

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



**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА  
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

На тему: «Модернізація теплообмінного обладнання верхнього каскаду пропан-етанової машини для охолодження природного газу на засадах енергозбереження»

Здобувача **Невлад Віта Миколаївна**  
(прізвище, ініціали)  
**КТ-262м2 групи**

Керівники: **д.т.н., професор**  
**Морозюк Лариса Іванівна**  
(посада, прізвище та ініціали)

Консультант **доц.Соколовська-Єфименко В.В.**  
(посада, прізвище та ініціали)

**Кваліфікаційна робота допускається до захисту**

Рішення кафедри від \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ р., протокол № \_\_\_\_\_

Завідувач кафедри КТ \_\_\_\_\_ **Юрій Симоненко**

Одеса - 2023 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ФАКУЛЬТЕТ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОЇ ТЕХНІКИ ТА ІНЖЕНЕРНОЇ МЕХАНІКИ

Кафедра	Кріогенної техніки
Ступінь вищої освіти	магістр
Спеціальність	142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма	«Кріогенні технології виробництва, зрідження і транспортування природних газів»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри КТ  
д.т.н., проф. Симоненко Ю.М

«\_\_» \_\_\_\_ 2023 року

**З А В Д А Н Н Я**  
**НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА**

Невлад Віта Миколаївна

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи

«Модернізація теплообмінного обладнання верхнього каскаду пропан-етанової машини для охолодження природного газу на засадах енергозбереження»

»

керівники роботи

д.т.н., професор Морозюк Лариса Іванівна

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

затверджені наказом вищого навчального закладу

від 30 10 2023 року № 631-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи

5 грудня 2023 року

3. Вихідні дані до роботи:

Модернізацію провести з використанням кожухопластинчастих теплообмінних апаратів, температурний режим конденсатора випарника залишити без змін.

4. Перелік питань, які потрібно розробити:

Вступ; Аналітична частина; Аналіз літературних даних з каскадних машин; Аналіз літературних даних з теплообмінних апаратів; Аналіз літературних даних з кожухопластинчастих апаратів; Розробка вихідних даних для дослідження; Формування схеми верхнього каскаду холодильної машини; Теоретична частина; Визначення характеристик «сирого» природного газу, що охолоджується; Тепловий розрахунок циклу верхнього каскаду; Вибір компресорів для каскадної машини; Визначення характеристик конденсатора-випарника; Порівняльний аналіз конструкцій конденсаторів-випарників; Вибір допоміжного обладнання; Елементи охорони праці та техніки безпеки при експлуатації машини; Економічні показники роботи; Розрахунок вартості науково-дослідницької магістерської роботи; Розрахунок вартості досліджень і розробок; Висновки; Література.

5. Перелік графічного матеріалу

Презентація Power Point (11 слайдів)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	доц. Соколовська-Ефименко В.В.		

7. Дата видачі завдання 02.02.2022

Керівник \_\_\_\_\_ проф. Морозюк Л.І.

Завдання прийняв до виконання \_\_\_\_\_ Невлад В.М

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Вивчення технічного завдання	5 днів	
2	Огляд і вивчення літератури	14 днів	
3	Розробка математичної моделі об'єкта	2 дні	
4	Вибір методу дослідження	20 днів	
5	Адаптація методів дослідження до практичного застосування	15 днів	
6	Розробка графічних моделей	2 дні	
7	Аналіз результатів досліджень	2 дні	
8	Оформлення пояснювальної записки	2 дні	
9	Обговорення та затвердження результатів роботи	2 дні	
10	Підготовка матеріалів роботи до захисту	2 дні	

Здобувач-дипломник \_\_\_\_\_  
( підпис )

Віта НЕВЛАД \_\_\_\_\_  
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи \_\_\_\_\_  
( підпис )

Лариса МОРОЗІЮК \_\_\_\_\_  
(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 \_\_\_\_\_  
Невлад В.М  
(ПІБ)

\_\_\_\_\_ ( підпис )

## АНОТАЦІЯ

*В роботі представлено проєкт малогабаритної каскадні установки для охолодження СПГ, що мають великий потенціал розвитку на промислових підприємствах для внутрішнього використання. Детально розроблено схемно-циклове рішення верхнього каскаду. Робочою речовиною обрано пропан. Проведено розрахунки характеристик циклу, теплових та конструктивних показників головного теплообмінного апарату: кожухотрубного та кожухопластинчастого конденсатора-випарника великої продуктивності: Обґрунтовано вибір конструкційних матеріалів для апаратів. Перевірочними розрахунками на міцність підтверджено механічну надійність спроєктованих апаратів. Оцінено вплив модернізації устаткування на характеристики машини. Наведені положення з охорони праці та техніки безпеки при монтажу та експлуатації нового теплообмінного устаткування.*

## SUMMERY

*The work presents the project of a small-sized cascade unit for cooling LNG, which has a great potential for development at industrial enterprises for internal use. The circuit-cycle solution of the upper cascade is developed in detail. The working substance is propane. Calculations of cycle characteristics, thermal and structural indicators of the main heat exchange apparatus were carried out: casing-tube and casing-plate condenser-evaporator of high performance: The choice of structural materials for the devices is justified. The mechanical reliability of the designed devices was confirmed by verification calculations for strength. The impact of equipment modernization on the characteristics of the machine was evaluated. Provisions on occupational health and safety during installation and operation of new heat exchange equipment are given.*

## ЗМІСТ

Вступ .....	7
Розділ 1. Аналітична частина .....	9
1.1. Аналіз літературних даних з каскадних машин .....	9
1.2. Аналіз літературних даних з теплообмінних апаратів .....	11
1.3. Аналіз літературних даних з кожухопластинчастих апаратів .....	13
1.4. Розробка вихідних даних для дослідження .....	17
1.5. Формування схеми верхнього каскаду холодильної машини .....	19
Розділ 2. Теоретична. частина.....	14
2.1. Визначення характеристик «сирого» природного газу, що охолоджується .....	21
2.2. Тепловий розрахунок циклу верхнього каскаду .....	24
2.3. Вибір компресорів для каскадної машини .....	28
2.4. Визначення характеристик конденсатора-випарника .....	29
2.5. Порівняльний аналіз конструкцій конденсаторів-випарників .....	46
2.6. Вибір допоміжного обладнання .....	47
2.7. Елементи охорони праці та техніки безпеки при експлуатації машини.....	48
Розділ 3. Економічні показники роботи .....	57
3.1. Розрахунок вартості науково-дослідницької магістерської роботи ....	57
3.2. Розрахунок вартості досліджень і розробок.....	60
Висновки.....	62
Література .....	63

					<i>КРМ.КТ.1.631-03.1.29</i>		
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб.</i>		<i>Невлад В.М.</i>			<i>Лім.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушіє</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Морозюк Л.І.</i>			6	64	
<i>Керівние</i>					<b>ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА</b>  <i>2 курс КТ-262м2 групи</i>		
<i>Н. Контр.</i>							
<i>Затверд.</i>							

## ВСТУП

### Актуальність

Глобальний попит на енергію зростає, і природний газ (ПГ) набув актуальності як екологічно чисте паливо. На відстані понад 4000 км від джерела видобутку найбільш вигідним способом транспортування ПГ є зріджений природний газ (ЗПГ). За останнє десятиліття обсяг ринку зрідженого природного газу зріс більш ніж удвічі – до 250 мільйонів тон щорічно. Імпортом ЗПГ займаються близько 30 країн, виробництвом і експортом – близько 20. В умовах розвитку світового ринку та вільної торгівлі стає очевидною важливість процесів зрідження газу.

За своїм хімічним складом природний газ являє собою суміш метану, етану, пропану і бутану з невеликою кількістю більш важких вуглеводнів і деяких домішок. Азотні і комплексні сполуки сірки, води, вуглекислого газу та сірководню, які можуть існувати у вихідному газі, повинні бути видалені перед зрідженням.

СПГ одержують при охолодженні та конденсації ПГ при атмосферному тиску, що відповідає  $-161^{\circ}\text{C}$ . У цей момент його густина на 55% нижча, ніж у води, а об'єм зменшився у 600 разів. Скорочення об'єму сприяє не тільки транспортуванню (з використанням газозовів), а й зберіганню в резервуарах. Кількість встановлених заводів зі зрідження ПГ значно збільшилася. В даний час заводи здатні переробляти понад 4 млн тон природного газу на рік.

Великий потенціал розвитку мають малогабаритні установки охолодження, очищення та зрідження СПГ, призначені для внутрішнього використання на промислових підприємствах. Для енергоперетворювальних систем вартісні чинники є домінуючими, зокрема у виборі конструкцій теплообмінних апаратів. Характеристики теплообмінних апаратів безпосередньо визначають енергетичні та економічні показники усієї системи. Усі технології з виробництва зрідженого природного газу мають свої

особливості, і спрямовані на оптимізацію енергоспоживання, капітальних вкладень і фізичного простору, що займається необхідним обладнанням

З огляду на сказане, тема роботи – створення низькотемпературної промислової холодильної машини для охолодження природного газу на засадах енергозбереження, є актуальною.

