

Міністерство освіти і науки України
Одеський національний технологічний університет
Кафедра кріогенної техніки



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
до кваліфікаційної роботи

На тему: «Розробка комплексної холодильної машини середньої продуктивності сільськогосподарського призначення»

Здобувача Кисельова Є.С.
(прізвище, ініціали)

Зск курсу ХМ-741 групи

Керівник проф. Морозюк Л.І.
(посада, прізвище та ініціали)

Консультанти: доц. Грудка Б.Г.
(посада, прізвище та ініціали)

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від _____ 2026 р., протокол № _____

Завідувач кафедри КТ _____ **Юрій СИМОНЕНКО**

Одеса - 2026 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІНСТИТУТ ХОЛОДУ, КРІОТЕХНОЛОГІЙ ТА ЕКОЕНЕРГЕТИКИ ІМ. В.С. МАРТИНОВСЬКОГО

Кафедра Кріогенної техніки
Ступінь вищої освіти Бакалавр
Спеціальність 142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма Холодильні машини, установки
і кондиціонування повітря»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри КТ

д.т.н., проф. Симоненко Ю.М

«__» ____ 2026 року

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА**

Кисельова Єгора Сергійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розробка комплексної холодильної машини середньої
продуктивності сільськогосподарського призначення

керівник роботи д.т.н., доц. Морозюк Лариса Іванівна
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від 29 серпня 2022 року № 704-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 01 червня 2026 року

3. Вихідні дані до роботи: Холодильна машина з проміжним холодоносієм для
технологічних процесів, що мають постійне теплове навантаження

4. Перелік питань, які потрібно розробити:
Вступ. Аналітичний огляд літератури. Теоретична частина. Енергетичний аналіз циклу машини.
Тепловий та конструктивний розрахунок кожухотрубного випарника. Тепловий та конструктивний
розрахунок повітряного конденсатора. Визначення діаметрів трубопроводів. Аналіз характеристик
машин і їх регулювання. Визначення економічної ефективності впровадження машин. Принципи
охорони праці та техніки безпеки під час експлуатації машини.

5. Перелік графічного матеріалу:
Презентація Power Point (11 слайдів)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	доц. Грудка Б.Г.		

7. Дата видачі завдання _____ 01.12.2022 _____

Керівник _____ Проф. Морозюк Л.І.
Завдання прийняв до виконання _____ Кисельов Є.С.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Вивчення технічного завдання	5 днів	
2	Огляд і аналіз літератури	30 днів	
3	Розробка схемно-циклового рішення об'єкта	10 днів	
4	Енергетичні розрахунки елементів об'єкта	15 днів	
5	Розробка графічних моделей	10 днів	
6	Адаптація методів дослідження до практичного застосування	20 днів	
7	Аналіз результатів досліджень	8 днів	
8	Оформлення пояснювальної записки	5 днів	
9	Обговорення та затвердження результатів роботи	5 днів	
10	Підготовка матеріалів роботи до захисту	5 днів	

Здобувач-дипломник _____
(підпис)

Кисельов Є.С.
_____ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
(підпис)

Морозюк Л.І.
_____ (прізвище та ініціали)

Несу відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів кваліфікаційної роботи, даю згоду на обробку персональних даних та не заперечую проти розміщення кваліфікаційної роботи на офіційних web-ресурсах ОНТУ.

Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічної доброчинності

Здобувач-дипломник _____
Кисельов Є.С.
(ПІБ)

_____ (підпис)

АНОТАЦІЯ

Підвищення енергетичної ефективності і екологічної безпеки є головною проблемою в холодильній техніці. В холодильній техніці відродилися машини з проміжними холодоносіями, з новими типами теплообмінних апаратів, засновані на конструкторських рішеннях у вигляді комплексних машин. При цьому енергозбереження стає одним з головних чинників, які визначають втілення проекту в реальну машину. Мета і завдання дослідження – спроектувати холодильну машину з проміжним холодоносієм для сільгоспвиробництва, що має постійне теплове навантаження як за величиною, так і за часом роботи машини на протязі доби, на засадах енергозбереження.

Використовуючи дані, наведені в огляді літератури, сформовано технологічну схему холодильної машини. Три напівгерметичні поршневі компресори складають мультикомпресорний агрегат. Для скидання теплоти конденсації прийнято рішення використовувати повітряний конденсатор. Прийняті рішення базуються на термодинамічному аналізі індивідуальних характеристик елементів машин отриманих розрахунковим шляхом.

Ключові слова: комплексна холодильна машина, характеристики елементів, енергозбереження, регулювання робочих параметрів.

SUMMARY

Improving energy efficiency and environmental safety is a major problem in refrigeration. In refrigeration technology, machines with intermediate refrigerants have been revived, with new types of heat exchangers based on design solutions in the form of complex machines. At the same time, energy saving becomes one of the main factors that determine the implementation of the project in a real machine. The purpose and task of the research is to design a refrigerating machine with an intermediate cooling medium for agricultural production, which has a constant thermal load both in terms of magnitude and the time of operation of the machine during the day, on the basis of energy saving.

Using the data given in the literature review, a technological diagram of the refrigerating machine was formed. Three semi-hermetic piston compressors make up a multi-compressor unit. It was decided to use an air condenser to reduce the heat of condensation. Decisions made are based on thermodynamic analysis of individual characteristics of the elements of the machine.

Key words: complex refrigerating machine, characteristics of elements, energy saving, regulation of working parameters.

ЗМІСТ

Вступ.....	7
Розділ 1. Аналітична частина	
1.1. Аналітичний огляд літератури.....	9
1.2. Принципова технологічна схема холодильної машини	18
2. Теоретична частина	
2.1. Енергетичний аналіз циклу машини	21
2.2. Тепловий та конструктивний розрахунок кожухотрубного випарника .	27
2.3. Тепловий та конструктивний розрахунок повітряного конденсатор	35
2.4. Визначення діаметрів трубопроводів.....	43
2.5. Аналіз характеристик машин і їх регулювання	44
2.6. Визначення економічної ефективності впровадження машин.....	48
2.7. Принципи охорони праці та техніки безпеки під час експлуатації машини	52
Література	60

					КРБ.КТ.1.704-03.4.3			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Кисельов Є.С.			Розробка комплексної холодильної машини середньої продуктивності сільськогоспо- дарського призначення	Літ.	Арк.	Акрушіє
Перевір.		Морозюк Л.І.						
Керівник		Морозюк Л.І.				Група ХМ 741		
Н. Контр.								
Затверд.								

ВСТУП

Актуальність теми. Підвищення енергетичної ефективності (економія всіх видів матеріальних та енергетичних ресурсів) та екологічної безпеки (впровадження нових робочих речовин і малоємних систем з ними) є стійкою тенденцією в холодильній техніці. Базуючись на таких підходах, в холодильній техніці відродилися машини з проміжними холодоносіями з новими типами теплообмінних апаратів, засновані на конструкторських рішеннях у вигляді комплексних машин. Йдеться про кожухотрубні випарники з внутрішньотрубним кипінням холодоагенту в сукупності з повітряними конденсаторами великої теплової потужності. На підставі представленої інформації набуває актуальності проектування та впровадження водоохолоджуючих холодильних машин для конкретних виробництв (конкретних технологічних процесів) з урахуванням енергозбереження.

Отже тема роботи є актуальною з погляду впровадження енергозберігаючих технологій у холодильну техніку.

Мета та завдання: Мета роботи – спроектувати холодильну машину з проміжним холодоносієм сільськогосподарського призначення, що має постійне теплове навантаження, на основі енергозбережень.

Для досягнення мети необхідно вирішити такі **завдання:**

- розробити схему машини;
- провести теплові та конструктивні розрахунки елементів машини;
- провести аналіз енергоспоживання машини.

Об'єкт дослідження – холодильна машина з проміжним холодоносієм та повітряним конденсатором.

Предмет дослідження – теплові, гідродинамічні та аеродинамічні процеси в теплообмінних апаратах холодильної машини.

					КРБ.КТ.1.704-03.4.3	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		7

Фактологічна основа дослідження – підручники з холодильної техніки. журнали з холодильної техніки, довідкові матеріали фірм-виробників холодильного обладнання, які розміщені в ІНТЕРНЕТІ.

Структура роботи. Робота складається з вступу, двох розділів, висновків, списку використаної літератури. Зміст роботи викладено на 60 сторінках, включаючи 25 рисунків, 11 таблиць, список інформаційних джерел з 4 найменувань.

					КРБ.КТ.1.704-03.4.3	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		8

РОЗДІЛ 1

АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

1.1 Аналітичний огляд літератури

Чилер – це спеціальний охолоджуючий пристрій, що застосовується в системах промислового призначення та кондиціонування повітря центрального типу. У загальному випадку чилером називають холодильну машину для охолодження рідких теплоносіїв. Як правило, холодоносієм використовується водяний розчин етиленгліколю або звичайну воду.

Технологічно чилер є парокомпресорною холодильною машиною, основна функція якої – охолодження рідкого середовища (рис.1).

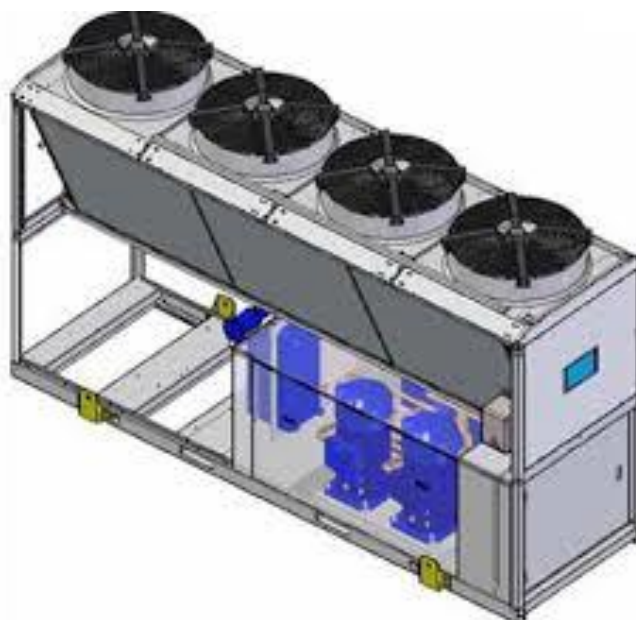


Рисунок 1. Загальний вигляд агрегату компресор-конденсатор для чилера

Найважливіша характеристика чилера – це холодопродуктивність. Передбачається, що перед тим як проєктувати чилер, вже повністю вироблені і готові розрахунки теплоприпливів у технологічному процесі у різних умовах.

Через нестачу в Україні досвіду експлуатації більшості імпортованих моделей визначити найкращу модель з представлених на ринку шляхом оцінки технічних, економічних та експлуатаційних характеристик складно. Тим частіше вибір холодильної машини ґрунтується на особистому досвіді,

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

престижі компанії-виробника, попиті на модель, наявності документів, що засвідчують якість міжнародного класу, та інших непрямих, але важливих показниках.

На українському ринку функціонує багато фірм-виробників холодильних установок.

Серед усіх сегментів ринку в Україні ринок холодильних машин збільшує свою частку найповільніше. У відсотковому вираженні швидкість зростання – близько 12-18%. Але якщо звернутися до фінансових показників, темпи зростання будуть вищими – близько 20-25%. Варто взяти до уваги, що кількість чилерів, що купують, не обчислюється сотнями і тисячами. Дозволити собі подібну техніку можуть мало хто.

Основні гравці на ринку – американські бренди Carrier, Trane, York, Daikin. Фірми завоювали популярність, їхня продукція закуповувалася для більшості держустанов. Продукція винятково високої вартості. Загалом обладнання цих компаній – найдорожче. Вітчизняними фірмами-виробниками ринок холодильної техніки лише освоюється.

Більшість фірм для промислового виробництва на ринку України – європейські виробники, переважно французькі та італійські: Ciat (Франція), RC Group (Італія), Airwell (Франція), Clivet (Італія), Westper (Франція, підрозділ McQuay), Bluebox (Італія), Aermec (Італія), КТК (Італія), Lennox (США), Sabina (Італія), Clivet (Італія) та інші. Через низькі ціни свою частку збільшують американські компанії Acson і McQuay.

Наведемо інформацію про деякі фірми холодильного обладнання.

Carrier – новатор та лідер у виробництві кліматичного обладнання [1]. Корпорація Carrier є лідером у галузі виробництва систем кондиціонування, опалення та вентиляції повітря з 1902 року. Сьогодні компанія Carrier постачає свою продукцію до 145 країн світу, поєднуючи величезний досвід, накопичений у галузі виробництва та встановлення систем кондиціонування, опалення та вентиляції, з чудовою якістю обслуговування. Carrier поставляє абсорбційні та парокомпресорні чилери (рис.2):

					КРБ.КТ.1.704-03.4.3	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		10

лабораторіями, що досконально перевіряють робочі та конструкторські характеристики продукції.

