходи: компресори розміщуються на спеціальних пружинних віброгасниках, що відокремлюють їх від несучих конструкцій основної будівлі. Крім того, трубопроводи, що приєднуються до машини, не кріпляться жорстко до будівельних конструкцій, і якщо потрібно використати жорсткі кріплення, передбачаються відповідні компенсаційні пристрої. Трубопроводи, які з'єднують компресори з устаткуванням, мають достатню гнучкість для компенсації деформацій. Крім того, на всмоктувальних та нагнітальних лініях кожного компресора встановлені віброгасники.

Освітлення.

Нормовані значення природного та штучного освітлення визначені відповідно до ДБН В.2.5-28-2006 "Природне і штучне освітлення".

У машинному відділенні застосовується бічне природне двостороннє освітлення, де мінімальне значення коефіцієнта природного освітлення (КПО) становить 0,2%. Загальне штучне освітлення забезпечується волого- та пилозахисними світильниками з люмінесцентними лампами напругою 220 В.

Для приміщення обслуговуючого персоналу встановлено загальне штучне освітлення зі світловою віддачею 150 лк. Місцеве освітлення з лампами розжарювання працює при напрузі 12 В.

Аварійне і ремонтне освітлення машинного відділення забезпечується від незалежного джерела струму (акумуляторні батареї). Воно автоматично активується при відключенні робочого освітлення.

					КР.142.008.020.РПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		86

14.1. Розрахунок системи загального освітлення в компресорному цеху

Приймаємо 3 світильника, які для забезпечення рівномірності освітлення розташовуємо над кожним холодильним агрегатом. Загальна довжина усіх світильників становить $L_{CB} = 1,2 * 3 = 3,6 \text{ м}$.

Резервне освітлення приймаємо лампи розжарювання, а також встановлюємо евакуаційне освітлення.

Визначимо сумарну електричну потужність усіх світильників, встановлених в приміщенні:

$$L_{CB} = P_{л} * N * n = 40 * 3 = 120 \text{ Вт.}$$

Техніка безпеки.

Вимоги техніки безпеки регламентує нормативний документ галузі, та ГОСТ 12.2.003-91. ССБТ. «Оборудование производственное. Общие требования безопасности».

На овочесховищі відповідно до наказу керівника призначаються відповідальні особи серед інженерно-технічних працівників. Вони мають пройти перевірку знань відповідних правил, включаючи нагляд за технічним станом і безпечною експлуатацією холодильної установки..

До обслуговування холодильних установок допускаються особи, які досягли 18-річного віку, пройшли медичний огляд та мають свідоцтво про закінчення спеціального учбового закладу або курсів:

- по експлуатації холодильних установок - для машиністів;
- по автоматизації холодильних установок - для слюсарів по КВП і автоматиці.

Машиністи можуть самостійно обслуговувати холодильні установки лише після проходження стажування тривалістю не менше 1 місяця. Під час стажування вони вивчають обслуговування конкретної установки, підтримання нормальних режимів роботи та проходять відповідну перевірку знань.

Досвідчені наставники проводять стажування персоналу. Допуск до стажування та самостійної роботи видається розпорядженням керівництва підприємства.

Один машиніст обслуговує холодильну установку протягом однієї зміни.

Інструктаж з охорони праці обов'язковий для всіх працівників, незалежно від їх стажу та кваліфікації.

Перевірку знань персоналу щодо інструкцій з обслуговування холодильної установки, техніки безпеки, експлуатації обладнання та надання долікарської допомоги проводить комісія, складена із спеціалістів з холодильної техніки, електротехніки, автоматики та охорони праці, не рідше одного разу на 12 місяців.

Перевірку знань з техніки безпеки у керуючих і інженерно-технічних робітників здійснюють у відповідності з «Положенням про порядок перевірки знань правил і норм по охороні праці керуючих, інженерно-технічних робітників і спеціалістів».

Інструкції доведені до персоналу, що обслуговує холодильну установку (під розписку), і вивішені на видному місці:

- експлуатації холодильної системи;
- обслуговування контрольно-вимірювальних приладів і автоматики;
- пожежної безпеки;
- охороні праці (надання долікарської допомоги при виникненні аварійної ситуації і т. д.);
- річні і місячні графіки проведення планово-попереджувальних
- схеми хладонових і мастильних трубопроводів із пронумерованою (у відповідності до реалій) запірною арматурою і приладами автоматики (затверджені головним інженером);
- показчики перебування засобів індивідуального захисту;

- номери телефонів швидкої допомоги, пожежної команди, диспетчера електромережі, штабу цивільної оборони, поліції, найближчої військової частини, начальника компресорного цеху (домашній телефон);
- номери телефонів і адреса організації, що обслуговують автоматизовану холодильну установку.

Для надання до лікарської допомоги в машинному відділенні є в наявності аптечка, в якій міститься: 1% р-н новокаїну; кодеїн; марлеві салфетки; етиловий спирт; бинти; вата; мазь Вишневського; йод.

Контрольно-вимірні прилади.

Для візуального контролю рівня рідини в трубопроводах, компресорах та ресиверах використовуються плоскі оглядові віконця.

На кожному агрегаті встановлено по два манометри для спостереження за робочим тиском всмоктування та нагнітання. Манометри мають клас точності не вище 2,5.

Холодильна установка обов'язково оснащується працюючими приладами автоматичного захисту, які зупиняють компресор або блокують його пуск у разі досягнення контрольованих параметрів, таких як тиск нагнітання, всмоктування або рівень мастила.

У холодильних установках з конденсаторами водяного та повітряного охолодження обов'язково має бути реле високого тиску, яке при досягненні певного тиску зупиняє компресор. Реле повинно бути підключене до запірної нагнітальної системи.