**Методи дослідження:** термодинамічний аналіз і числове моделювання термодинамічних та теплообмінних процесів в елементах машини. Основою математичного моделювання є рівняння класичної термодинаміки та теплопередавання.

**Фактологічною основою** є підручники, навчальні посібники, матеріали фірм-виробників, які містяться на відповідних інтернет-сайтах, періодичних технічних виданнях та ін.

**Структура роботи.** Магістерська робота складається з вступу, трьох розділів, висновків, списку використаної літератури. Зміст роботи викладено на 64 сторінках, включаючи 17 рисунків, 13 таблиць, список інформаційних джерел з 11 найменувань.

# РОЗДІЛ 1

## АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

### 1.1. Аналіз літературних даних з каскадних машин

Необхідність отримання, очищення і розділення газової суміші на окремі компоненти або їх фракції визначається в першу чергу виробничими, технологічними або екологічними потребами. Одним з широко поширених способів підготовки природного газу для практичного використання запропоновано охолоджувально-конденсаційний метод або так званий метод низькотемпературної конденсації. В останні два десятиліття процесам розділення газів в установках з використанням низькотемпературної конденсації і адіабатного дроселювання стисненого газу віддають перевагу перед сорбційними процесами. У багатьох випадках такі процеси є енергетично вигідними. Холодильна установка є невід'ємною частиною системи низькотемпературної конденсації, яка забезпечує необхідне зниження температури сирого газу перед подаванням його у сепаратори.

В цілому холодильні машини, що використовують для зрідження природного газу, можна розділити на два класи в залежності від типу робочої речовини, що здійснює зворотний термодинамічний цикл: ті, в яких використовуються чисті холодоагенти, і ті, в яких використовуються їх суміші.

Поширеним способом отримання помірного холоду на температурному рівні  $-110...-50^{\circ}\text{C}$  є каскадні парокомпресорні холодильні машини з чистими холодоагентами.

У каскадних машинах використовували в верхньому каскаді (ВК) робочі речовини середнього тиску R12 і R22 і в нижньому каскаді (НК) – речовини високого тиску R13 і R14. У сучасній холодильній техніці зазначені робочі речовини заборонені до використання міжнародними документами. З усього різноманіття робочих речовин, що пропонує ринок, дослідниками для каскадних машин було відібрано пари, які при дотриманні загальних правил вибору володіли головними перевагами: обидві речовини натуральні, мають

нульові значення ODP і близькі до нуля GWP. Саме ці висновки покладено в основу появи нового покоління каскадних машин.

Найбільш відомою і вивченою стала машина з парою речовин R717/R744 (R717 – в ВК, R744 – в НК). Термодинамічний аналіз циклу машини встановив, що перспективною галуззю її використання є великі холодопродуктивності при температурах в охолоджуваних об'єктах  $-50\dots-30$  °C. В роботі [1] представлений аналіз декількох пар речовин, в яких робочою речовиною верхнього каскаду служить R744.

У НК пропонується використовувати групу речовин HFC-типу (R125, R41, R32 і R23), що забезпечує отримання температур нижче температури потрібної точки R744 ( $-80$ °C). Такі речовини можуть бути використані при проектуванні каскадних холодильних машин з температурами нижче  $-70$ °C.

Реалізація ідей низькотемпературних каскадних машин тривалий час відбувалася у криогенній техніці для отримання зріджених чистих газів. З розвитком технологій СПГ з'явилася потреба у каскадних машинах середніх температур та середньої продуктивності, що спонукало розвиток компресоробудування провідними світовими фірмами [2] у промисловому масштабі для охолодження та зрідження газових сумішей, тому практичне втілення ідеї створення каскадних машин цілком реально. Особливого значення набули машини, робочими речовинами яких є компоненти природного газу. Робочими речовинами у таких машинах використовують низькокиплячі рідини: пропан R290 та етан R170, з різними індивідуальними властивостями [2].

При проектуванні низькотемпературних каскадних машин необхідно враховувати багато факторів, тому конструювання теплообмінника є дуже трудомістким завданням. Це зумовлено незворотними втратами в процесах, що відбуваються в теплообмінних апаратах при температурах нижче  $-70$ °C, а саме передаванням тепла при кінцевій різниці температур і руху матеріальних потоків у замкнених просторах.

## 1.2. Аналіз літературних даних з теплообмінних апаратів

Аналіз процесів, що відбуваються в теплообмінних апаратах низькотемпературних систем, повинен бути заснований на чіткому розумінні критеріїв, за якими здійснюватиметься побудова економічної моделі та оцінюватиметься робота теплообмінника в реальних умовах [3].

Критерії ці нескладно сформулювати, але завдання може виявитися складнішим у деяких випадках.

Є дві великі групи теплообмінників, і кожна група вимагає різних підходів до конструювання та виготовлення.

Більшість існуючих поверхонь теплообміну дублюється у багатьох апаратах, що промисловість виготовляє мільйони ідентичних вузлів. У цьому випадку створення теплообмінників зводиться до виготовлення деякої кількості апаратів різної конструкції, всебічного випробування в межах очікуваних робочих параметрів.

До іншої групи відносяться теплообмінники, у тому числі кріогенні з рідинними теплоносіями, що виготовляються невеликими серіями, для яких недостатньо відомі склад, властивості та здатність до утворення відкладів на поверхні, а швидкості потоків можуть змінюватися протягом короткого проміжку часу. Критерії оцінки мають повною мірою відповідати обом групам теплообмінників.

Першим критерієм є виконання вимог до теплообмінних апаратів за робочими параметрами. Стабільне теплове навантаження повинно забезпечуватися під час роботи апарату при заданих обмеженнях по гідравлічних опорах. Однак ці вимоги в розрахунках задовольняються наближено, оскільки розрахункові критеріальні рівняння, теплофізичні властивості робочих речовин і передбачувані відклади відрізняються від дійсних.

Другий критерій – вимоги до будь-якого елемента енергоперетворювальної системи:

- мінімальна напруга у конструкційному матеріалі при переході апарата в інші температурні умови або наявність за довжиною апарату великого градієнта температур;
- відсутність корозії;
- обмеження вібрацій;
- доступність поверхні для очищення.

Третій критерій – ремонтпридатність апарату. простота обслуговування.

Четвертий критерій – теплообмінний апарат повинен мати мінімальну первісну вартість за умови мінімальних експлуатаційних витрат. Сумарні наведені витрати з апарату повинні прагнути до мінімуму. Останній критерій є економічною моделлю теплообмінника.

Підвищення енергетичної ефективності (економія всіх видів енергетичних ресурсів) і екологічної безпеки (впровадження нових робочих речовин і малоємних систем з ними) є сталою тенденцією в холодильній і теплонасосній техніці. Базуючись на таких підходах, в холодильній техніці з'явилися нові типи теплообмінних апаратів, засновані на мініатюризації конструктивних рішень. Мова йде про кожухопластинчасті теплообмінники.

### 1.3. Аналіз літературних даних з кожухопластинчастих апаратів

Кожухопластинчастий теплообмінний агрегат (рис.1.1) являє собою гібридний варіант, який представляє ідеальне поєднання переваг пластинчастого теплообмінника (компактність, високий коефіцієнт теплопередавання) і кожухотрубного (надійність, високі робочі тиски, високі температури, відсутність прокладок). Сукупність цих факторів веде до зменшення площі теплообміну, компактності апарату, зниження його ваги і вартості, зниження вартості і часу обслуговування [4].

Теплообмінник складається з кожуха 1, в якому розміщений пакет пластин 2. Пакет пластин прикріплюється до передньої плити кожуха 3, на якій розташовані приєднувальні патрубки 4, через які одне із середовищ надходить в пакет пластин.

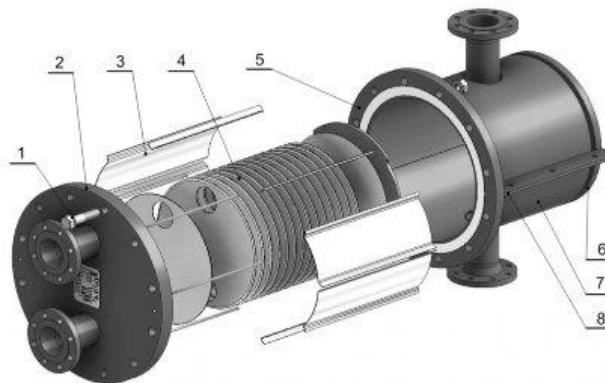


Рисунок 1.1. Кожухопластинчастий теплообмінник [4]

Теплообмінні процеси в даному апараті здійснюються на гофрованій поверхні теплопередавальних пластин, що утворюють паралельні канали складної форми, за якими рухаються гарячі і холодні потоки робочих речовин.