Варто відзначити, що сертифікат відповідності нормам ISO 9001 був отриманий компанією Trane в 1987 році. Звичайно, на цьому дотримання принципів підвищення якості продукції не закінчилося. Через 15 років Trane перейшла на вищі стандарти ISO 9001:2000. Чилери та фанкойли TRANE – холодильні машини з повітряним охолодженням конденсатора холодопродуктивністю 19-1500 kW: Холодильні машини з водяним охолодженням конденсатора холодопродуктивністю 51-3800 кВт.

Підтверджена багатьма сертифікатами та незалежними випробуваннями якість компресорів TraneScroll та Helirotor™.



Рисунок 3. Зразок устаткування, що випускає фірма [2]

З 1997 року чилери з продуктивністю, що перевищує 50 кВт, створюють на базі компресорів TRANE, а в програму виробництва входять спіральні, відцентрові та гвинтові компресори.

Дотримуючись принципів підвищення якості виробів, компанією було прийнято рішення припинити виробництво поршневих компресорів, що дозволило зменшити масу, розміри та рівень шуму чилер-систем.

Холодопродуктивність агрегатів TRANE на базі відцентрових компресорів знаходиться на рівні від стандартних 730 до неймовірних 4000 кВт.

Daikin – компанія [3] при створенні холодильного обладнання непохитно наслідувала низку принципів: по-перше, продукція має бути екологічною, по-друге, енергетично ефективною, по-третє, довговічною та

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

надійною. За Daikin давно закріпився статус однієї з провідних компаній індустрії, а її холодильні машини завжди відрізнялися оптимальною конфігурацією, чудовою сумісністю, економічністю, зручністю в експлуатації та простотою регулювання температурних режимів.

Технології Daikin – це завжди продумане поєднання традиційного підходу до якості та сучасних технічних рішень. Компанія продовжує акцентувати свою увагу на потребах покупців, що дозволяє оперативно реагувати на всі зміни на ринку.

Daikin по праву вважається одним із лідерів ринку чилер-систем. Висока якість і широкий асортимент дозволили компанії завоювати чимало європейських та українських покупців. У портфелі виробника Daikin можна знайти практично усі необхідні типи холодильних машин, фанкойли; компактні з водяним охолодженням; надійні з повітряним охолодженням; ергономічні з виносним конденсатором.

Daikin великої потужності оснащені спеціалізованими гвинтовими компресорами з унікальним плавним регулюванням завантаження.



Рисунок 4. Зразок устаткування, що виробляє фірма

Чилери Daikin можуть оснащуватися гідромодулями різного типу, захисним покриттям ребер конденсатора, сервісними вентилями, покращеною шумоізоляцією, системами часткової або повної рекуперації теплоти.

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

особливих кліматичних умов пропонуються модифікації з високою корозійною стійкістю, високо- та низькотемпературні. Також є системи чилер-фанкойл. Номінальна холодопродуктивність чилерів McQuay починається від 6 кВт.

Wesper - компанія увійшла до складу міжнародної корпорації ACE Group [5]. Завдяки компанії Wesper в асортименті ACE Group з'явилися нові чилери та системи керування ними, центральні кондиціонери, фанкойли, повітрянагрівачі, дахові кондиціонери, теплові насоси із загальним водяним контуром, чилери та теплові насоси з повітряним охолодженням конденсатора, компресорно-конденсаторні агрегати. З 2001 року продукція під маркою Wesper виробляється не тільки у Франції. Чилери та теплові насоси з повітряним та водяним охолодженням конденсатора виготовляються на заводі в Італії.



Рисунок 6. Зразок устаткування, що виробляє фірма

У 2006 році стався поділ компанії на два структурні підрозділи. Департаменти з продажу та маркетингу були інтегровані в ACE Marketing, а виробнича структура була перейменована в ACE PonsIndustrie. Чилери малої потужності (до 20 кВт) поставляються зі складу Wesper в Італії. Більш потужні агрегати виготовляються на замовлення з урахуванням усіх вимог покупця (малощумний чилер, високонапірні вентилятори, тощо)

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Переваги чилерів WESPER: лише європейське виробництво, електронний контроль якості, рекордно низька кількість води (гліколю) у системі на 1 кВт потужності. постійне вдосконалення чилерів. Зараз Wesper проводить випробування чилерів з турбокомпресорами, що володіють підвищеною продуктивністю. Широкий діапазон потужності (від 4 кВт до 1,6 МВт) та виготовлення чилерів на замовлення забезпечують відповідність практично будь-яким вимогам замовника

BLUE BOX компанія [6] на світовому ринку важкого кліматичного обладнання вже не перший рік користується репутацією надійного виробника та ділового партнера. Випуск чилерів фірма налагодила близько 20 років тому, причому встановлене в різні роки обладнання і досі справне обслуговує найбільші виробничі підприємства, міжнародні аеропорти, бізнес-центри, супермаркети, ресторани, музеї та кінотеатри не тільки в Італії, а й більш ніж у 30 промислово розвинених країн світу.

Неухильно зростає попит на BlueBox і в Україні. В Україну чилери «BlueBox» поставляються в досить широкому асортименті. Насамперед слід перерахувати базові модифікації моноблочних чилерів. Апарати з повітряним охолодженням призначені для встановлення поза приміщенням – на балконах, на вулиці, на плоских дахах. У сегменті моноблочних чилерів відцентрові вентилятори монтуються всередині приміщення і з'єднуються з навколишнім середовищем за допомогою повітропроводів. Асортимент моноблочних чилерів BlueBox органічно доповнюється виносними конденсаторами, а також компресорно-конденсаторними блоками, які призначені для роботи з припливними установками, обладнаними теплообмінниками безпосереднього охолодження повітряного потоку. Характерно, що з лютого 2002 року BlueBox не виробляє чилери з поршневіми компресорами. При потужності обладнання від 40 до 160 кВт водоохолоджувачі, як правило, оснащуються Scroll-компресорами. Більш потужна техніка комплектується гвинтовими компресорами, причому у чилерів з кількома компресорами всі холодильні контури є незалежними, і несправність одного з них не впливає на роботу

					КРБ.КТ.1.704-03.4.3	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		16

інших контурів. Вже на заводі заправляють робочими речовинами і оливою, а також оснащуються додатковим обладнанням, що дозволяє надати замовнику протестований на заводі апарат, що повністю відповідає його запитам і побажанням.

СІАТ – міжнародна група представлена у більш ніж 70 країнах світу. За 70 років СІАТ стала європейським лідером у сфері кондиціонування повітря, охолодження, обробки повітря, теплообміну та опалення за допомогою відновлювальних джерел енергії. Як промислова група СІАТ виробляє і реалізує рішення для різних ринків.



Рисунок 7. Зразок устаткування, що виробляє фірма

Лідер на французькому ринку, група компаній СІАТ також посилює свої позиції на міжнародному ринку за допомогою мережі філій та дистриб'юторів. Холодопродуктивність обладнання від 5 до 1500 кВт.

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

1.2. Принципова технологічна схема холодильної машини

На підставі інформації з світового ринку формуємо технологічну схему машини. Схему зображено на рис.8.

В основі схемно-циклового рішення чилера лежить одноступенева холодильна машина, тобто до складу устаткування входять чотири основні елементи будь-якої компресорної холодильної машини: компресор, конденсатор, випарник і дросельний прилад.

1. Три компресори об'єднані у мультикомпресорний блок, що дозволяє регулювати продуктивність машини шляхом їх вимикання в міру зміни теплової продуктивності головного технологічного процесу.

2. Для скидання теплоти конденсації прийнято рішення використовувати повітряний конденсатор, через дорожнечу і труднодоступність підведення води для конденсатора з водяним охолодженням. Також система водопідготовки для конденсатора з водяним охолодженням зажадала б додаткових початкових інвестицій, та подальших періодичних витрат для експлуатації системи.

3. У якості випарника прийнято конструкцію кожухотрубного теплообмінника. Це дозволить знизити ємність системи за холодильним агентом. Ще однією перевагою даного рішення є підвищення експлуатаційної надійності холодильної машини шляхом зменшення довжини трубопроводів з холодоагентом, що у свою чергу знижує ймовірність витоків.

4. Контур холодоагенту додатково містить фільтри різного призначення, ресивер високого тиску, запірні та регулюючі пристрої для автоматичної роботи машини.

5. Контур холодоносія містить два насоси та регулюючі пристрої для забезпечення потоку необхідної витрати.

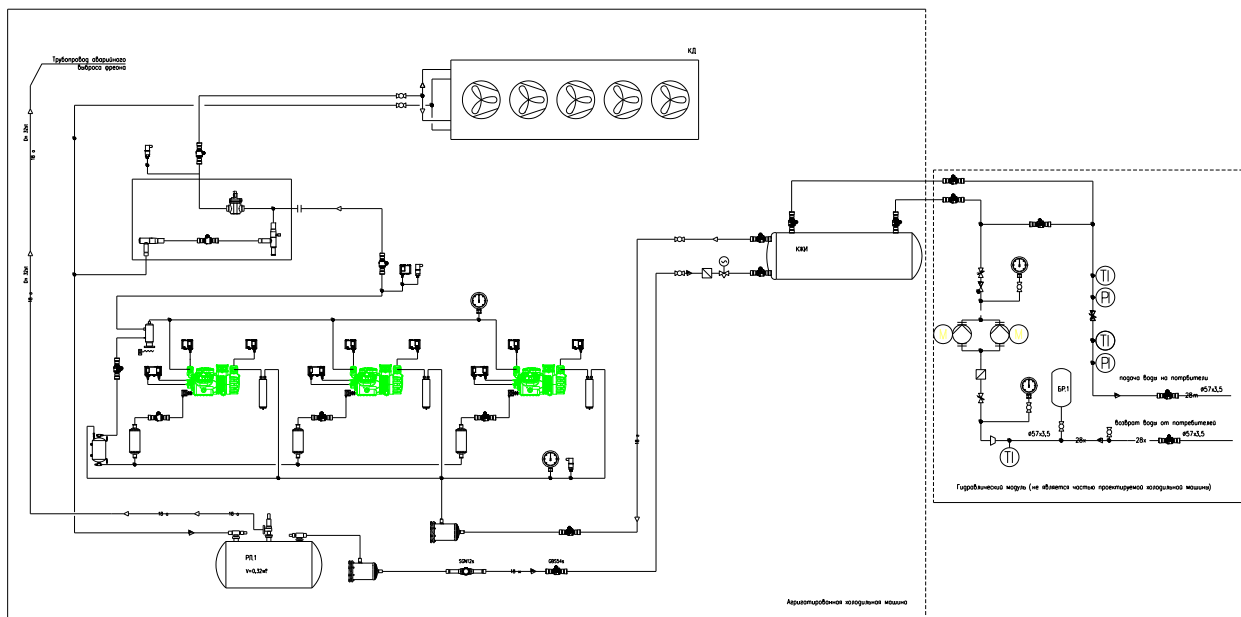


Рисунок 8. Принципова технологічна схема холодильної машини (чилера)

Холодильна машина протягом усього свого робочого циклу експлуатується при змінних зовнішніх умовах, з істотним відхиленням від тих, для яких вона була спроектована, зокрема, при змінній температурі зовнішнього повітря, що охолоджує конденсатор, пов'язаної з добовими та сезонними її коливаннями.

Внаслідок перерахованих факторів холодопродуктивність машини змінюється, але має задовольняти вимоги технологічного процесу. Для останнього в холодильній машині передбачено широкі можливості регулювання: можливість неодноразової роботи компресорів, вентиляторів конденсатора, а також насоси холодоносія з встановленим частотним перетворювачем, що дозволяє за рахунок зміни частоти обертання колеса насоса, змінювати швидкість руху рідини в контурі холодоносія.

Робочою речовиною у машині використано R507.

Безбарвний газ, азеотропна суміш групи ДФУ (50% R125 + 50% R143).

Хімічна назва: Пентафторетан/трифторетан.

Молекулярна маса, г/моль 98,86

Температура пари при тиску 0,1013 МПа, °С -47,1

Тиск парів при 25°С, МПа 1,29

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Густина насиченої рідини при 25°C, кг/м3 1040

Критична температура, °C 71

Критичний тиск, МПа 3,72

Питома теплота пароутворення при тиску 0,1013 МПа, кДж/кг 196

Потенціал руйнування озонowego шару ODP 0

Потенціал глобального потепління GWP 1

Додаткові холодоагенти - R-404, R-290

					КРБ.КТ.1.704-03.4.3	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		20

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

2.1. Енергетичний аналіз циклу машини

Вихідні дані:

Холодопродуктивність $Q_o = 150$ кВт;

Холодоагенти: R 507, R-404, R-290

Температура зовнішнього повітря $T_{cep} = +30^\circ\text{C}$

Температура кипіння холодильного агенту $T_o = 0^\circ\text{C}$;

Температура конденсації $T_k = T_{cep} + \Delta T_k = 30 + 12 = 42^\circ\text{C}$

Перегрів агенту на всмоктуванні $\Delta T_{вс} = 20$ град

Цикл машини наведено на рис.9

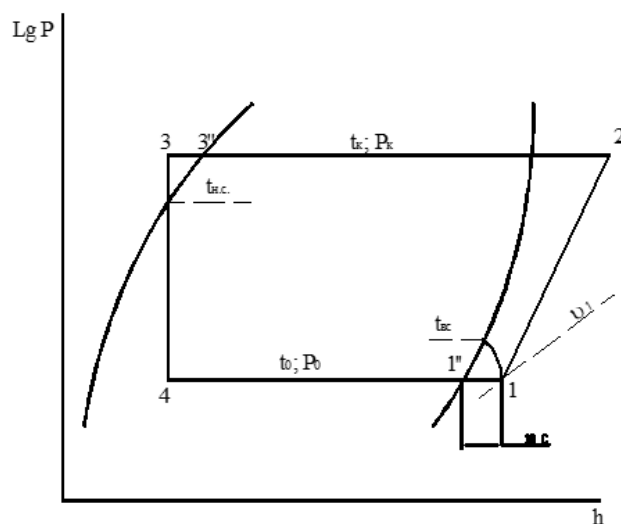


Рисунок 9. Цикл машини у діаграмі $p-h$ (тиск-ентропія)

Параметри у вузлових точках циклу наведено у таблицях 1, 2, 3 для всіх агентів R 507, R-404, R-290.