У компресорах з примусовою циркуляцією мастила встановлюється реле контролю змащення, яке при недостатній різниці тисків мастила зупиняє компресор. Реле контролю змащення під'єднується до нагнітальної та всмоктувальної сторін мастильної системи.

Компресори повинні бути оснащені захисними температурними реле, що зупиняють компресор при перевищенні температури нагнітання 140 °С для R134a.

В компресорах з вбудованим електродвигуном повинен бути передбачений температурний захист обмоток статора.

Електробезпека.

Електрообладнання компресорного цеху відповідає вимогам ПВЕ «Правила влаштування електроустановок», ГОСТ 12.1.030-81 ССБТ «Електробезпека. Захисне заземлення, занулення», ДНАОП 1.1.10 - 1.01-97 «Правила безпечної експлуатації електроустановок», а також інших діючих нормативних документів з безпеки праці.

Встановлені пускові прилади розраховані на максимальний струм електродвигуна. Рубильники, які використовуються для вмикання та вимикання струму, захищені кожухами, які не горять, без отворів та шпарин, і мають можливість дистанційного керування. Напруга в керуючих колах обладнання, що встановлене у приміщеннях з особливою небезпекою та з підвищеною небезпекою, а також поза приміщеннями, не перевищує 42 Вольт.

Заходи і засоби забезпечення електробезпеки на підприємстві:

1. Недоступність струмопровідних частин від випадкового дотикання, блокування (захисні огороження, безпечне розміщення струмопровідних частин, наявність знаків безпеки).
2. Надійна ізоляція (опір ізоляції у силових і освітлювальних електричних установках становить 1,2 МОм).
3. Заземлення електричного обладнання.
4. Організаційні методи (регулярний медичний огляд, інструктаж, перевірка інструментів, контроль при виконанні робіт, наряд допуску перед роботами).

5. Застосування низьких напруг (згідно ПВЕ передбачене використання напруги 12 В).

6. Застосування захисних засобів, запобіжних пристроїв та приладів.

Планово-попереджувальні роботи.

Для захисту струмопровідних частин від прямих ударів блискавки встановлено стрижневі блискавкоприймачі на даху машинного відділення, згідно з вимогами РД 34.21.122.-87 “Інструкція по захисту від блискавки будівель і споруд”.

Пожежо- та вибухобезпека

Пожежо- та вибухобезпека на підприємстві забезпечується відповідно до вимог ГОСТ 12.1.004-91. ССБТ. “Пожарная безопасность. Общие требования”, ДНАОП 0.01-1.01-95 “Правила пожежної безпеки в Україні”.

У відповідності із СнП 2.11.02-87 “Холодильники” та НПАОП 0.00-1.51-88 «Правила безпечної експлуатації холодильних установок» машинне відділення за вибухо-пожежонебезпечкою відноситься до категорії Д, згідно ОНТП 24-86, або до пожежонебезпечної зони класу П-І, згідно ПУЕ.

Пожежна безпека включає систему запобігання пожежам і вибухам, а також систему пожежного захисту, що дозволяє ефективно контролювати та уникати небезпеки виникнення пожеж і вибухів на підприємстві.

Система запобігання пожежі передбачає:

- наявність огорожуючи конструкцій будівлі машинного відділення, легко скидних елементів (вікна, двері);
- аварійну витяжну вентиляція;
- світлозвукову сигналізацію, табло над входом у машинне відділення;
- надійне приєднання провідників від обладнання до контуру заземлення без іскріння;

					КР.142.008.020.РПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		91

- застосування аварійного та витяжного вентиляторів машинного відділення у іскрозахищеному виконанні; припливного вентилятора - у звичайному, а його електродвигуна - в закритому виконанні;

- наявність протипожежних інструкцій, атестацій обслуговуючого персоналу;

- роботу на електрообладнанні без перевантажень.

Система пожежного захисту включає:

- двері повинні відчинятися у бік виходу;

- застосування в машинному відділенні будівельних матеріалів не нижче II ступеня вогнестійкості (СНиП 2.11.02-87, СНиП 2.01.02-85. “Противопожарные нормы”);

- наявність системи оповіщення про пожежу;

- наявність аварійного відключення обладнання;

- забезпечення первинними засобами пожежегасіння: двома лопатами, сокирами, металевим багром; пожежним щитом з азбестовим полотном, ящиком з піском; повітряно-пінні вогнегасники ВПП-5 - 1 шт; порошкові вогнегасники ВП-10 - 1 шт.

- наявність плану евакуації.

Висновки

Оскільки машинне відділення представляє собою огорожений сіткою майданчик з навісом (дахом), то у світлий час доби воно має природне двостороннє бічне освітлення. У темний час доби або при недостатньому природному освітленні використовується загальне штучне освітлення за допомогою волого- та пилозахищених світильників з люмінесцентними лампами на 220В.

Для місцевого застосування під час ремонтних робіт використовуємо переносні світильники з лампами розжарення напругою 12 В.

Аварійне і ремонтне освітлення машинного відділення має аварійне живлення від незалежного джерела струму.

					КР.142.008.020.РПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		92

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 проектів (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 “Автоматизація виробничих процесів” в дипломному проекті для студентів спец. 0517. /Укл.; О.М.Баришніков, К.В. Коновалов.-К.; УДУХТ, 1999.
- 4) Методичні вказівки до виконання розділу курсового проекту, випускової та дипломної роботи (проекту) “Оцінка економічної ефективності інвестиційних проектів” 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.
- 5) М.Фалес., А.М.Литвиненко. Охорона праці в галузі. Метод. Вказівки до вивчення дисципліни та виконання розділу дипломного проекту.- К.:НУХТ, 2009 – 58с.
- 6) 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.
- 7) 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.