Максимальний рівень теплопередавання досягається шляхом впровадження гофрованих профілів, що турбулізують рухомі потоки. Висока турбулізація потоку не допускає підвищеного відкладення на стінки пластин.

Галузі застосування даної теплообмінної системи визначається його конструкцією підвищеної міцності. Такі установки застосовуються:

1. У системах централізованого теплопостачання в якості конденсатора і випарника.
2. Для комплексів обігріву та охолодження масла.
3. У ролі економайзера і рекуператора для утилізації газів.
4. У схемах, що мають великі і асиметричні потоки рідких робочих речовин.
5. У великій теплоенергетиці, хімічній, нафтовій, металургійній і газовій промисловості.

### ***Основні технічні характеристики кожухопластинчастих теплообмінників***

Потужність – до 100 МВт;

Робоча температура – від -200°C до 600°C;

Максимально допустима температура до 900°C;

Робочий тиск – від -0,1 МПа до 15 МПа;

Максимальна площа теплообміну – 700 м<sup>2</sup>;

Межі в'язкості – до 8,0 Па·с;

Матеріали:

Для пластин:

Hastelloy C22, C276;

Aisi 316L;

Nickel 200;

Titanium, Grade 1;

EN 1.4539, 904L;

EN 1.4547, SMO254;

EN 1.4462, Duplex.

Для кожухів:

St 35.8/1;

P355NL1;

Aisi 316L;

P355NL1;

EN 1.4539, 904L;

EN 1.4547, SMO254.

Ширина каналів – від 3 до 6 мм;

Товщина пластин – підбирається в залежності від тиску (0,6 - 1 мм).

### *Переваги апарату*

- Зменшені габарити при аналогічній продуктивності (в порівнянні з кожухотрубними теплообмінниками);
- Теплові і гідравлічні напруги в круглих пластинах розподілені більш рівномірно, ніж в прямокутних, що знижує ризик утворення тріщин;
- Мала маса;
- Відсутність ущільнень між теплообмінними пластинами;
- Розрахунковий тиск до 200 бар (над);
- Висока стійкість до циклічних навантажень;
- Високий коефіцієнт теплопередавання
- Розбірність конструкції;
- Використання лазерного зварювання при виробництві пакетів пластин;
- Зварні шви з більшою площею контакту, одночасно знижується при зварюванні тепло;
- Менший обсяг зварювальної ванни запобігає утворенню усадочних раковин або пір при кристалізації;
- Поряд з високою швидкістю теплообміну турбулентний потік призводить до більш вираженого ефекту самоочищення і сприяє мінімізації різниці температур;
- До безперечних переваг можна віднести застосовуваний і досить простий метод одностороннього промивання.

### ***Недоліки апарату***

Основним і, напевно, єдиним недоліком кожухопластинчастого теплообмінника є неможливість розбирання теплообмінника по стороні пакета пластин, цей простір доступний тільки для безрозбірного миття хімічними реагентами. З сторони кожуха теплообмінник доступний для чищення.

Однак світовий досвід експлуатації кожухопластинчастих теплообмінних апаратів говорить про широкі можливості застосування теплообмінників такої конструкції для будь-яких середовищ, навіть забруднених (наприклад, сира нафта, нафтова емульсія).

### ***Енергозберігаючі рішення на базі кожухопластинчастих теплообмінників***

Питанням енергозбереження та енергоефективності сьогодні приділяється велика увага. Ця тенденція продиктована постійно зростаючими цінами на енергоносії та посиленням конкурентної боротьби. Промислові підприємства шукають можливість скоротити свої виробничі витрати для зниження собівартості продукції, яку вони випускають

### ***Компанії виробники***

Кожухопластинчасті теплообмінники виробляють такі компанії як: HFM Industry, Sabroe, Vahterus, Tranter, LHE, Машимп.

Багато десятиліть каскадні машини комплектують кожухотрубними конденсаторами-випарниками, що повною мірою задовольняло вимоги до капітальних та експлуатаційних витрат в системі холодопостачання. Сучасний розвиток світової енергетичної галузі, вимагає здійснювати природоохоронні заходи шляхом модернізації існуючих технічних систем.

## 1.4. Розробка вихідних даних для дослідження

Принципову технологічну схему і цикл каскадної машини представлено на рис.1.2.

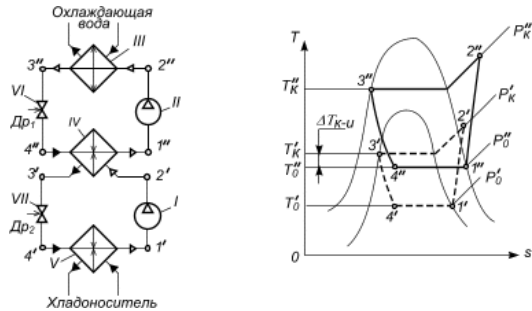


Рисунок 1.2. Технологічна схема і цикл каскадної

У парокompресорній холодильній машині в якості об'єкта охолодження, що віддає тепло на низькому температурному рівні, є «сирій» природний газ [5]. Робочими речовинами в установці використовують низькокиплячі рідини: пропан, етан, з різними індивідуальними

властивостями. Обидві робочі речовини є компонентами природного газу. На низькому температурному рівні робоча рідина – етан кипить і випаровується за низьким тиском і температурою  $T_{oHK}$  при теплообміні з сирим природним газом.

Для забезпечення надійної роботи машини температура етану у випарнику повинна бути нижче мінімальної необхідної температури сирого природного газу на  $5 - 10^{\circ}\text{C}$ .

$$T_{oHK} = T_{CM}^{\min} - \Delta T_{sunHK} = 5...10 \quad (1)$$

Розподіл тисків в нагнітальних лініях обох каскадів холодильної машини рекомендовано робити за принципом рівності максимальних тисків  $p_{кHK} = p_{кBK}$ .

При такому визначенні тисків виникає можливість уніфікації допоміжного обладнання машини, засобів автоматизованого управління і контролю робочих параметрів, що в свою чергу, веде до зниження вартості виготовлення обладнання, будівництва, скорочення термінів розробки та введення системи в експлуатацію, до спрощення ремонту та обслуговування обладнання машини.

Робочий тиск  $p_{кBK}$  в нагнітальній лінії верхнього каскаду холодильної машини вибирають за умови забезпечення стабільної роботи конденсатора

повітряного охолодження в найбільш несприятливих умовах (максимальній температурі навколишнього повітря). Прийmemo, що холодильна машина експлуатується в умовах помірного клімату. За даними синоптиків максимальна температура  $T_{сер}$  вдень в найбільш спекотний місяць літа становить  $27^{\circ}\text{C}$ . Тоді температура конденсації пропану  $T_{кВК}$  буде на 10 град вище максимальної температури навколишнього повітря і буде дорівнювати  $T_{кВК} = 37^{\circ}\text{C}$ , що відповідно до тиску насичення  $p_{кВК} = 1,3$  МПа.

Виходячи з принципу рівності тисків в нагнітальних лініях каскадів, тиск етану в конденсаторі-випарнику становить  $p_{кHK} = 1,3$  МПа, що відповідає температурі конденсації етану  $T_{кHK} = -23^{\circ}\text{C}$ .

Температура кипіння пропану у кожухотрубному конденсаторі – випарнику  $T_{оВК}$  з метою забезпечення стабільної роботи теплообмінника приймають на  $5...10$  град. нижче температури конденсації етану. Світовий досвід проектування пластинчастих теплообмінників встановлює температурний напір на рівні  $3...5$  град, приймаємо температурний напір у новому теплообміннику температуру конденсації етану  $T_{кHK} T_{оВК} = -28^{\circ}\text{C}$ , що відповідає тиску насичення  $p_{оВК} = 1,9$  МПа. За наявності такого температурного режиму роботи зміни здійснюються лише у верхньому каскаді.

## 1.5. Формування схеми верхнього каскаду холодильної машини

Модернізована принципова технологічна схема верхнього каскаду двукаскадної холодильної пропан - етанової машини наведено на рис.1.3.