Таблиця 1. Параметри у вузлових точках циклу для R-507

	1''	1	2	3'	3	4
$T, ^\circ\text{C}$	0	20	72	42	40	0

p , бар	6,2	6,2	19,1	19,1	19,1	6,2
h , кДж/кг	363	378	405	253	240	240
ν , м ³ /кг		0,037				

Таблиця 2. Параметри у вузлових точках циклу для R-404

	1''	1	2	3'	3	4
T , °C	0	20	70	42	40	0
p , бар	6	6	19,5	19,5	19,5	6
h , кДж/кг	370	385	418	270	260	260
ν , м ³ /кг		0,038				

Таблиця 3. Параметри у вузлових точках циклу для R-290

	1''	1	2	3'	3	4
T , °C	0	20	65,4	42	40	0
p , бар	4,7	4,7	14,31	14,31	14,31	4,7
h , кДж/кг	5573,4	609,3	666,9	310,6	305	305
ν , м ³ /кг		0,106				

Характеристики циклу:

1. Питома масова холодопродуктивність

$$q_o = h_1 - h_4, \text{ кДж/кг} \quad (1)$$

2. Питома адіабатна робота компресора

$$w_a = h_2 - h_1, \text{ кДж/кг} \quad (2)$$

3. Питоме теплове навантаження на конденсатор

$$q_k = h_2 - h_3, \text{ кДж/кг} \quad (3)$$

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

4. Масова витрата холодоагенту

$$M_a = Q_o / q_o, \text{ кг/с} \quad (4)$$

5. Теоретична об'ємна продуктивність компресора

$$V_h = \frac{M_a \cdot v_1}{\lambda}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (5)$$

де, λ - коефіцієнт подавання

$$\lambda = \lambda_c \lambda'_w \quad (6)$$

$$\lambda_c = 1 - C \cdot \left[\left(\frac{P_\kappa}{P_0} \right)^{1/m} - 1 \right], \quad (7)$$

де, c – відносна величина мертвого простору, m – індекс політропи стиснення для R507.

$$\lambda'_w = \frac{T_o + \theta}{1,12T_\kappa + 0,5\theta} \quad (8)$$

6. Адіабатна потужність компресору

$$N_a = M_a \cdot w_a, \text{ кВт} \quad (9)$$

7. Індикаторна потужність компресору

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i}, \text{ кВт} \quad (10)$$

де – індикаторний ККД компресору

$$\eta_i = \lambda'_w + bt_0 \quad (11)$$

8. Потужність тертя

$$N_{mp} = V_h \cdot p_{mp}, \text{ кВт} \quad (12)$$

9. Ефективна потужність компресору

$$N_e = N_i + N_{mp}, \text{ кВт} \quad (13)$$

10. Коефіцієнт перетворення еквівалентного циклу Карно

$$COP_{\text{Карно}} = \frac{T_o}{T_\kappa - T_o} \quad (14)$$

11. Коефіцієнт перетворення дійсного циклу машини

$$COP_{\text{дейст.}} = \frac{Q_o}{N_e} \quad (15)$$

12. Ступінь термодинамічної досконалості циклу

$$\eta_{\text{стд}}^{\text{дейст.}} = \frac{COP_{\text{дейст.}}}{COP_{\text{Карно}}} \quad (16)$$

Результати аналізу зведено у таблицю 4.

Таблиця 4. Характеристики циклу на різних холодоагентах.

Характеристика	Одиниці виміру	R-507	R-404	R-290
q_o	кДж/кг	123	110	304
w_a	кДж/кг	27	33	58
q_k	кДж/кг	152	148	362
M_a	кг/с	1,22	1,189	0,66
V_h	м ³ /с	0,057	0,057	0,057
λ		0,798	0,793	0.81
N_a	кВт	32,93	39,24	38.3
N_i	кВт	39,97	47,62	47.7
$N_{тр}$	кВт	2,26	2,26	2,26
N_e	кВт	42,23	49,88	50..0
Q_o	кВт	150	130	200
$COP_{\text{Карно}}$		6,5	6,5	6,5
$COP_{\text{дейст}}$		3,55	2,63	4.0
$\eta_{\text{стд}}$		0,546	0,404	0.61

Згідно до отриманих результатів розрахунків вибираємо три компресори марки Bitzer модель 4JE-22Y-40P.

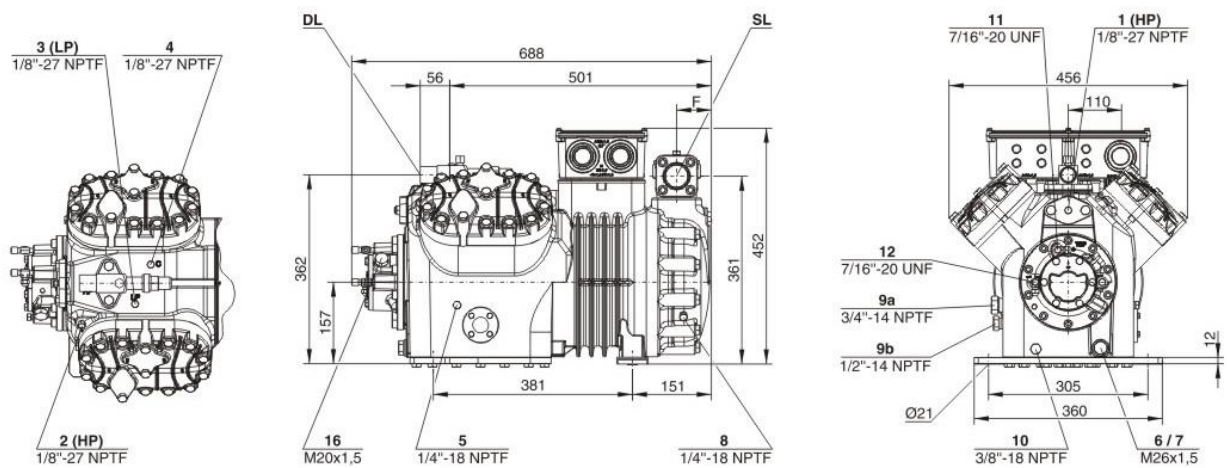


Рисунок 10. Конструктивна характеристика компресору

Функціональні дані компресору:

Нова модель New Ecoline4JE-22Y

Число циліндрів / Діаметр / Хід поршня – 4 / 65 mm / 55 mm

Вага – 190 kg

Приєднання лінії всмоктування 42 mm – 1 5/8"

Приєднання лінії нагнітання 28 mm – 1 1/8"

Об'ємна продуктивність – 63.5 m³/h

Електроспоживання В/Гц/ф 380-420V / 50 / 3

Пусковий струм – 158.0 А

Заправка олії – 4.00 dm³

Тип застосування – Середньотемпературний

Холодоагент – R404A/R507A

Максимальний робочий струм – 37.2 А

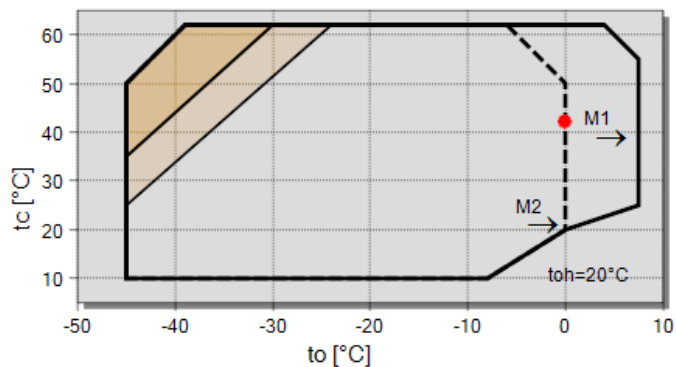
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.КТ.1.704-03.4.3

Лист

25

Application Limits



Legend






-  additional cooling or suction gas superheat $\leq 20\text{K}$
-  additional cooling or max. toh $< 0^\circ\text{C}$
-  M1: motor 1
-  M2: motor 2
-  A

Рисунок 11. Температурні межі робочих режимів компресора 4JE-22Y-40P

Змінення продуктивності компресора – 100%

Холодопродуктивність – 52,8 кВт

Споживана потужність – 15,83 кВт

Струм (400V) – 26,8 А

Напруга – 380-420V

COP/EER – 3,33

Масова витрата – 1613 кг/год

Температура нагнітання – 72,7 °C

Згідно до діаграми (рис.11):

- максимальна температура конденсації – 61°C
- мінімальна температура конденсації – 10°C
- мінімальна температура кипіння – -45°C
- максимальна температура кипіння – 8°C
- робота у низькотемпературному режимі можлива при температурі конденсації, що не перевищує 50°C.
- в режимі охолодження води можлива температура конденсації 55 °C

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.КТ.1.704-03.4.3

Лист

26

2.2. Тепловий та конструктивний розрахунок кожухотрубного випарника

Вихідні дані для розрахунку:

Тип апарату – кожухотрубний випарник холодильної машини з кипінням холодоагенту в середині труб з внутрішнім оребренням.

Холодильний агент R-507;

Тип холодоносія – вода;

Холодопродуктивність апарату $Q_o = 150$ кВт;

Температура кипіння $t_o = 0^\circ\text{C}$;

Температура води на вході $t_1 = +9^\circ\text{C}$;

Температура води на виході $t_2 = +5^\circ\text{C}$;

Геометрія ребристої поверхні труби []:

Зовнішній діаметр труби $d_n = 0,016$ м;

Внутрішній діаметр труби $d_{вн} = 0,014$ м;

Товщина стінки труби - 0,001 м;

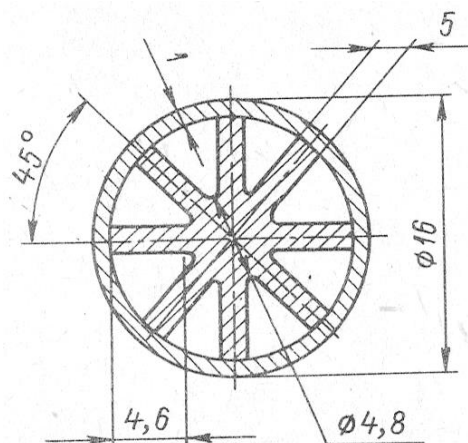
Внутрішня теплопередавальна поверхня 1 пог.м труби $F_{вн} = 0,111$ м²/м;

Зовнішня теплопередавальна поверхня $F_n = 0,050$ м²/м;

Коефіцієнт оребрення $\beta = F_{вн} / F_n = 2,21$;

Живий переріз труби $f_{жс} = 86,1$ мм²;

Еквівалентний діаметр каналу $d_{екв} = 0,0031$ м.

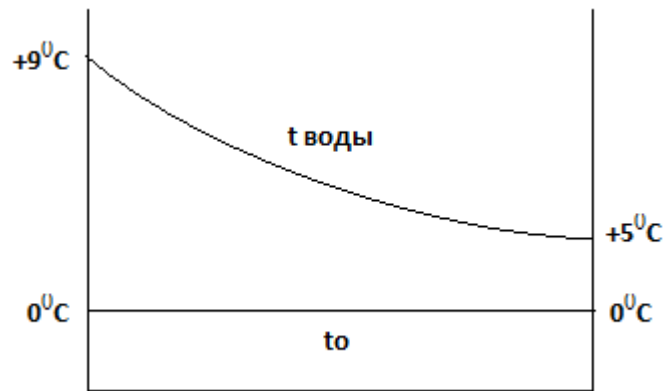


Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.КТ.1.704-03.4.3

Лист

27



Середня логарифмічна різниця температур у випарнику:

$$\theta_m = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \theta_1 / \theta_2} = \frac{9 - 5}{\ln 9 / 5} = 6,81 \quad (17)$$

Теплофізичні параметри води за середньої температури +7°C

$\nu_w = 1,306 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості;

$\lambda_w = 0,58 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопровідності;

$c_{pw} = 4,191 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – питома теплоємність;

$\rho_w = 999,7 \text{ кг}/\text{м}^3$ – густина;

$Pr_w = 9,45$ – число Прандтля;

Тепловіддавання від холодоагенту

Масова витрата холодоагенту у випарнику (з теплового розрахунку)

$$M_a = 1,344 \text{ кг/с}$$

Прийнята швидкість руху рідини (R507), що надходить у труби

$$w = 0,3 \text{ м/с}$$

Кількість труб в одному ході апарат

$$n = \frac{M_a}{f_{\text{ж}} \cdot w \cdot \rho} = \frac{1,344}{0,861 \cdot 10^{-4} \cdot 0,3 \cdot 1024} = 50,08 \text{ шт.} \quad (18)$$

Ціла кількість труб $n = 50$.

Коефіцієнт тепловіддавання при кипінні R507 у середині труби

$$\alpha_a = q_{aF_{\text{ВН}}}^{0,6} \cdot \frac{M_a^{0,2} \cdot A}{d_{\text{ВН}}^{0,6}} = q_{aF_{\text{ВН}}}^{0,6} \cdot \frac{1,344^{0,2} \cdot 1,04}{0,014^{0,6}} = 15,675 \cdot q_{aF_{\text{ВН}}}^{0,6} \quad (19)$$

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

$$q_{aFH} = 2149,82 \cdot \Delta T_a^{2,5}$$

$\Delta t, ^\circ\text{C}$	1	1,5	2	2,5	3
q_{oFH}	2150	5924	12160	21240	33510

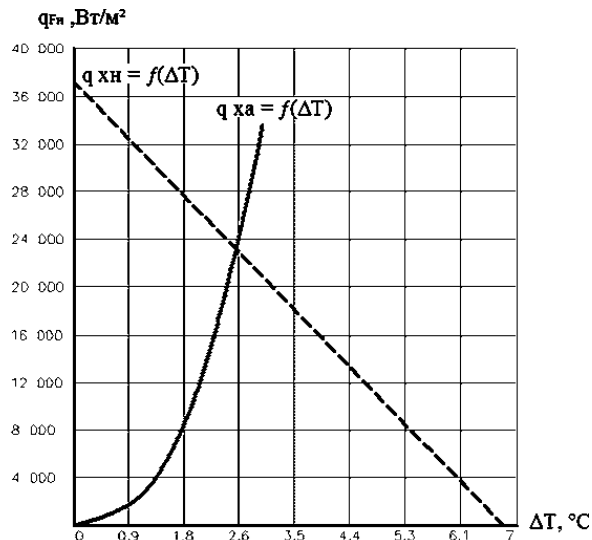


Рисунок 12. Визначення густини теплового потоку в апараті

Розрахункова густина теплового потоку в апараті: $q_{FH} = 23000 \text{ Вт/м}^2$,

При зміні швидкості руху води визначено характеристику апарату, результати наведені у таблиці 5.

Таблиця 5. Характеристики апарату при зміні швидкості води

w (м/с)	Re	$Nu_{ж}$	α_w , Вт/(м ² ·К)
0,5	6126	155,89	5661
0,4	4900	136,35	4943
0,3	3675	114,74	4159
0,2	2450	89,96	3261

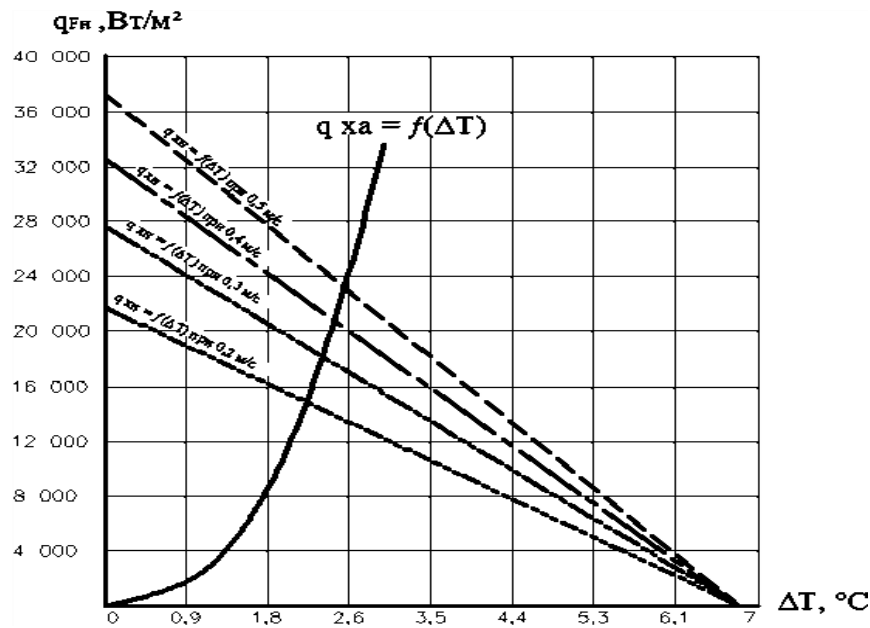


Рисунок 13. Визначення густини теплового потоку в залежності від швидкості води

Таблиця 6. Густина теплового потоку в залежності від швидкості води

w (м/с)	q_{wFH} (Вт/м ²)
0,5	37291
0,4	32700
0,3	27640
0,2	21790

При зміні швидкості руху холодоагенту (робота двох компресорів) визначено характеристику апарату, результати наведені у таблиці 6.

$$\alpha_a = q_{aFВН}^{0,6} \cdot \frac{M_a^{0,2} \cdot 1,04}{d_{ВН}^{0,6}} = q_{aFВН}^{0,6} \cdot \frac{0,894^{0,2} \cdot 1,04}{0,012^{0,6}} = 14,454 \cdot q_{aFВН}^{0,6} \quad (27)$$

$$q_{aFВН} = \alpha_a \Delta T_a \quad (28)$$

$$q_{aFВН}^{0,4} = 14,454 \Delta T_a$$

$$q_{aFВН} = 14,454^{2,5} \Delta T_a^{2,5} = 794,265 \cdot \Delta T_a^{2,5}$$

$$q_{aFH} = q_{aFВН} \cdot \beta = 794,265 \cdot 2,21 \cdot \Delta T_a^{2,5} = 1755 \cdot \Delta T_a^{2,5}$$

Таблиця 7. Характеристика апарату при зміні швидкості руху холодоагенту

$\Delta t, ^\circ\text{C}$	1	1,5	2	2,5	3
q_{aFH}	1755	4837	9930	17350	27360

При роботі одного компресора

$$\alpha_a = q_{aF_{BH}}^{0,6} \cdot \frac{M_a^{0,2} \cdot 1,04}{d_{BH}^{0,6}} = q_{aF_{BH}}^{0,6} \cdot \frac{0,448^{0,2} \cdot 1,04}{0,012^{0,6}} = 12,583 \cdot q_{aF_{BH}}^{0,6} \quad (28)$$

$$q_{aF_{BH}} = \alpha_a \Delta T_a \quad (29)$$

$$q_{aF_{BH}}^{0,4} = 12,583 \Delta T_a$$

$$q_{aF_{BH}} = 12,583^{2,5} \Delta T_a^{2,5} = 561,63 \cdot \Delta T_a^{2,5}$$

$$q_{aFH} = q_{aF_{BH}} \cdot \beta = 561,63 \cdot 2,21 \cdot \Delta T_a^{2,5} = 1241 \cdot \Delta T_a^{2,5}$$

Таблиця 8. Характеристика апарату при зміні швидкості руху холодоагенту

$\Delta t, ^\circ\text{C}$	1	1,5	2	2,5	3	3,5
q_{aFH}	1241	3420	7021	12270	19350	28450

Графічне зображення характеристики наведено на рис.14

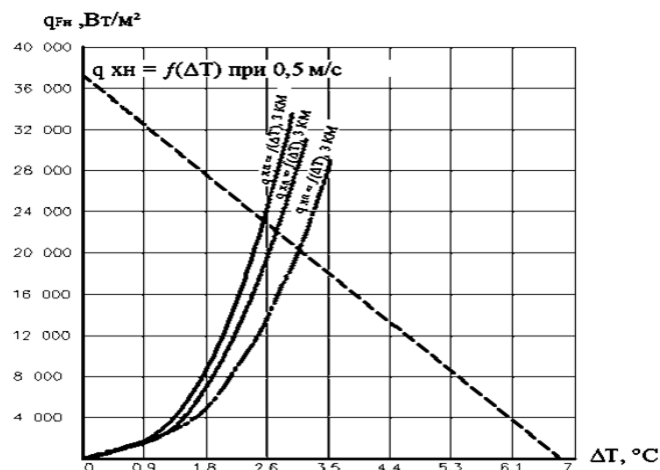


Рисунок 14. Густина теплового потоку в апараті при зміні навантаження головного технологічного процесу

При накладанні графіків зі змінними умовами роботи холодильної установки отримуємо загальну характеристику апарату (рис.15).

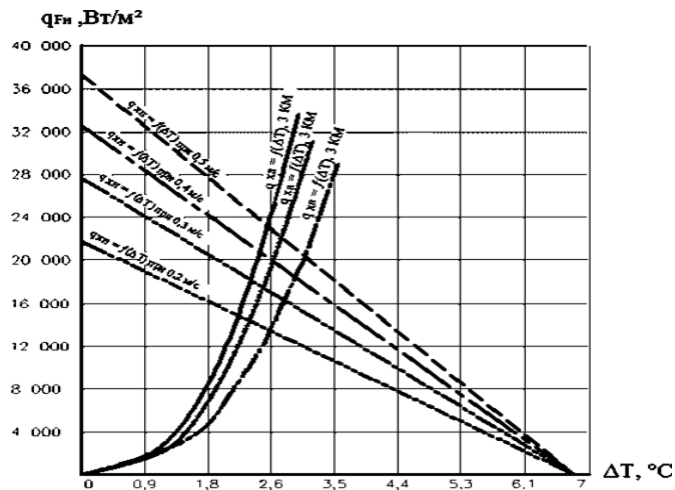


Рисунок 15. Загальна характеристика апарату у складі холодильної установки.

Конструктивний розрахунок апарату

Зовнішня теплопередавальна поверхня

$$F_{вн} = Q_{op} / q_{Fn} = 150000 / 23000 = 6,522 \text{ м}^2 \quad (30)$$

Приймаємо розміщення труб у трубній решітці апарату по сторонах рівностороннього трикутника з кроком труб

$$S_2 = 1,3 d_n = 1,38 * 0,016 = 0,021 \text{ м} \quad (31)$$

Кількість ходів холодоагенту $z=2$, довжина апарату

$$L_1 = F_{вн} / (\pi \cdot d_n \cdot n_1 \cdot z) \quad (32)$$

$$L_1 = 6,522 / (3,14 \cdot 0,016 \cdot 27 \cdot 2) = 2,403 \text{ м};$$

Загальна кількість труб в апараті:

$$n = n_1 \cdot z = 50 \cdot 2 = 100 \text{ шт} \quad (33)$$

Загальна довжина труб в апараті

$$L' = n \cdot L_1 = 100 \cdot 2,403 = 240,3 \text{ м} \quad (34)$$

За даними [2] вибираємо найближчу кількість труб в апараті

$n_{тр}$ – кількість труб в апараті;

$n_{пз}$ – кількість труб повного заповнення;

$a = 6$ – кількість труб верхнього ряду пучка;

$m = 11$ – кількість труб, що знаходяться на найбільшій діагоналі пучка.

Дійсна довжини апарату з урахуванням прийнятої кількості труб

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

$$L = L'/n_{nz} = 240,3 / 91 = 2,64 \text{ м} \quad (35)$$

Внутрішній розмір обічайки (кожуха) дорівнює

$$D_{вн} = m \cdot S_2 = 11 / 0,021 = 0,231 \text{ м} \quad (36)$$

Перевіряємо відношення $L/D_{вн}$, для якого рекомендоване значення в межах 3,5...12

$$L_1/D_{вн} = 2,64 / 0,231 = 11,42 \quad (37)$$

Відстань між перегородками по довжині апарату визначається, виходячи із живого перерізу для води:

$$f'_{жс} = V_w/w = Q_{0p} / (C_p \Delta t_w \cdot w \cdot p) = 150 / (4,191 \cdot 4 \cdot 0,5 \cdot 999,7) = 0,018 \text{ м}^2 \quad (38)$$

$$f'_{жс} = m l' (s_2 - d_n) \quad (39)$$

де, l' – відстань між перегородками по довжині, м;

$$l' = f'_{жс} / m (s_2 - d_n) = 0,018 / 11 (0,026 - 0,016) = 0,163 \text{ м} \quad (40)$$

Кількість перегородок

$$z' = l / l' = 2,64 / 0,163 = 16,19 \approx 16 \text{ шт.} \quad (41)$$

Конструкція апарату представлена на рис. 16.