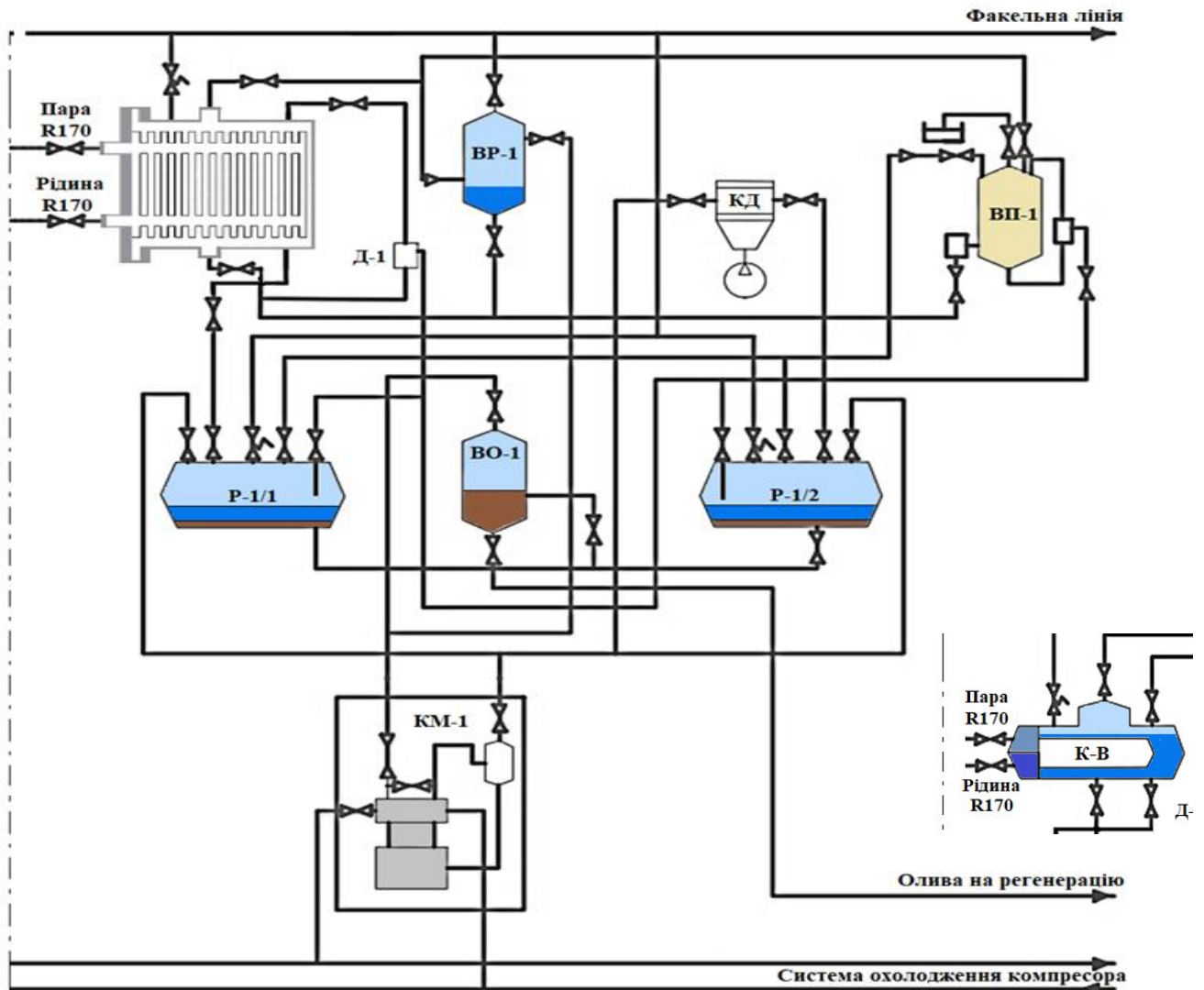


Рис.1.3. Принципова технологічна схема верхнього каскаду

У схемі замість кожухотрубного конденсатора-випарника встановлено кожухопластинчастий. Пери пропану відводяться з конденсатора-випарника КВ через віддільник рідини ВР1 у всмоктувальну лінію компресора верхнього каскаду КМ1, а відокремлена рідина з ВР1 повертається у простір під кожух. Надлишок рідини пропану через регулюючий пристрій зливається у ресивер Р1/1.

З ресивера P1/2 рідкий пропан під власним тиском надходить в дросельний пристрій Д2 і далі поступає у конденсатор-випарник КВ. Робоча пара етану з нижнього каскаду конденсується у блоку пластин. Конденсація пропану відбувається у повітряному конденсаторі, рідина, що утворилася, поступає у ресивер P1/2.

Схема нижнього каскаду аналогічна верхньому. Робоча пара етану з нижнього каскаду конденсується у блоку пластин.

Схема верхнього каскаду має допоміжне технологічне обладнання для забезпечення стабільної і якісної роботи установки. До допоміжного обладнання відносяться ресивери P1/1, P1/2, оливовіддільник ВО1, а також повітровіддільник ВП1. Ресивери призначені для забезпечення стабільної роботи холодильної установки при змінах теплового навантаження, а також виконують роль сепараторів оливи. Олива разом з робочою рідиною з нижньої частини ресивера відводиться в оливовіддільник ВО1, де більш ретельно відділяється від робочого речовини. Далі олива відправляється на регенерацію і повернення в систему змащення компресорів. Очищена рідина холодоагенту верхнього каскаду повертається до відповідного робочого контуру холодильної установки. При заповненні системи холодоагентом або під час роботи системи з навколишнього середовища може потрапити повітря, яке знижує ефективність роботи установки. Для його видалення в схемі передбачено автоматичний повітровіддільник ВП1. З апарату ВП1 повітря з незначною кількістю пари холодоагенту через зворотний клапан надходить в факельну лінію. Також передбачено аварійне скидання робочої речовини з ресиверів і випарників в факельну лінію при підвищенні робочого тиску в апаратах вище допустимого. Для охолодження циліндрів компресора передбачена лінія подавання охолоджуючої рідини.

## РОЗДІЛ 2.

### ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

#### 2.1. Визначення характеристик «сірого» природного газу, що охолоджується [6]

##### *Вихідні дані для розрахунку:*

Продуктивність установки

для охолодження природному газу ..... 50 000 нм<sup>3</sup> / год

Тиск сірого природного газу.....1,4 МПа

Початкова температура природного газу .....12°C

Кінцева температура природного газу .....- 35°C

Склад природного газу, % об'єму:

СН<sub>4</sub> метан.....92,4

С<sub>2</sub>Н<sub>6</sub> етан.....3,4

С<sub>3</sub>Н<sub>8</sub> бутан.....3,3

С<sub>4</sub>Н<sub>10</sub> пропан.....0,9

Параметри окремих компонентів суміші та суміші у цілому визначено за допомогою комп'ютерної програми «РЕФПРОГ» і надано у таблиці 2.1.

##### *Розрахунок холодопродуктивності холодильної машини [6]*

Масова витрата сірого природного газу

$$M_{CM} = V_{CMH} \rho_{CMH}, \text{ кг/с} \quad (2)$$

де,  $V_{CM} = 50000 \text{ нм}^3/\text{год}$  – об'ємна витрата суміші;

$\rho_{CMH} = 0,79 \text{ кг/м}^3$  – густина суміші за нормальними умовами;

$$M_{CM} = 50\,000/3600 \cdot 0,79 = 11,0 \text{ кг/с.}$$

Теплове навантаження на холодильну машину

$$Q_{oHK} = M_{CM} (h_{1CM} - h_{2CM}), \text{ кВт} \quad (3)$$

$$Q_{oHK} = 11,0 \cdot (847 - 721) = 1383 \text{ кВт}$$

де,  $h_{1CM}$ ,  $h_{2CM}$  – ентальпії суміші на вході та виході випарника нижнього каскаду.

Таблиця 2.1. Теплофізичні властивості сирого природного газу, що охолоджується (метан, етан, бутан, пропан)

	Температура (°C)	Тиск (бар)	Густина (кг/м <sup>3</sup> )	Густина рідинної фази (кг/м <sup>3</sup> )	Густина парової фази (кг/м <sup>3</sup> )	Ентальпія (кДж/кг)
1	12,000	14,000	10,247	Перегрітий	10,247	847,15
2	-35,000	14,000	12,621	Перегрітий	12,621	741,66
3	0,00000	1,0000	0,74198	Перегрітий	0,74198	835,89
	Ентальпія рідкої фази (кДж/кг)	Ентальпія парової фази (кДж/кг)	Ентропія (кДж/кг)	Ентропія рідкої фази (кДж/кг)	Ентропія парової фази (кДж/кг)	Тепло провідність (Вт/(м·К))
1	Перегрітий	847,15	5,0449	Перегрітий	5,0449	32,483
2	Перегрітий	741,66	4,6407	Перегрітий	4,6407	26,671
3	Перегрітий	835,89	6,2946	Перегрітий	6,2946	29,976
	Тепло провідність рідкої фази (Вт/(м·К))	Тепло провідність парової фази (Вт/(м·К))	В'язкість (Па·с)	В'язкість рідкої фази (Па·с)	В'язкість рідкої фази (Па·с)	Кінематичн а в'язкість (мм <sup>2</sup> /с)
1	Перегрітий	32,483	10,739	Перегрітий	10,739	0,010479
2	Перегрітий	26,761	9,1686	Перегрітий	9,1686	0,0072646
3	Перегрітий	29,976	10,143	Перегрітий	10,143	0,13671
	Кінематична в'язкість рідкої фази (мм <sup>2</sup> /с)	Кінематична в'язкість парової фази (мм <sup>2</sup> /с)	(мм <sup>2</sup> /с)	(мм <sup>2</sup> /с)	(мм <sup>2</sup> /с)	Pr
1	Перегрітий	0,010479	0,014039	Перегрітий	0,014039	0,74646
2	Перегрітий	0,0072646	0,0094282	Перегрітий	0,0094282	0,77052

3	Перегрітий	0,13671	0,18892	Перегрітий	0,18892	0,72361
	Pr рідкої Фази	Pr парової фази				
1	Перегрітий	0,74646				
2	Перегрітий	0,77052				
3	Перегрітий	0,72361				

## 2.2. Тепловий розрахунок циклу верхнього каскаду [7]

### Вихідні дані для розрахунку:

Температурний режим роботи машини

Температури кипіння пропану -30/-28 °С

Температура конденсації пропану 37°С

Холодопродуктивність верхнього каскаду машини  $Q_{OBK}$  1535 кВт.