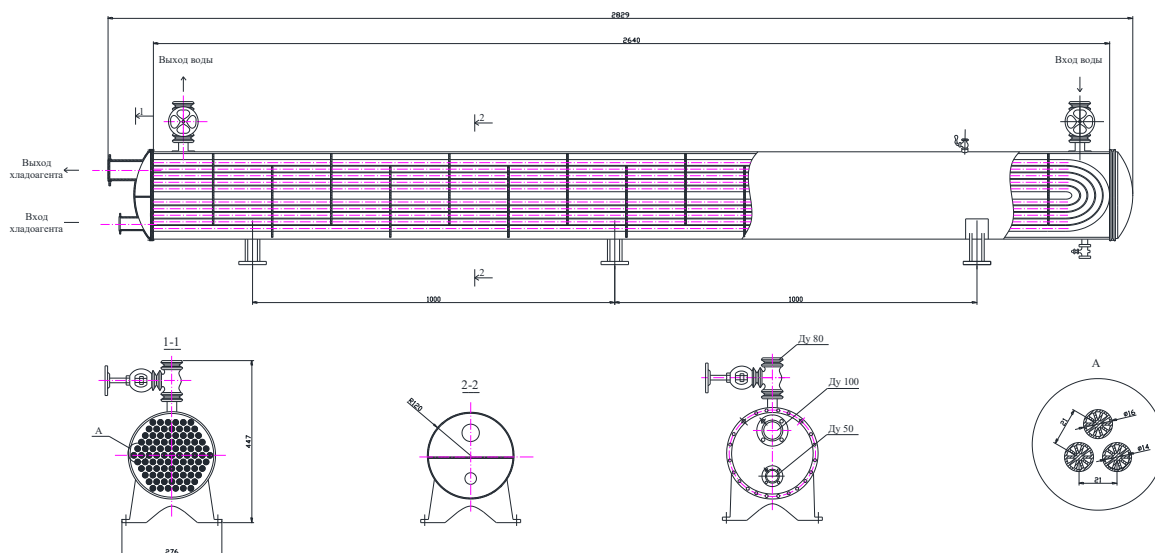


Рисунок 16. Кожухотрубний випарник з кипінням агенту у трубах

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

2.3. Тепловий та конструктивний розрахунок повітряного конденсатора

Вихідні дані для розрахунку

Холодильний агент – R-507A

Теплове навантаження – $Q_k = 205,8$ кВт

Температура зовнішнього повітря – $t_n = t_{e1} = 30$ °С

Температура повітря на виході з конденсатора – $t_{e2} = 34$ °С

Температура конденсації – $t_k = 42$ °С

Відносна вологість повітря – $\varphi = 60\%$

Геометрія ребристого пучка

Зовнішній діаметр труби – $d_n = 0,014$ м

Внутрішній діаметр труби – $d_{en} = 0,012$ м

Товщина ребра – $\delta_p = 0,00015$ м

Крок ребер – $u = 0,0025$ м

Тип ребра – пластинчасто суцільні.

Матеріал труб – мідь

Матеріал ребер – алюміній

Розміщення труб у пучку – коридорне

Крок між трубами – $s = 0,028$ м

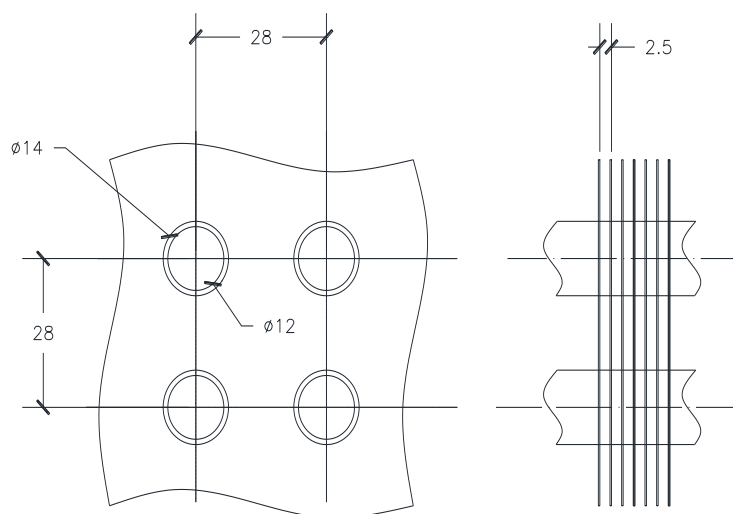


Рисунок 17. Теплообмінний елемент конденсатора.

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.КТ.1.704-03.4.3

Лист

35

Середня логарифмічна різниця температур в апараті

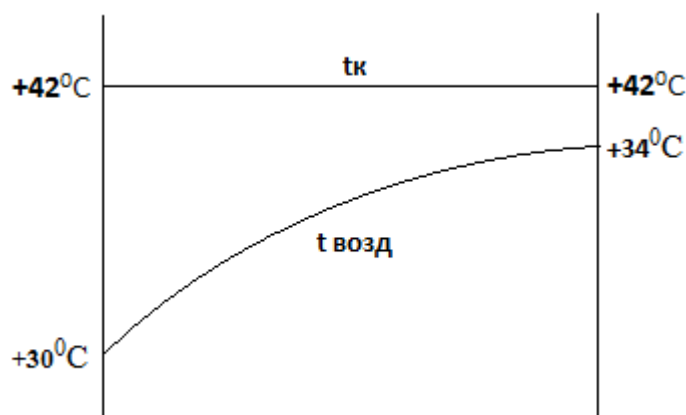


Рисунок 18. Температурний напір в апараті

$$\theta_m = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \theta_2 / \theta_1} = \frac{34 - 30}{\ln(42 - 30) / (42 - 34)} = 9,87 \quad (42)$$

Масова витрата повітря

$$G_B = \frac{Q_k}{c_p \cdot \Delta t_B} = \frac{205800}{1,06 \cdot 10^3 \cdot 4} = 48,54 \text{ кг/с} \quad (43)$$

де, $c_p = 1,06 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$ – теплоємність повітря при 32°C

Об'ємна витрата повітря

$$V_B = G_B / \rho = 48,54 / 1,205 = 40,28 \text{ м}^3/\text{с} \quad (44)$$

$\rho = 1,205 \text{ кг/м}^3$ – густина повітря при 32°C

Живий переріз апарату за рухом повітря

$$F_{жс} = V_B / w = 40,28 / 7 = 5,754 \text{ м}^2 \quad (45)$$

$w = 7 \text{ м/с}$ – швидкість повітря

Живий переріз у функції теплообмінної поверхні апарату у фронтальній секції

$$F_{жс} = L_1 (s - d_H) \cdot (1 - \delta_p / u) \quad (46)$$

Загальна довжина труби у фронтальній секції

$$L_1 = \frac{F_{жс}}{(s - d_H) \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{u}\right)} = \frac{5,754}{(0,028 - 0,014) \cdot \left(1 - \frac{0,00015}{0,003}\right)} = 432,63 \text{ м} \quad (47)$$

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Тепловіддавання від повітря

При коридорному розміщенні труб з пластинчастими ребрами критерій Нусельта визначено за рівнянням (за умови $Re=500\div 100000$) [7]

$$Nu_{ж} = c Re_{ж}^n (L/d_{экв})^m \quad (48)$$

Тут

$$d_{экв} = \frac{2(s - d_H) \cdot (u - \delta_p)}{(s - d_H) + (u - \delta_p)} \quad (49)$$

$$d_{экв} = \frac{2(0,028 - 0,014) \cdot (0,003 - 0,00015)}{(0,028 - 0,014) + (0,003 - 0,00015)} = 0,0047 \text{ м}$$

Число Рейнольдса

$$Re_{ж} = wd_{экв}/\nu = 7 \cdot 0,0047 / 15,342 \cdot 10^{-6} = 2144 \quad (50)$$

де, $\nu = 15,342 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря.

Довжина пластини ребра за рухом повітря визначена в залежності від кількості секцій, (прийнято $a=5$).

$$L = as = 5 \cdot 0,028 = 0,14 \quad (51)$$

Коефіцієнти:

$$n = 0,45 + 0,0066L/d_{экв} = 0,45 + 0,0066(0,14/0,0047) = 0,647 \quad (52)$$

$$m = -0,28 + 0,08 Re_{ж}/1000 = -0,28 + 0,08 \cdot 2144/1000 = -0,108 \quad (53)$$

$$A = f(L/d_{экв}) = f(30) = 0,125 \quad (54)$$

$$B = 1,36 - 0,24 Re_{ж}/1000 = 1,36 - 0,24(2144/1000) = 0,845 \quad (55)$$

$$c = A \cdot B = 0,125 \cdot 0,845 = 0,106 \quad (56)$$

$$Nu_{ж} = 0,106 \cdot 2144^{0,647} (0,14/0,0047)^{-0,108} = 10,42 \quad (57)$$

Коефіцієнт тепловіддавання повітря

$$\alpha_в = Nu_{ж} \cdot \lambda_в / d_{экв} = 10,42 \cdot 0,02618 / 0,0047 = 58,07 \text{ Вт/м} \cdot \text{К} \quad (58)$$

$\lambda_в = 0,02618 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$, коефіцієнт теплопровідності повітря

Коефіцієнт тепловіддавання повітря, віднесений до внутрішньої поверхні

$$\alpha_{в пр} = \alpha_в \left(\frac{F_H}{F_0} E + \frac{F'_{Тр}}{F_0} \right) \frac{d_H}{d_{вн}} \quad (59)$$

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

$$\alpha_{в пр} = 58,07 \cdot \left(\frac{0,468}{0,044} 0,863 + \frac{0,048}{0,044} \right) \cdot \frac{0,014}{0,012} = 694 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$$

де, F_{mp}' – поверхня труби між ребрами,

$$F_{mp}' = \pi d_n (1 - \delta_p / u) = 3,14 \cdot 0,016 \cdot (1 - 0,00015 / 0,003) = 0,048 \text{ м}^2 / \text{м} \quad (60)$$

F_p – поверхня ребер,

$$F_p = 2 \left(s^2 - \frac{\pi d_n^2}{4} \right) \frac{1}{u} = 2 \left(0,028 - \frac{3,14 \cdot 0,014^2}{4} \right) \frac{1}{0,003} = 0,42 \text{ м}^2 / \text{м} \quad (61)$$

F_n – зовнішня поверхня труби

$$F_n = F_{mp}' + F_p = 0,048 + 0,42 = 0,468 \text{ м}^2 / \text{м} \quad (62)$$

F_0 – основна поверхня труби

$$F_0 = \pi d_n = 3,14 \cdot 0,014 = 0,044 \quad (63)$$

E – ефективність ребра

$$E = th(mh') / mh' = \tanh(60,87 \cdot 0,012) / (60,87 \cdot 0,012) = 0,86 \quad (64)$$

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_{в}}{\delta_p \lambda_p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 58,07}{0,00015 \cdot 209}} = 60,87 \frac{1}{\text{м}} \quad (65)$$

де, $\lambda_p = 209 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ – коефіцієнт теплопровідності алюмінію

h' – умовна висота ребра

$$h' = d_n / 2 \cdot (\rho' - 1) (1 + 0,805 \lg \rho') \quad (66)$$

$$h' = 0,014 / 2 \cdot (2,29 - 1) \cdot (1 + 0,805 \lg 2,29) = 0,0116 \text{ м}$$

$$\rho' = 1,28 s / d_n \cdot \sqrt{(s_1 / s_2 - 0,2)} = 1,28 \cdot 0,028 / 0,014 \cdot \sqrt{(1 - 0,2)} = 2,19 \quad (67)$$

Тепловіддавання від холодоагенту

Коефіцієнт тепловіддавання холодоагенту

$$\alpha_a = 0,72 \sqrt[4]{\frac{r \rho^2 \lambda^3 g}{\mu d_{вн} (T - T_{ст})}} \quad (68)$$

$$\alpha_a = 0,72 \sqrt[4]{\frac{162 \cdot 1040^2 \cdot 0,0624^3 \cdot 9,81}{0,122 \cdot 10^{-6} \cdot 0,012 (T - T_{ст})}} = 2958 \cdot (T - T_{ст})^{-\frac{1}{4}}$$

де, $r = 162 \text{ кДж/кг}$ – теплота конденсації R507a (з теплового розрахунку), $\rho = 1040 \text{ кг/м}^3$ густина рідкого R507a, $\lambda = 0,0624 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ коефіцієнт

					КРБ.КТ.1.704-03.4.3	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		38

теплопровідності рідкого R507a, $\mu = 0,122 \cdot 10^{-6} \text{Па}\cdot\text{с}$ – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини.

Густина теплового потоку в апараті:

– з боку холодоагенту

$$q_{aF_{\text{ВН}}} = 2958 \cdot (T - T_{\text{СТ}})^{\frac{3}{4}} \text{Вт/м}^2 \quad (69)$$

– з боку повітря

$$q_{\text{В}F_{\text{ВН}}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{В пр}}} + \frac{F_{\text{ВН}}}{F_{\text{ВН}} + F_{\text{Н}}} \sum \frac{\delta}{\lambda}} \cdot (T_{\text{СТ}} - T_{\text{В}}) \quad (70)$$

$$q_{\text{В}F_{\text{ВН}}} = \frac{1}{\frac{1}{679,32} + \frac{0,0377}{0,0377 + 0,468} \sum \frac{0,001}{385}} \cdot (T_{\text{СТ}} - T_{\text{В}}) =$$

$$= 693,91(T_{\text{СТ}} - T_{\text{В}}) = 693,91 \cdot (9,81) = 6870 \text{Вт/м}^2$$

де, $F_{\text{ВН}} = \pi d_{\text{Н}} = 3,14 \cdot 0,012 = 0,03768 \text{ м}^2/\text{м}$ внутрішня поверхня труби, $\lambda = 385 \text{Вт/м}\cdot\text{К}$ коефіцієнт теплопровідності стінки труби (міді).