Цикл каскаду надано у двох діаграмах на рис.2.3 та 2.4

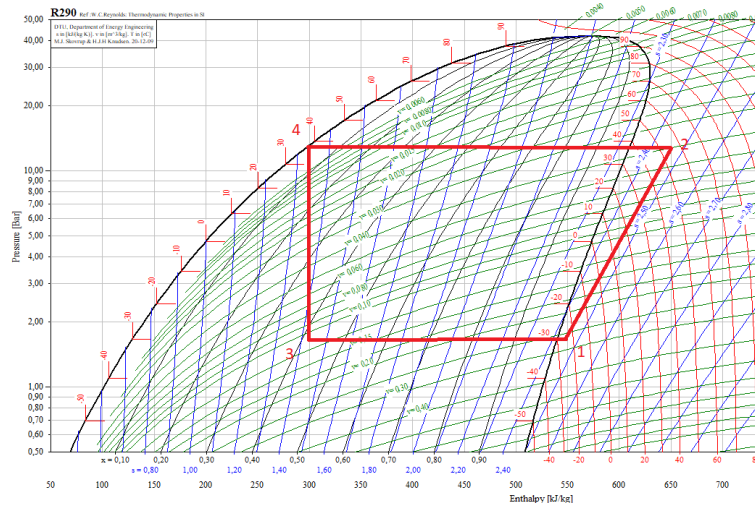


Рис.2.1. Цикл верхнього каскаду у діаграмі  $p-h$  (тиск-ентальпія)

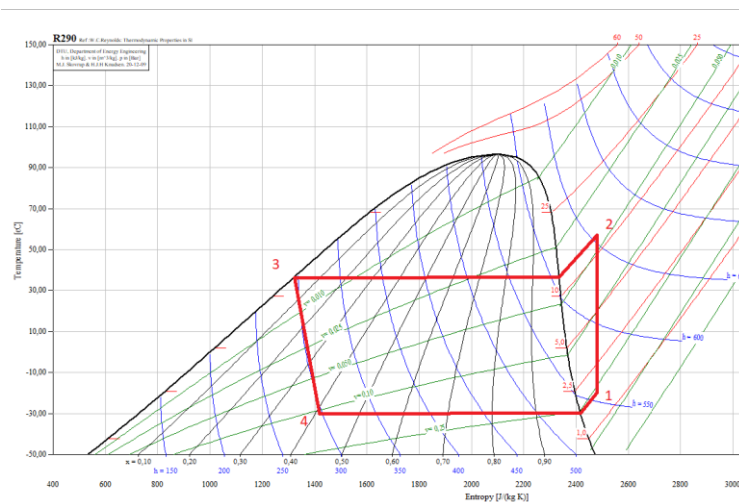


Рис.2.2. Цикл верхнього каскаду у діаграмі  $T-s$  (температура- ентропія).

Процеси у циклі: 1-2 – стиск у компресорі; 2-3 конденсація у конденсаторі;

3-4 – дроселювання; 4-1 – кипіння у конденсаторі-випарнику.

Таблиця 2.2. Параметри у вузлових точках циклу з кожухотрубним конденсатором-випарником (КТК)

Параметри	Одиниці вимірювання	Точки			
		1	2	3	4
Тиск, $p$	бар	1,7	14	14	1,7
Температура, $t$	°С	-25	56	37	-30
Ентальпія, $h$	кДж/кг	550	650	300	300
Об'єм, $v$	м <sup>3</sup> /кг	0.27	0.04		

Таблиця 2.3. Параметри у вузлових точках з кожухопластинчастим конденсатором-випарником (КПК)

Параметри	Одиниці вимірювання	Точки			
		1	2	3	4
Тиск, $p$	бар	1,94	14	14	1,94
Температура, $t$	°С	-23	53	37	-28
Ентальпія, $h$	кДж/кг	554	645	300	300
Об'єм, $v$	м <sup>3</sup> /кг	0.23	0.03		

Результати розрахунку наведено у таблиці 2.4.

Таблиця 2.4. Визначення характеристик циклу верхнього каскаду

Характеристика	Формула для визначення	Одиниці виміру	Величина КТК/КПК	№ Рівняння
Питома масова холодопродуктивність	$q_o = h_1 - h_4$	кДж/кг	250/ 254	<b>4</b>
Питома об'ємна холодопродуктивність	$q_v = q_o / v_1$	кДж/м <sup>3</sup>	926 1194	<b>5</b>
Питома адіабатна робота стиснення	$w_a = h_2 - h_1$	кДж/кг	100 91	<b>6</b>
Питоме теплове навантаження на конденсатор	$q_K = h_2 - h_3$	кДж/кг	350 345	<b>7</b>

Масова витрата агенту	$M_{oBK} = \frac{Q_{oBK}}{q_{oBK}}$	кг/с	6,14 6,04	<b>8</b>
Дійсна об'ємна продуктивність компресора	$V_o = M_a v_1$	м <sup>3</sup> /с	1,66 1,4	<b>9</b>
Коефіцієнт подавання компресора	$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda'_w$		0,76 0,78	<b>10</b>
Коефіцієнт, що враховує мертвий простір	$\lambda_c^{HK} = 1 - c \left[ \left( \frac{p_\kappa}{p_o} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right]$		0,98 0,987	<b>11</b>
Що враховує підігрів	$\lambda'_w = \frac{T_o}{T_\kappa}$		0,78 0,79	<b>12</b>
Теоретична об'ємна продуктивність компресору	$V_h = \frac{V_o}{\lambda}$	м <sup>3</sup> /с	2,18 1,79	<b>13</b>
Адіабатна потужність компресору	$N_a = M_a \cdot w$	кВт	614 550	<b>14</b>
Індикаторна потужність компресору	$N_i = \frac{N_a}{\eta_i}$	кВт	818 695	<b>15</b>
Індикаторний ККД	$\eta_i = \lambda'_w + b t_o$		0,75	<b>16</b>
Потужність тертя	$N_{mp} = V_h \cdot p_{imp}$	кВт	87,2 71	<b>17</b>
Ефективна потужність компресору	$N_e = N_{mp} + N_i$	кВт	905 763.92	<b>18</b>
Коефіцієнт перетворення циклу Карно	$COP_{Карно} = \frac{T_{хол}}{T_{сер} - T_{хол}}$		4,17	<b>19</b>
Карно за температурами циклу	$COP_{Карно} = \frac{T_o}{T_\kappa - T_o}$		2,78	<b>20</b>
Дійсний коефіцієнт перетворення	$COP_o = \frac{Q_{oHK}}{N_{eHK} + N_{eBK}}$		1,27 1,44	<b>21</b>
Теоретична ступінь термодинамічної досконалості	$\eta_{стс} = \frac{COP_o}{COP_{Карно}}$		0,3 0,35	<b>22</b>

Висновок за результатами розрахунків:

- Масова витрата холодоагенту зменшилася на 5%;
- Теоретична об'ємна, продуктивність компресора зменшилася на 18%;
- Ефективна потужність компресора зменшилася на 16%;
- Дійсний коефіцієнт перетворення зріс на 14%.

### 2.3. Вибір компресорів для каскадної машини [2]

Для систем каскадних машин великої продуктивності фірма SABROE пропонує компресори, зразки яких надано на рис.2.3 та 2.4.



Рис.2.3. Зразок гвинтового компресора марки SAB [2]

Компресори серії SAB фірми SABROE великої продуктивності призначені для установки у великі системи холодопостачання з підвищеними вимогами до надійності роботи, продуктивності і економічності експлуатації. Усі елементи конструкції розроблені з урахуванням зручності доступу для обслуговування, що знизить витрати на обслуговування компресора.

Компресори серії SAB великої продуктивності можуть працювати з усіма поширеними холодоагентами.



Рис.2.4. Зразок поршневого компресора SABROE SMC [2]

Компресори серії SMC ідеально підходять для використання в установках середньої та великої продуктивності зі строгими вимогами до надійності роботи. Ці компресори особливо ефективні при роботі з частковим навантаженням і використовують всі основні типи холодоагентів.

## 2.4. Визначення характеристик конденсатора-випарника

### 2.4.1. Загальні умови теплопередавання у апараті [8]

Усе тепло, що відведене при конденсації, визначається як:

$$Q_k = Q_n + Q_{k^*} + Q_{жс} \quad (22)$$

де,  $Q_n$  – тепло зняття перегріву;  $Q_{k^*}$  – тепло конденсації;  $Q_{жс}$  – тепло переохолодження рідини.

Величини теплових потоків, з точки зору фізичних процесів, визначаються:

$$Q_n = \dot{M}_a \cdot q_n; Q_{k^*} = \dot{M}_a \cdot q_{k^*}; Q_{жс} = \dot{M}_a \cdot q_{жс} \quad (23)$$

де,  $\dot{M}_a$  – масова витрата робочої речовини;  $q_n, q_{k^*}, q_{жс}$  – питомі теплові навантаження на ділянках теплопередавальної поверхні апарату.

Масову витрату робочої речовини  $\dot{M}_a$  і теплові навантаження на ділянках визначають з теплового розрахунку холодильної машини [8].

Загальне рівняння тепловіддавання для конденсатора залишається таким, як для будь-якого теплообмінного апарату:

$$Q_i = \alpha_i \cdot F_i \cdot \theta_{mi} \quad (24)$$

Для подальшого аналізу необхідно виокремити рівняння для розрахунку коефіцієнта тепловіддавання робочої речовини для кожної ділянки [8].

На ділянці зняття перегріву пара робочої речовини знаходиться в однофазному стані, тому для розрахунку турбулентної течії газу в круглих каналах можливо використовувати рівняння, за умови  $\varepsilon_l=1$  [8]:

$$\frac{\alpha_n \cdot \lambda_n}{d_{вн}} = 0.021 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43} \cdot \varepsilon_l \quad (25)$$

На ділянці переохолодження однофазний потік рідини рухається або ламінарно, або турбулентно. Для більшості інженерних задач використовується рівняння [8]:

$$\frac{\alpha'_{жс} \cdot \lambda'_{жс}}{d_k} = 3.66 + \frac{0.19 \left[ \text{Pe} \cdot \frac{d_k}{l_n} \right]^{0.8}}{1 + 0.117 \left[ \text{Pe} \cdot \frac{d_k}{l_n} \right]^{0.467}} \quad (26)$$

Аналізуючи результати теплового розрахунку каскадів, перегрівання пари після компресора складає лише 8% від загального навантаження на конденсатор, а переохолодження рідини взагалі відсутнє, тому в аналізі прийматиме участь лише процес безпосередньої конденсації.

Найбільший науковий інтерес при дослідженні конденсації в трубі або каналі становить ділянка руху двофазного потоку, оскільки в замкнутому просторі відбувається процес фазового переходу. Існує досить велика кількість рівнянь різних авторів для розрахунку коефіцієнта тепловіддавання для різних умов застосування. Для холодильних машин найбільше використовується рівняння [8]:

$$q_{F_{вн}} = 0.72 \cdot \theta^{0.75} \left( \frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 g}{\mu d_{вн}} \right)^{0.25} \quad (27)$$

При кипінні вуглеводнів на зовнішній поверхні мідних накатних оребрених труб коефіцієнт тепловіддавання визначають з рівняння [8]:

$$q_{F_{вн}} = 568 p_o^{0.45} \varepsilon^{1.82} \theta^{1.82} F_{зоб} / F_{вн} \cdot \text{Вт/м}^2 \quad (28)$$

### 2.4.2. Розрахунок кожухотрубного конденсатора-випарника з конденсацією R170 у трубі та кипінням R290 у міжтрубному просторі [9]

У холодильних машинах великої продуктивності переважно використовують горизонтальні теплообмінники з подаванням теплоносія у трубний простір, випаровуванням робочої речовини у міжтрубному просторі та організацією парового простору для сепарації крапель рідини. У міжтрубному просторі підтримується постійний рівень киплячої рідини над трубним пучком. Зразок кожухотрубного конденсатора-випарника надано на рис.2.5.

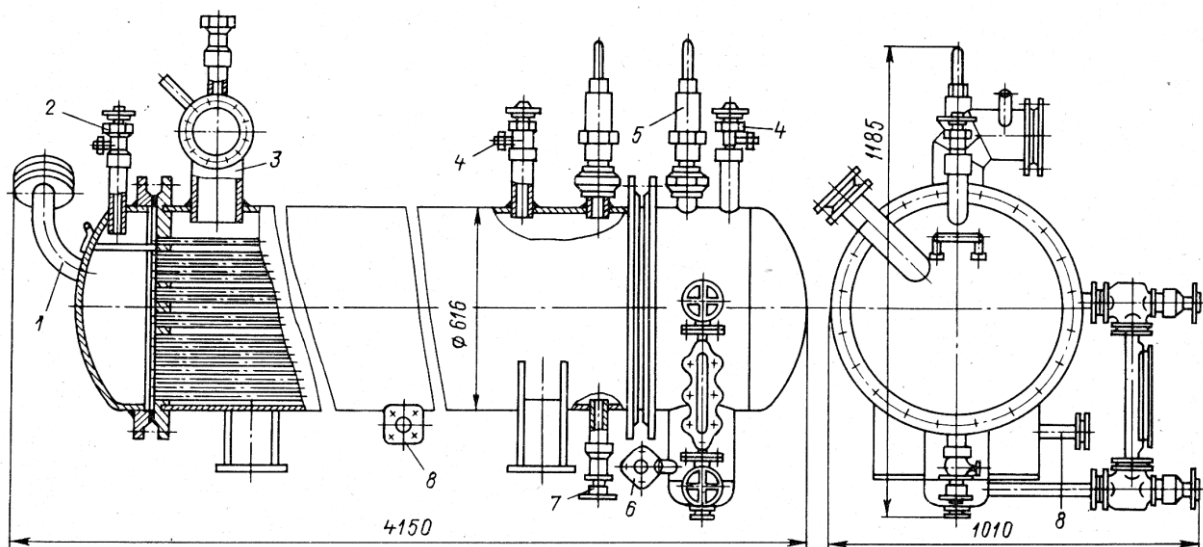


Рисунок 2.5. Конденсатор-випарник: 1 – вхід пари R170;  
 2 – видалення повітря; 3 – вихід пари R-290; 4 – вентиль до манометру;  
 5 – запобіжний клапан; 6 – вихід рідини R170; 7 – видалення оливи;  
 8 – вхід рідини R290

Вихідні дані для розрахунку:

Теплове навантаження  $Q_{oBK} = Q_{кHK} = 1535, \text{ кВт};$

Температура конденсації R170  $T_{кHK} = -23^{\circ}\text{C};$

Температура кипіння R290  $T_{oBK} = -30^{\circ}\text{C};$

Геометрія теплопередавальної поверхні труби [8]

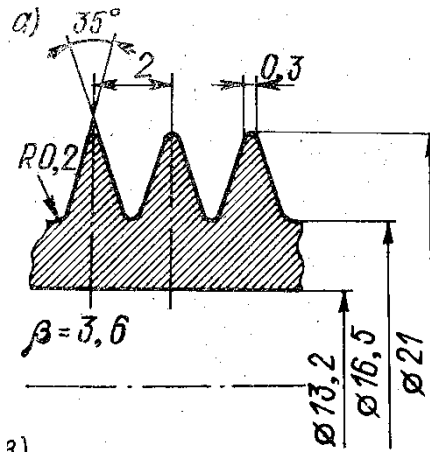


Рис.2.6. Елемент теплопередавальної поверхні

Зовнішній діаметр труби:  $d_0 = 0.0165$  м;

Діаметр виступів ребрення:  $d_3 = 0.021$  м;

Внутрішній діаметр труби:  $d_{\text{вн}} = 0.0132$  м;

Крок ребер:  $u = 0.002$  м;

Матеріал труб/ребер: мідь;

Коефіцієнт ребрення:  $\beta = 3.6$ ;

Розташування труб в пучку: шахове;

Форма ребра: накатане;

Теплофізичні властивості R170 при  $T_k = -23$  °C [8]:

- динамічна в'язкість  $\nu = 78,95 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;
- коефіцієнт теплопровідності  $\lambda = 0,109$  Вт/(м·К);
- густина  $\rho = 447,8$  кг/м<sup>3</sup>;
- теплоємність  $c = 2$  кДж/кг·К;
- питома теплота пароутворення  $r = 372$  кДж/кг;
- тиск  $p_k = 13$ , бар;

Теплофізичні властивості R290 при  $T_k = -30$  °C [8]:

- динамічна в'язкість  $\nu = 160 - 7/04 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;
- коефіцієнт теплопровідності  $\lambda = 0,118 - 0/013$  Вт/(м·К);

- густина  $\rho=558,28/4,938$  кг/м<sup>3</sup>;
- теплоємність  $c=2,34 /1,56$ кДж/(кг·К);
- питома теплота пароутворення  $r=404$  кДж/кг;
- тиск  $p_k = 1,7$  бар;

*Тепловіддавання при конденсації R170*

Згідно до рів.27 густина теплового потоку становить

$$q_{F_{\text{вн}}} = 0.72 \cdot \theta^{0.75} \left( \frac{372 \cdot 447,8^2 \cdot 0,109^3 \cdot 9,8}{78,95 \cdot 10^{-6} \cdot 0,0132} \right)^{0.25} = 3371\theta^{0.75} \text{ Вт/м}^2$$

де,  $\theta$  – температурний напір між робочою речовиною і стінкою.