Термічний опір контакту ребер і труби приймається: $R_{\text{конт}} = 0$ (для випадку гарячого оцинкування).

Густина теплового потоку з боку повітря, віднесена до внутрішньої поверхні апарату,

За отриманими даними в координатах $q_{\text{ВН}}, \Theta$, будуюмо графік залежності $q_{\text{ВН}} = f(\Theta)$

Таблиця 9. Густина теплового потоку з боку повітря

$\Theta, ^\circ\text{C}$	0,5	1	1,5	2	2,5	3
$q_{\text{ВН}}, \text{Вт/м}^2$	1759	2958	4010	4975	5882	6743

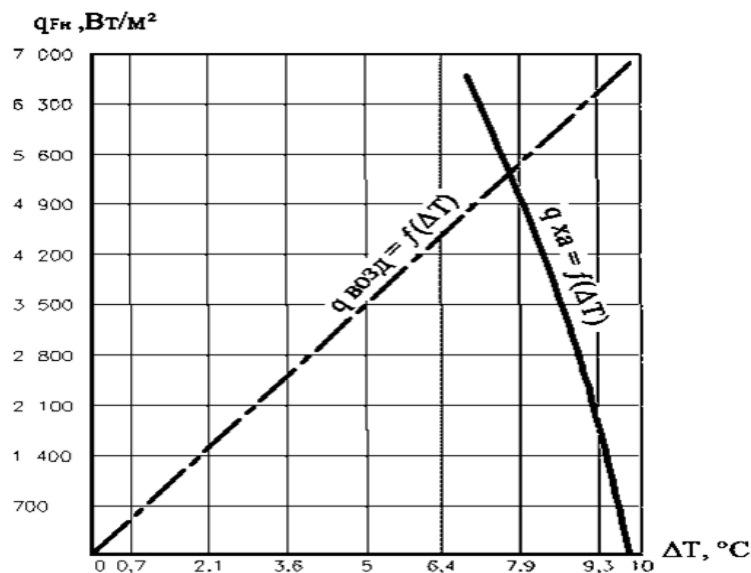


Рисунок 19. Визначення густини теплового потоку в апараті

За графіком $q_{Fвн} = 5300 \text{ Вт/м}^2$

$$\text{Поверхня теплообміну внутрішня } F_{вн} = Q_k / q_{Fвн} = 205000 / 5300 = 38,68 \text{ м}^2 \quad (71)$$

Загальна довжина орєбrenих труб

$$L_{обц} = F_{вн} / \pi d_{вн} = 38,68 / 0,0377 = 1026,52 \text{ м} \quad (72)$$

Коефіцієнт теплопередавання

$$k_{Fвн} = q_{Fвн} / \Theta_{л} = 3600 / 6,55 = 549,61 \text{ Вт/м}^2\text{К} \quad (73)$$

Основні конструктивні розміри пристрою. З кількістю секцій $a = 5$

$$L_1 = L_{обц} / a = 1026,52 / 5 = 205,3 \text{ м} \quad (74)$$

Живий переріз

$$F_{ж} = 5,754 \text{ м}^2$$

Коли висота апарату дорівнює його ширині, кількість рядів труб по висоті

$$n^* = \sqrt{(L_1 / s)} = \sqrt{(205,3 / 0,028)} = 86 \quad (75)$$

V – фасонний конденсатор, з цього випливає, що отриману кількість труб по висоті слід розділити на 2, що обумовлено конструктивними особливостями пристрою.

$$n = n^* / 2 = 86 / 2 = 43 \text{ шт.} \quad (76)$$

Тоді висота пристрою

$$H = ns_l = 43 \cdot 0,028 = 1,204 \quad (77)$$

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ширина апарату

$$l = L_1/n = 290,875/51 = 5,7 \text{ м} \quad (78)$$

Температура повітря після конденсатора

$$\Delta t_8 = t_{82} - t_{81} = Q / (c_p \cdot F_{ж} \cdot w \cdot \rho) = 205,8 / (1,06 \cdot 10^3 \cdot 5,754 \cdot 7 \cdot 1,205) = 4 \text{ }^\circ\text{C} \quad (79)$$

Аеродинамічний опір

Опір коридорного пучку трубок з пластинчастими ребрами [13]

$$\Delta P = A(L/d_{\text{экв}}) (w\rho)^{1,7} = 0,007 \cdot 30 \cdot (7 \cdot 1,205)^{1,7} \cdot 9,86 = 77,23 \text{ Па} \quad (80)$$

де, $A = 0,007$ для ретельно оброблених поверхонь.

Визначаємо характеристики для різних швидкостей руху повітря.

Результати розрахунку наведені в таблиці 10.

Таблиця 10. Характеристики для різних швидкостей руху повітря

Характеристик	$w = 7\text{м/с}$	$w = 6\text{м/с}$	$w = 5\text{м/с}$	$w = 4\text{м/с}$	$w = 3\text{м/с}$
Re	2144	1838	1532	1225	919
B	0,845	0,919	0,992	1,066	1,139
C	0,106	0,115	0,124	0,133	0,142
Nu	10,426	9,439	8,337	7,133	5,825
$\alpha_в$	58,073	52,575	46,439	39,732	32,449
m	60,867	57,914	54,43	50,346	45,498
E	0,86	0,872	0,885	0,899	0,916
$\alpha_{\text{впр}}$	694,006	635,6	568,863	493,928	410,075
$q_{\text{вФВН}}$	6807	6234	5580	4845	4023
$\Delta t_в$	4	4,667	5,6	7	9,334
$\Delta P, \text{Па}$	77,23	59,43	43,589	29,83	18,291

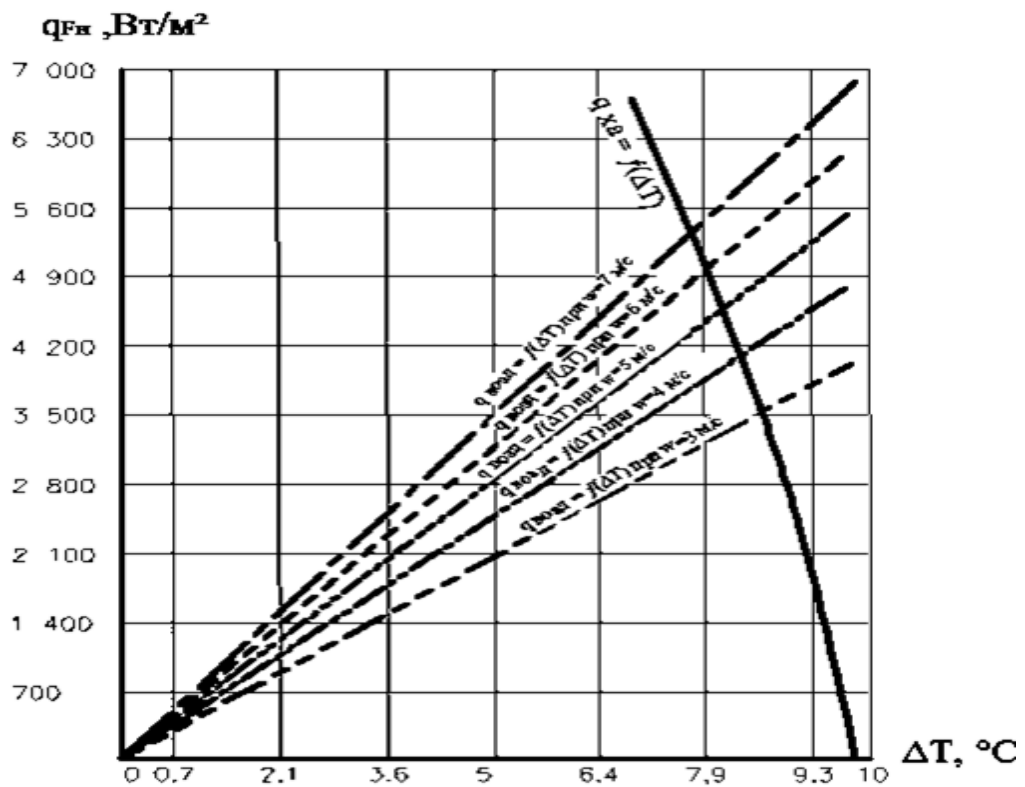


Рисунок 20. Визначення густини теплового потоку в конденсаторі при роботі трьох компресорів і змінній швидкості повітря

За результатами розрахунків представлено конструкцію конденсатора, прототип якого наведено на рис.21.



Рисунок 21. Прототип конденсатора, що розраховано в проекті

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Зовнішнє повітря поступає з двох сторін у блок оребрених труб. Рухаючись між ребрами, повітря відводить тепло конденсації від холодоагенту. Тепле повітря вентиляторами викидає угору.

2.4. Визначення діаметрів трубопроводів

Внутрішній діаметр труби

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot M}{\pi \cdot w \cdot \rho}} \quad (81)$$

де M – масова витрата холодоагенту, що проходить по трубопроводу, кг/с; w – рекомендована швидкість руху пари (рідини), м/с; ρ – густина холодоагенту, кг/м³.

Швидкість руху холодоагенту R507 в трубопроводах приймається: лінія всмоктування 10-20 м/с, лінія нагнітання 12-25 м/с, лінія рідини 0,5-1 м/с

Внутрішній діаметр магістрального всмоктувального трубопроводу

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,344}{3,14 \cdot 12 \cdot 15,36}} = 0,086 \text{ м}$$

За асортиментом труб, використовуваних для прокладки трубопроводів, приймаємо трубу 89×2 мм.

Внутрішній діаметр всмоктувального трубопроводу до кожного компресора

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,448}{3,14 \cdot 12 \cdot 15,36}} = 0,05 \text{ м}$$

За асортиментом труб, використовуваних для прокладки трубопроводів, приймаємо трубу 54×2 мм

Внутрішній діаметр магістрального нагнітального трубопроводу

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,34}{3,14 \cdot 111,7}} = 0,032 \text{ м}$$

За асортиментом труб приймаємо трубу 32,5мм.

Внутрішній діаметр нагнітального трубопроводу від кожного

компресора

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,448}{3,14 \cdot 15 \cdot 8,58}} = 0,021 \text{ м}$$

За асортиментом труб приймаємо трубу 25×1,5 мм

Внутрішній діаметр магістрального рідинного трубопроводу

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,344}{3,14 \cdot 0,5 \cdot 1172}} = 0,033 \text{ м}$$

За асортиментом труб приймаємо трубу 32×1,5 мм.

2.5 Аналіз характеристик машин і їх регулювання

За результатами розрахунків сформовано конструкцію комплексної машини для охолодження проміжного холодоносія (рис.22).

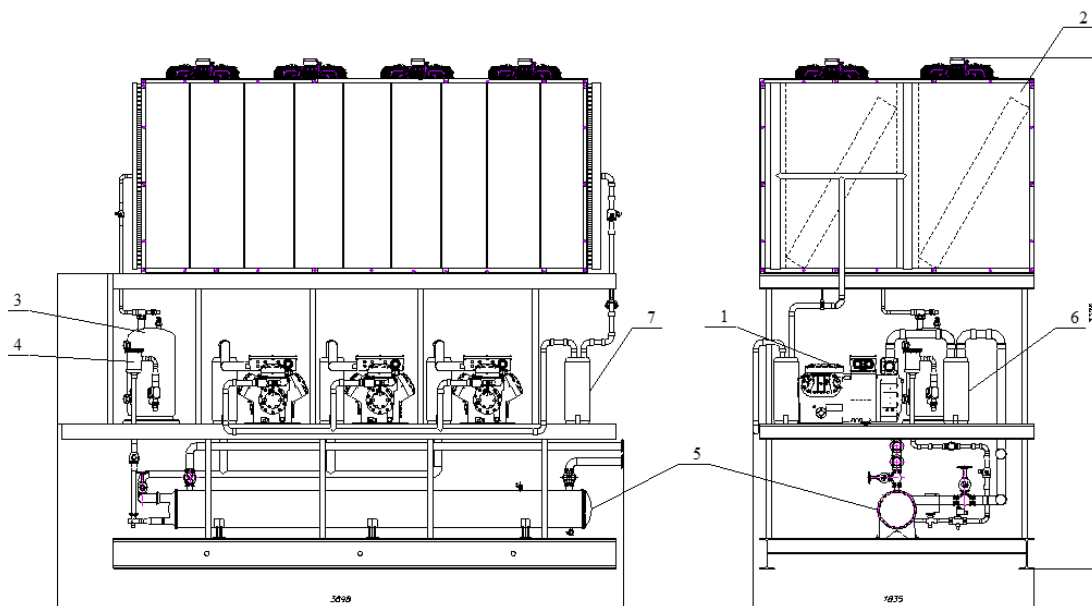


Рисунок 22. Комплексна холодильна машина

1 – Поршневий компресор; 2 – Повітряний конденсатор; 3 – Ресивер;

4 – Фільтр осушник; 5– Випарник; 6 – Віддільник рідини;

7 – Оливоддільник.