Результати розрахунків наведено у таблиці 2.4.

Таблиця 2.5. Густина теплового потоку з сторони етану, що конденсується, в залежності від температурного напору між агентом і стінкою

$\theta$	1	2	3	4	5	6
$q_F$	3371	5660	7684	9534	11281	12923

*Тепловіддавання при кипінні R290*

Згідно до рів.28 густина теплового потоку становить

$$q_{F_{\text{вн}}} = 568 \cdot 6,57^{0.45} \cdot \theta^{1.82} \cdot 3,6 = 4770\theta^{1.82} \quad (29)$$

де,  $\theta$  – температурний напір між робочою речовиною, що кипить, і стінкою.

Результати розрахунків наведено у таблиці 2.5.

Таблиця 2.6. Густина теплового потоку з сторони пропану, що кипить, в залежності від температурного напору між агентом і стінкою

$\theta$	1	2	3	4	5	6
$q_{R290}$	4471	15786	35911	58000	89600	116525

Визначаємо густину теплового потоку в апараті графоаналітичним методом, наданим на рис.2.7.

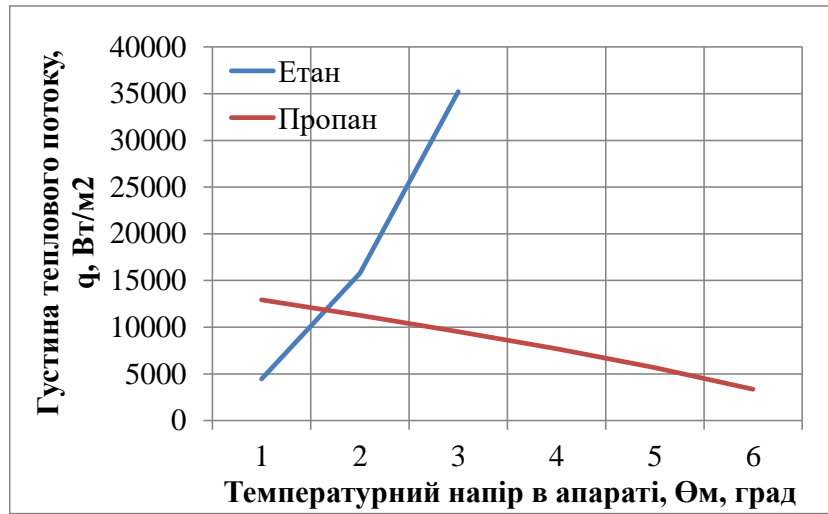


Рис.2.7. Графоаналітичний метод визначення густини теплового потоку в апараті

Розрахункова густина теплового потоку  $q = 11000 \text{ Вт/м}^2$

Температура стінки  $T_{ст} = -28.3^\circ\text{C}$

*Конструктивний розрахунок конденсатора-випарника*

Розрахункова внутрішня теплопередавальна поверхня апарата

$$F_{вн} = Q_{КВ} / q_{F_{вн}} = 1535 \cdot 10^3 / 11000 = 140, \text{ м}^2 \quad (30)$$

Загальна довжина усіх труб у конденсаторі-випарнику

$$L = F_{вн} / \pi d_{вн} = 140 / 3,14 \cdot 0,0132 = 3377, \text{ м} \quad (31)$$

Загальна кількість труб в апараті: в залежності від довжини апарату

$$n_3 = L / l = 3377 / 3 = 1125 \quad (32)$$

$$n_4 = L / l = 3377 / 4 = 844 \quad (33)$$

$$n_5 = L / l = 3377 / 5 = 675 \quad (34)$$

Крок труб по горизонталі  $s$  визначають з співвідношення [8]

$$s = 1,5 \cdot d_{зоб} = 1,5 \cdot 0,021 = 0,03, \text{ м} \quad (35)$$

Визначаємо  $m$  – кількість труб по діагоналі зовнішнього шестигранника згідно до рекомендацій роботи [3]:  $m_1=37$ ,  $m_2= 33$ ,  $m_3=29$ .

Діаметр трубної решітки:

$$D_1 = ms = 37 \cdot 0,03 = 1,11, \text{ м} \quad (36)$$

$$D_1 = ms = 33 \cdot 0,03 = 0,99, \text{ м} \quad (37)$$

$$D_{\text{вн}} = ms = 29 \cdot 0,03 = 0,87, \text{ м} \quad (38)$$

Обираємо конденсатор-випарник довжиною 4000 мм та діаметром трубної решітки 900 мм. Орієнтовно габарити апарату 1500\*1200 4399мм. Об'єм простору, що займає апарат – 7,7м<sup>3</sup>.

Прототипом конденсатора-випарника, що проектується, може бути конструкція кожухотрубного горизонтального випарника затопленого типу ИТР-400. Характеристики: площа передавальної поверхні 134 м<sup>2</sup>, діаметр кожуху – 1200 мм, довжина кожуху – 3870 мм, кількість труб – 960, маса – 6068 кг, середній температурний напір в апараті – 7 град.

Апарат складається з корпусу циліндричної форми. Корпус обмежений з одного боку еліптичним днищем, з другого – розподільною камерою. До кришки розподільної камери приварюється перегородка. Усередині корпусу розташований трубний пучок. Трубний пучок обмежений трубними решітками, у яких закріплені теплообмінні труби. Рухлива решітка обмежена плаваючою головкою, яка служить для компенсації температурних деформацій. Зовні до корпусу приварені штуцери для входу-виходу робочих речовин та технологічні штуцери. Апарат спирається на сідлові опори, приварені до нижньої частини апарату. Одна опора виконується рухомою, друга – нерухомою. Днище з корпусом апарату поєднані зварюванням, а розподільна камера прикріплюється до корпусу за допомогою фланцевого з'єднання. Перегородка до кришки розподільної камери приварена. Принцип роботи апарату є такий: потік рідкого R290 подається в штуцер міжтрубного простору, де кипить. Пара, що утворилася, відводиться зверху апарата. Внаслідок того холодний потік R170 змінює свій агрегатний стан. Низькокиплячий компонент у вигляді рідини виводиться через штуцер, що розташовано у нижній частині кожуха.

### Вибір конструкційних матеріалів

При виборі конструкційних матеріалів основних елементів апарату враховуються такі його найважливіші властивості: міцність, корозійна стійкість при агресивному впливі середовища, фізичні властивості, технологічні характеристики, мала схильність до старіння, склад і структура матеріалу, вартість і можливість його отримання, наявність стандарту або затверджених технічних умов на його постачання (техніко-економічні показники). Усі деталі апарату (за виключенням труб) виконано з корозійно-стійких сталей марок Х18Н9Т, 09Г2С та ін. Труби – мідні, зовні оребрені; кінці труб розвальцьовані у трубних решітках, приварених до обичайки. Найбільший робочий тиск 1,5 МПа, пробний тиск – 2.2 МПа [9].

#### Розрахунок товщини стінки обичайки апарату

Циліндричні обичайки апаратів, товщина стінки яких не перевищує 10% внутрішнього діаметра  $D_{вн}$ , називають тонкостінними.

Розрахункова схема обичайки представлена на рис.2.8.

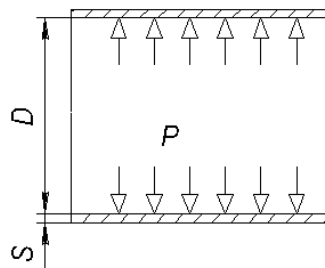


Рис.2.8. Схема обичайки до розрахунку

Розрахунок товщини стінки здійснюється за рівнянням [9].

$$s_p = p_n D / (2[\sigma]_n \varphi - p_n) = 2 \cdot 1000 / (2 \cdot 180 - 2) = 5,58, \text{ мм} \quad (39)$$

Тут  $p_n = 2,0$  МПа – пробний тиск;  $D = 1000$  мм – діаметр трубної решітки;  $[\sigma]_n, \varphi$  – допустима напруга для сталі та коефіцієнт міцності поздовжнього зварного шва [8].