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.КТ.1.704-03.4.3

Лист

44

Система автоматизації машини вирішує комплекс завдань по управлінню холодильною машиною. Автоматичне регулювання забезпечує точність підтримки заданих параметрів на об'єкті, знижує експлуатаційні витрати, збільшує термін служби обладнання, запобігає аварійним режимам.

Температура холодильного об'єкту залежить від температури кипіння робочої речовини, яка самостійно встановлюється в залежності від продуктивності компресора і конденсатора.

Кожен елемент холодильної машини має свої індивідуальні внутрішні особливості, які в роботі виходять розрахунковими: $Q_{0k} = f(t_0, t_k)$, $Ne = f(t_0, t_k)$, $Q_{kk} = f(t_0, t_k)$, $Q_{кд} = f(F_{кд}, \theta_m t_k)$, $Q_u = f(F_{ucn}, \theta_m, q)$.

При об'єднанні в холодильну машину усі характеристики перестають бути незалежними і змінюються, як і аргументи, за якими вони побудовані. При стаціонарній роботі машини продуктивність компресора і випарника однакова, конденсатора – строго їм відповідає.

При постійній температурі в холодильному об'єкті режим роботи холодильної машини змінюється в залежності від припливу тепла в об'єкт. Це порушує відповідність між продуктивністю компресора, конденсатора і випарника.

Завдання регулювання полягає в тому, щоб повернути машину в стан рівноваги. Виконується комп'ютерною технікою, оснащеною спеціальним програмним забезпеченням.

Розглядається принцип створення алгоритму вирішення задачі регулювання в графічному вигляді.

Характеристика компресора має відому залежність:

$$Q_0 = V_h \cdot q_v \cdot \lambda = M_a \cdot q_0 \quad (81)$$

Характеристика випарника:

$$Q_0^{ucn} = k \cdot F_u (t_{н.с.} - t_0) = k_u \cdot F_u \cdot \theta_m \quad (82)$$

Рівновага досягається за умови, що:

$$V_h \cdot q_v \cdot \lambda = k \cdot F_u \cdot \theta_m \quad (83)$$

При побудові характеристик компресора і випарника в одній системі координат точки перетину кривих є робочими, що характеризують рівновагу в роботі елементів (рис. 23,24).

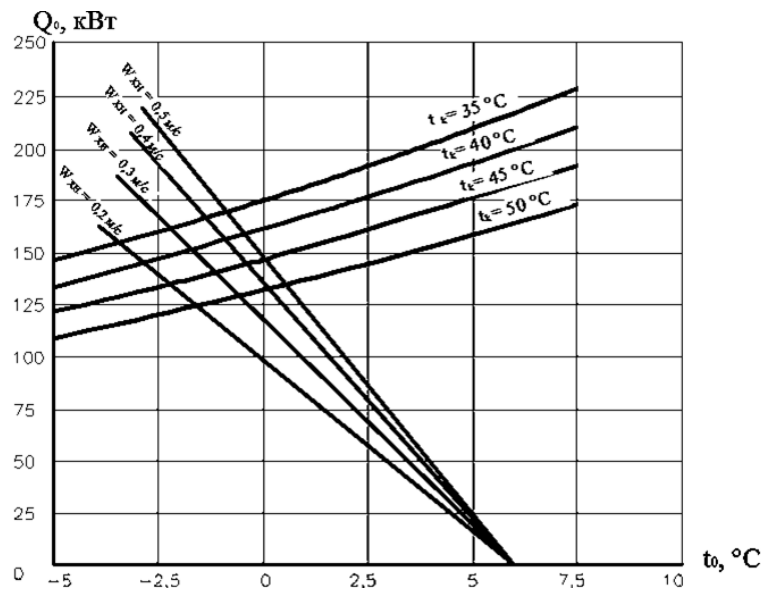


Рисунок 23.Компресорно-випарна система з трьома працюючими компресорами

Характеристика випарника, коефіцієнт теплопередавання змінюється в залежності від швидкості проходження води через апарат.

Дотичні кутові характеристики нахилу:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{Q_o^{ucn}}{(t_{xl.cp.} - t_o)} = k_u \cdot F_u \quad (84)$$

Для даної швидкості ТГ є постійною величиною, тому характеристикою випарника є множина променів, що виходять з однієї точки. При збереженні постійної швидкості води характеристика випарника виглядає як множина паралельних ліній. Точкою перетину характеристик випарника з віссю абсцис є середня температура теплоносія у випарнику. $\operatorname{tg} \alpha = f(w)$

$$Q_o^{ucn} = f(\theta_{mu}).$$

Таке ж теплове навантаження на випарник може здійснюватися при постійній середній температурі води. При цьому змінюється режим роботи компресора (температура кипіння t_o) і швидкість руху води через випарник.

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Аналогічно залежності були побудовані для одночасної роботи двох (рис. 24)

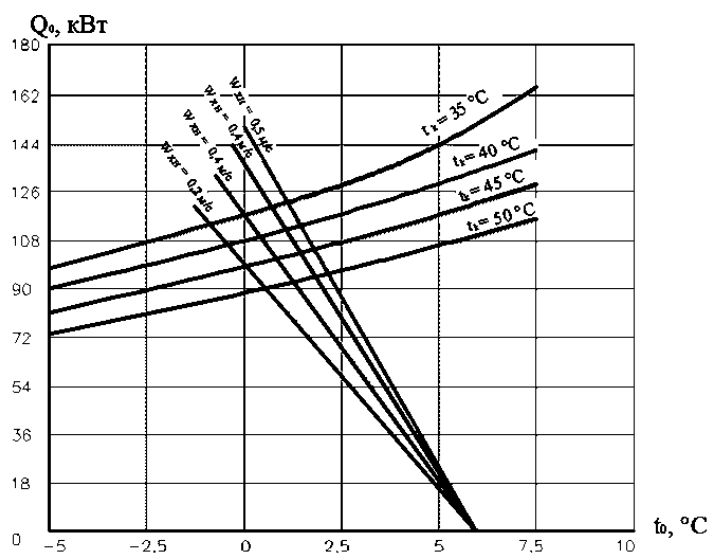


Рисунок 24. Компресорно-випарна система з двома компресорами, що працюють

Як видно з рис. 23, 24 при зміні температури навколишнього середовища і, як наслідок, при зміні температури конденсації температура в об'єкті при змінному тепловому навантаженні регулюється зміною швидкості теплоносія.

Звідси висновок про те, що при необхідності підтримки постійної потужності холодильної машини можна варіювати кількість працюючих компресорів і витрату теплоносія так, щоб при зміні температури теплоносія і температури конденсації результати завжди мали стабільну охолоджуючу здатність. Такий режим роботи холодильної машини важливий для підприємств зі стабільним тепловим навантаженням.

Застосування регулювання при збереженні постійної холодопродуктивності холодильної установки знаходить застосування в приготуванні крижаної води для охолодження камер зберігання фруктів або овочів цілолічного виробництва у фермерських господарствах.

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Оптимізація роботи машини охолодження води в залежності від теплового навантаження охолоджуваного об'єкта здійснюється мікропроцесорною системою інтелектуального управління і контролю ПЛТС, що входить в комплектацію. Система автоматики знімає показання датчиків температури води на вході і виході з машини кожні 10 секунд, регулюючи її роботу. Така автоматика дозволяє діагностувати змінення навантаження, гарантуючи кращу роботу машини

2.6. Визначення економічної ефективності впровадження машин

Метою даного розділу є забезпечення техніко-економічного обґрунтування запропонованої холодильної машини і доведення економічної доцільності запропонованого варіанту.

Розрахунок капітальних витрат.

Капітальні витрати складаються з витрат на обладнання та установку холодильної машини.

$$K = C_{\text{монт}} + C_{\text{об}}, \text{ грн};$$

1) Вартість монтажних робіт визначається збільшеними показниками. Ціну складання вартості приймаємо, виходячи з середньої вартості монтажних робіт на обладнанні – 50 грн. за 1 кг обладнання. У першому наближенні вага готової машини становить 1500 кг. $C_{\text{монт}}$

$$C_{\text{монт}} = M_{\text{маш}} \cdot c_{\text{монт}}, \text{ грн}$$

де: $M_{\text{маш}} = 1500$ кг, загальна маса;

$$c_{\text{монт}} = 50 \text{ грн./кг вартість монтажу одного кг обладнання};$$

$$C_{\text{монт}} = 1500 \cdot 50 = 75000 \text{ грн};$$

2) Вартість обладнання визначається з каталогів фірм-виробників і підсумована в таблиці. 11

Таблиця 11. Вартість обладнання

№ п/п	Назва обладнання та його характеристики	Одиниць виміру	Кількість	Вартість обладнання (грн)	Загальна вартість обладнання. (грн.)
1	Поршневий компресор 4JE-22Y-40P	шт.	3	98000	294000
2	Лінійний ресивер	шт.	1	4400	4400
3	Кожухотрубний випарник	шт.	1	102000	102000
4	Оливоддільник.	шт.	1	6600	6600
5	Конденсатор повітряний	шт.	1	116000	116000
6	Відділювач рідини	шт.	3	4840	14520
7	Запірно-регулюючий комплект клапанів	шт.	1	112000	112000
8	Комбінований щит живлення та автоматика	шт.	3	110000	110000
Загальна вартість обладнання				759 520 грн.	
Вартість упаковки, транспорт 8%				63 620 грн.	
Витрати на установку на об'єкті 15%				115 850 грн.	
Загальна вартість обладнання				974 990грн	

Розрахунок економії електроенергії

Спосіб економії енергоресурсів – регулювання режимів роботи холодинної машини.

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.КТ.1.704-03.4.3

Лист

49

Обов'язковою умовою є постійна холодопродуктивність. Параметри, які є вихідними для розрахунків $Q_0 = cont, t_k, t_0$.

На графіку, наведеному на рис.25, розглянемо перший варіант, коли температура конденсації знижується, що призводить до явного підвищення холодопродуктивності, що може вплинути на стабільність теплових навантажень машини. Для того щоб уникнути цього, швидкість потоку теплоносія через випарник потрібно зменшити.

Розглянемо варіант зміни температури конденсації 45 до 35 °С (рис.25)

3

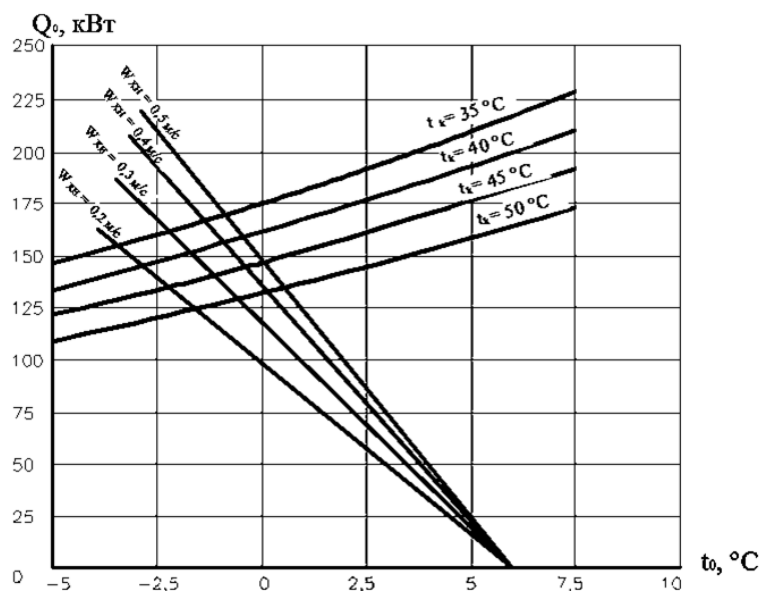


Рисунок 25. Графічний аналіз зміни режиму роботи машини

Температура конденсації 45°C

Кількість одночасно працюючих компресорів	3 шт.
Температура кипіння	$t_0 = 0^\circ\text{C}$
Середня логарифмічна різниця температур у випарнику	$\Theta = 6,81^\circ\text{C}$
Температура конденсації	$t_k = 45^\circ\text{C}$

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
----	------	----------	--------	------

КРБ.КТ.1.704-03.4.3

Лист

50

Швидкість потоку холодоагенту через випарник	$w = 0,5 \text{ м/с}$
Холодопродуктивність машини	$Q_0 = 150 \text{ кВт}$
Сумарна потужність, споживана компресорами	$N_e = 46,59 \text{ кВт}$

При температурі конденсації 35°C потрібно зменшити витрату теплоносія через випарник. $w = 0,2 \text{ м/с}$, що в свою чергу означає роботу в режимі температури кипіння. $-3,7^\circ\text{C}$. Підсумуємо дані.

Температура конденсації 35°C

Кількість одночасно працюючих компресорів	3 шт.
Температура кипіння	$t_0 = -3,7^\circ\text{C}$
Середня логарифмічна різниця температур у випарнику	$\Theta = 10,51^\circ\text{C}$
Температура конденсації	$t_k = 35^\circ\text{C}$
Швидкість потоку холодоагенту через випарник	$w = 0,2 \text{ м/с}$
Холодопродуктивність машини	$Q_0 = 150 \text{ кВт}$
Загальна потужність, споживана компресорами	$N_e = 36,78 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$

Як видно, зниження витрати холодоносія через випарник до $0,2 \text{ м/с}$, досягає економії електроенергії $9,81 \text{ кВт} \cdot \text{год}$, що при вартості електроенергії для підприємств $1,68 \text{ грн/кВт} \cdot \text{год}$ складе:

$$c = \Delta N_{e_{p.з.1}} \cdot C_{эл.э.} = 9.811 \cdot 1,68 = 16,48 \text{ грн./год} \quad (85)$$

У зв'язку з тим, що важко передбачити, з якою регулярністю може використовуватися цей режим роботи, приймаємо 15% від середньорічного часу роботи холодильної машини.

Середньорічний час роботи холодильної машини розраховується, виходячи з роботи 20 годин на добу і 280 робочих днів на рік

$$\tau_{\text{год}} = 20 \cdot 280 = 5600 \text{ год./рік}$$

Ймовірний час роботи холодильної машини в описаному раніше режимі $\tau_{\text{р.э1}}$

$$\tau_{\text{р.э1}} = 5600 \cdot 15\% = 840 \text{ год./рік}$$

Економія на кВт*год:

$$\mathcal{E}_{\text{р.э1}} = \tau_{\text{р.э1}} \cdot \Delta N_{e_{\text{р.э1}}} = 840 \cdot 9,81 = 8240,4 \text{ кВт} \cdot \text{год./рік} \quad (86)$$

В грошовій перспективі

$$\mathcal{E}_{\text{р.э1}}^* = \mathcal{E}_{\text{р.э1}} \cdot C_{\text{эл.э.}} = 8240,4 \cdot 1,68 = 13843,2 \text{ грн./рік} \quad (87)$$

2.7. Принципи охорони праці та техніки безпеки під час експлуатації машини

Охорона праці – це система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційно-технічних, гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і засобів забезпечення збереження здоров'я і працездатності людини в процесі діяльності.

Немає абсолютно безпечних і нешкідливих виробництв. Завдання охорони праці полягає в тому, щоб звести до мінімуму ймовірність пошкодження або захворювання працівника з одночасним забезпеченням комфорту з максимальною продуктивністю праці. Реальні умови виробництва характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Розміщення обладнання

Виробниче обладнання та робоче місце робітника повинні розташовуватися з урахуванням фізіологічних і психологічних можливостей людини і його антропометричних даних. Необхідно забезпечити можливість швидкого коректного зчитування вимірювальних і контрольних показань і чітке сприйняття сигналів. Наявність великої кількості елементів управління і приладів (ваг, кнопок, ручок, світлових і звукових сигналів) викликає підвищену стомлюваність оператора. Елементи управління повинні бути надійними, легкодоступними і добре помітними, зручними для користувачів. Їх розміщують або безпосередньо на обладнанні, або відводять на спеціальну консоль, знімають з обладнання на деяку відстань. Всі види технологічного обладнання повинні бути зручними для огляду, змащення, розбирання, налагодження, очищення, транспортування, монтажу та управління ними в експлуатації.

Електробезпека

Електробезпека - це система організаційно-технічних заходів і засобів, що захищають людей від шкідливого і небезпечного впливу електричного струму, електричної дуги, електромагнітного поля і статичної електрики.

Проходячи через тіло, електричний струм надає теплову, електролітичну і біологічну дію. Різноманіття дій електричного струму часто призводить до різних електротравм, які можуть бути умовно зведені до двох видів: локальні електротравми і загальні електротравми (ураження електричним струмом).

Захисне заземлення – це навмисне електричне з'єднання з землею або його еквівалент металевих неструмоведучих частин, які можуть перебувати під напругою.

Призначення захисного заземлення полягає в усуненні небезпеки ураження електричним струмом людей при появі напруги на

					КРБ.КТ.1.704-03.4.3	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		53

конструктивних частинах електрообладнання, тобто при його короткому замиканні на корпус.

Область застосування захисного заземлення – трифазні три провідні мережі напругою до 1000 В з ізолюваною нейтраллю і вище 1000 В з будь-яким нейтральним режимом.

Захисному заземленню підлягають металеві неструмові провідні частини обладнання, які через несправність ізоляції можуть перебувати під напругою і до яких можуть торкатися люди і тварини. При цьому в приміщеннях з підвищеною небезпекою і особливо небезпечних в умовах ураження електричним струмом, а також у зовнішніх установках заземлення є обов'язковим при номінальній напрузі електроустановки вище 42 В змінного струму і вище 110 В постійного струму, а в приміщеннях без підвищеної небезпеки – при напрузі 380 В і вище змінного струму і 440 В і вище постійного.

Пожежна безпека.

Пожежна безпека може бути забезпечена протипожежними заходами та активним протипожежним захистом. Поняття протипожежної профілактики включає в себе комплекс заходів, необхідних для запобігання виникненню пожежі або зменшення її наслідків. Під активним протипожежним захистом розуміються заходи, що забезпечують успішну боротьбу з виникаючими пожежами або вибухонебезпечними ситуаціями.

Основною причиною виникнення пожеж на підприємствах є порушення технологічного режиму. Певною мірою це пов'язано з великою різноманітністю і складністю технологічних процесів.

Основи протипожежного захисту підприємств визначені стандартами. Вогнегасники за видами засобів пожежогасіння поділяються на рідкі, вуглекислі, хімпінові, повітряно-пінні, холодні, порошкові і комбіновані. У рідких вогнегасниках використовується вода з добавками (для поліпшення змочуваності, зниження температури замерзання і т.д.). В

					КРБ.КТ.1.704-03.4.3	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		54

вуглекислому газі – відновленого вуглекислого газу, в хімічних – водних розчинах кислот і лугів, в фреоні – фреонів 114B2, 13B1, в порошку – порошоків ПС, ПСБ-3, ПФ, П-1А, СІ-2. Вогнегасники маркуються буквами, що характеризують тип вогнегасника за категоріями, і цифрою, що вказує на його потужність (об'єм).

Більш перспективна дія вогнегасних речовин, які ефективно пригнічують хімічні реакції в полум'ї, тобто надають на них гальмівний вплив, в яких один або кілька атомів водню заміщені атомами галогенів (фтор, хлор, бром).

Характеристика робочої речовини

В якості речовини, що використовується в холодильній установці, використовується холодоагент – R507. Температура кипіння при атмосферному тиску. $t_0 = -40,8^\circ\text{C}$ R507 – безбарвний газ зі слабким специфічним запахом, який відчувається при утриманні в повітрі більше 20% об'єму.

Холодоагент R507 складається з декількох компонентів, тому при витоку розпадається на складові. Гранично допустима концентрація (П.Д.К.) парів PR507 в повітрі виробничих приміщень дорівнює 3256 мг/м^3 .

При контакті з поверхнями розпеченого металу температурою $400..550^\circ\text{C}$ або з відкритим полум'ям він розкладається на токсичний фтороводень і хлорид і невелика кількість фосгену. не горить в суміші з повітрям, не запалюється і не вибухонебезпечний.

Симптоми отруєння з'являються через 30...40 хвилин, з'являється головний біль, нудота, прискорений пульс. При попаданні рідини на шкіру і в очі можливе обмороження шкірних покривів і пошкодження очей.

					КРБ.КТ.1.704-03.4.3	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		55

- Такі інциденти, як порушення параметрів технологічного процесу, розгерметизація обладнання з виділенням агенту, відключення електроенергії, переривання подачі холодоагенту, повітря;
- Відключення електрики і освітлення, припинення вентиляції;
- Порушення технологічного процесу або режиму роботи компресорів, посудин, що працюють під тиском, агрегатів, апаратів, комунікацій, пожежа від грозових розрядів і вторинних проявів блискавки та інші, які можуть призвести до аварій.

Аварійний автоматичний захист

Повинен відповідати вимогам чинних Правил, нормативно-технічної документації, проектів, регламентів і забезпечувати задану точність підтримки технологічних параметрів, надійність і безпеку експлуатації холодильних систем.

Компресори повинні бути оснащені ПАЗ (аварійної автоматичної захистом), які спрацьовують за такими параметрами:

- За гранично допустимим значенням тиску нагнітання;
- За гранично допустимою температурою нагнітання;
- За гранично допустимою різницею тисків в системі змащення;
- За верхнім гранично допустимим рівнем рідини в апараті або посудині, з якого висмоктуються пари холодоагенту;

Значення гранично допустимих параметрів визначаються розробником проекту за даними науково-дослідних організацій, характеристиками засобів контролю, вимірювань і контролю, документації виробників обладнання.

Холодильні системи, оснащені двома і більше компресорами, що обслуговують кілька систем випаровування, повинні бути забезпечені пристроями для забезпечення зупинки всіх компресорів при спрацьовуванні реле рівня захисної рідини в посудині (апараті) будь-якої системи.

Досягнувши вищевказаних рівнів рідкого агенту в судинах і апаратах, автоматично вмикається світлова сигналізація, яка повинна забезпечуватися лампами таких кольорів:

- Червоний – сигнал про гранично допустимий рівень (передаварійна сигналізація);
- Жовтий – сигнал про небезпечне підвищення верхнього рівня (попереджувальний сигнал).

Включення сигнальної світлової та звукової сигналізації «Аварія» в диспетчерській:

- при перевищенні концентрації агенту в повітрі робочих зон холодильних камер і приміщень інших споживачів холоду величини ГДКр.з;
- відключення подачі агенту в контрольовані приміщення, якщо концентрація в них перевищує значення, рівне 3 ГДКр.з.

При цьому в приміщеннях виробничих цехів з холодильним обладнанням повинна бути включена витяжна вентиляція.

Всі параметри холодильної установки виводяться на монітор оператора. Досягнувши параметра попереднього аварійного значення, на екрані спрацює додаткова сигналізація, що попереджає про це. У такій ситуації холодильна настройка не буде зупинена, оператор на підставі отриманих даних сам вирішить, чи можна вирішити проблему без зупинки процесу або зупинити і повідомити про несправність відповідну службу і керівництво.

При отриманні повідомлення про надзвичайну ситуацію або нещасний випадок диспетчер зобов'язаний:

- Повідомити про це територіальні органи МНС, Проматомнагляд, місцевий виконавчий та адміністративний орган;
- Уточнити характер надзвичайної ситуації або аварії, можливі наслідки і зробити запис в журналі;

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

- Визначити напрямок вітру, зону можливих пошкоджень, розташування командного пункту і місця збору робочих організацій, попередити про необхідність виходу з небезпечної зони;
- Повідомити посадових осіб зі списку, вказавши місце розташування командного пункту;
- Викликати швидку допомогу;
- Повідомляти персонал інших цехів, яким загрожує можливість пошкодження, про необхідність покинути робочі місця і відправитися до визначеного ним місця збору;
- Викликати членів добровільної пожежної команди, які перебувають на зміні;
- До прибуття начальника ліквідації аварії вживати заходів щодо встановлення постів обмеження доступу людей і транспортних засобів до небезпечної зони;
- З'ясувати (за номерами) всіх працівників попереджених цехів, які покинули небезпечну зону;
- З'ясуйте хід аварійно-рятувальних робіт.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Alsultanny Y. A., Al-Shammari N. N. Oxygen Specific Power Consumption Comparison for Air Separation Units // Engineering Journal. —2014. —Vol. 18 (2). —P. 68–80.
2. Дем'яненко Ю.І. Охорона праці під час роботи на установках розділення повітря. Навчальний посібник. – 2006.
3. І.Г. Чумак. Д.Г Нікульшин Холодильні установки. Проектування: Навчальний посібник для вузів. – К.: Вища шк., 1988. – 280с.
4. Хмельнюк М.Г., Кочетов В.П., Форсюк А.В., Жихарєва Н.В. Плодоовочесховища: проектування, оптимізація, розрахунки. – Одеса: Бондаренко М.О., 2018. – 228 с.
5. Явнель Б.К. Курсове та дипломне проектування холодильних установок та систем кондиціонування повітря. - 3-тє вид., перероб. та дод. - М.: Агропромиздат, 1989. - 233 с.; іл. – (Підручники та навчальний посібник для технікумів).
6. Т.В. Морозюк, «Теорія холодильних машин та теплових насосів». – Одеса: студія «Негоціант», 2007 -712 с. (з додатком).
7. Гоголін А.А. Оптимальні перепади температур у випарниках та конденсаторах холодильних машин // Холодильна техніка. – 1986. – №4. – С. 18–21.
8. Чумак І. Г., Лагутін А. Є., Кочетов В. П. Холодильна техніка та технологія: стан та перспективи розвитку // Вісник міжнародної академії холоду, №4, 1999, С. 47-50.
9. О. В. Остапенко, О. В. Зімін, І. О. Подмазко, М. Г. Хмельнюк. Шляхи підвищення енергоефективності холодильної установки підприємства харчової промисловості // Холодильна техніка та технологія. – 2016. – Т. 52, № 6. – С.4-10.
10. Жихарєва Н.В., Хмельнюк М.Г. Підвищення ефективності системи охолодження плодоовочесховищ // Вісник міжнародної академії холоду. – 2013. – Вип. 4. – С. 16-20.

					КРБ.КТ.1.704-03.4.3	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		60