По ДСТУ 3-17-191-2000 мінімальна товщина корпусу для теплообмінного апарату при діаметрі корпусу 1000мм має бути не менше 6 мм.

### *Розрахунок товщини стінки глухої кришки апарату*

Кришка працює тільки під внутрішнім тиском. Розрахункова товщина стінки еліптичної кришки визначається із співвідношення:

$$s_p = \max\{s_{pp}, s_{pe}\} \quad (40)$$

де,  $s_{pp}$  – s розрахункова товщина стінки еліптичної кришки за робочих умов;

$s_{pe}$  – розрахункова товщина стінки еліптичної кришки за умов гідровипробувань.

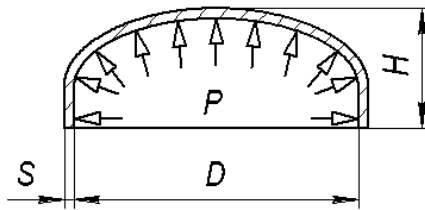


Рис.2.9. Еліптична кришка

Розрахункову товщину стінки для еліптичної кришки можна визначити як:

за робочих умов

$$s_{pp} = p_{кнк} D / (2\varphi[\sigma] - 0,5 p_{кнк}) \quad (41)$$

$$s_{pp} = 2 \cdot 1000 / (2 \cdot 180 - 0,5 \cdot 2) = 5,57 \quad (42)$$

де,  $\varphi=1$  оскільки кришка цільноштампована.

за умови гідровипробувань

$$s_{pp} = 2 \cdot 1000 / (2 \cdot 180 - 0,5 \cdot 2) = 5,57 \quad (43)$$

Приймаємо товщину еліптичної кришки відповідно до ДСТУ 3-17-191-2000, що дорівнює  $S=6$  мм.

*Маса апарату у комплекті з арматурою*

Загальна маса становить

$$m = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + m_5, \text{ кг} \quad (44)$$

У рівнянні:  $m$  – маса корпусу;  $m_1$  – маса еліптичної кришки;  $m_2$  – маса розподільної камери;  $m_3$  – маса патрубків;  $m_4$  – маса трубного пучку;  $m_5$  – маса трубної решітки. Приймаємо узагальнену масу апарату згідно до прототипу –  $m = 6000$  кг.

Об'єм простору, що займає апарат –  $4600 * 1500 * 1400 = 9,66 \text{ м}^3$

### 2.4.3. Розрахунок кожухопластинчастого конденсатора-випарника з конденсацією R170 у пакеті пластин та кипінням R290 у просторі під кожухом [9]

У холодильних установках великої продуктивності переважно використовують кожухопластинчасті моделі у якості водяних конденсаторів або випарників з проміжним холодоносієм. В обох випадках фазові перетворення холодоагенту здійснюються у міжкasetному просторі під кожухом, чим забезпечено організацію парового простору для сепарації крапель рідини. У міжтрубному просторі підтримується постійний рівень киплячої рідини. Пропонується конструювати теплообмінник за принципом попередньої кожухотрубною моделі: конденсація R170 у пакеті пластин та кипіння R290 у просторі під кожухом [8]. Зразок кожухопластинчастого конденсатора-випарника надано на рис.2.10.

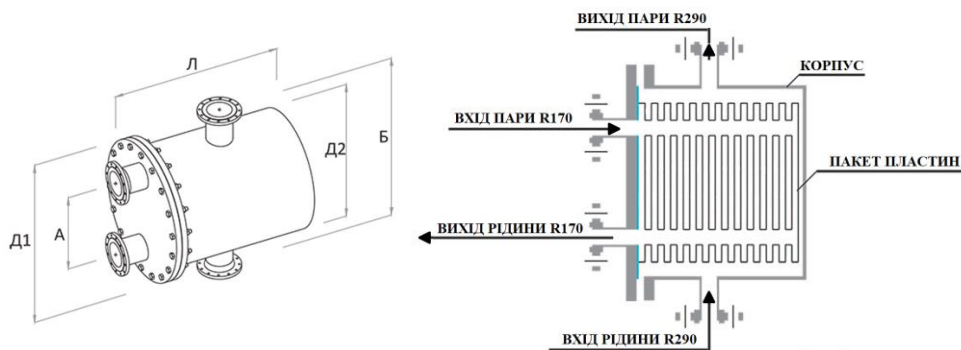


Рисунок 2.10. Конденсатор-випарник: а – загальний вигляд; б – схема організації потоків.

Вихідні дані для розрахунку:

Теплове навантаження  $Q_{oBK} = Q_{кHK} = 1535, \text{ кВт};$

Температура конденсації R170  $T_{кHK} = -23^{\circ}\text{C};$

Температура кипіння R290  $T_{oBK} = -28^{\circ}\text{C};$

Масова витрата R170  $M_{HK} = 3,79 \text{ кг/с}$

Масова витрата R290  $M_{BK} = 6,04 \text{ кг/с}$

Геометричні характеристики пластин:

Діаметр пластин –	$a = 700\text{мм};$
Товщина пластини –	$\delta = 1\text{мм};$
Ширина каналу	$u = 3\text{мм}.$

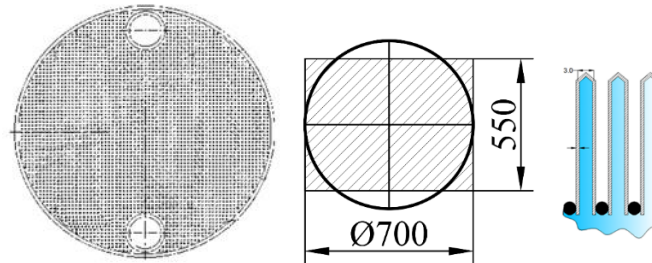


Рисунок 2.11. Характеристика теплообмінної поверхні

Теплообмінна поверхня однієї пластини

$$f_{in} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot 2 = \frac{\pi \cdot 0,7^2}{2} = 0,77 \text{ м}^2 \quad (45)$$

Умова висота прямокутної пластини, теплообмінна поверхня якої дорівнює пластині, що має форму кола, і ширину, що дорівнює діаметру, становить.

$$\frac{\pi \cdot D^2}{4} = y \cdot D \Rightarrow y = \frac{\pi \cdot 0,7}{4} = 0,55 \text{ м} \quad (46)$$

Живий перетин однієї касети:

$$f_{1к} = D \cdot u = 0,7 \cdot 0,003 = 0,0021 \text{ м}^2 \quad (47)$$

Теплофізичні властивості R170 при  $T_k = -23 \text{ °C}$  [8]:

- динамічна в'язкість  $\nu = 78,95 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$
- коефіцієнт теплопровідності  $\lambda = 0,109 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$
- густина  $\rho = 447,8 \text{ кг}/\text{м}^3;$
- теплоємність  $c = 2 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$
- питома теплота пароутворення  $r = 372 \text{ кДж}/\text{кг};$
- тиск  $p_k = 13, \text{ бар}.$

Теплофізичні властивості R290 при  $T_k = -28^\circ\text{C}$  [8]:

- динамічна в'язкість  $\nu = 160 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;
- коефіцієнт теплопровідності  $\lambda = 0,118 - 0,013 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;
- густина  $\rho = 558,28/4,938 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;
- теплоємність  $c = 2,34 / 1,56 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ;
- питома теплота пароутворення  $r = 404 \text{ кДж}/\text{кг}$ ;
- тиск = 1,94 бар.

Тепловіддавання при конденсації R170

Коефіцієнт тепловіддавання при конденсації холодоагенту у вертикальних щілинних каналах

$$\alpha_k = 0.2 \cdot \alpha_{R170} \cdot Re^{0.12} \cdot Pr^{-0.33} = 0,2 \cdot 2650 \cdot 1,4^{-0.33} Re^{0.12} = 474 Re^{0.12} \quad (48)$$

Об'ємна витрата пари агента:

$$V_{R170} = M_{R170} \cdot v_5 = 3,79 \cdot 0,047 = 0,178 \text{ м}^3/\text{с} \quad (49)$$

Швидкість руху пари R170 на вході у кас

$$w_n = \frac{2 \cdot V_{\text{пл}}}{f_{1,к} \cdot n} = \frac{0,178 \cdot 2}{0,0021 \cdot n} = 169 / n, \text{ м} / \text{с} \quad (50)$$

$n$  – кількість пластин в апараті.

Критерій Рейнольдса:

$$Re_n = \frac{w_n \rho_n y_e}{\mu_n} = \frac{169 \cdot 21,28 \cdot 0,55}{n \cdot 8,5 \cdot 10^{-6}} = 232 \cdot 10^6 / n \quad (51)$$

Коефіцієнт тепловіддавання R170 для нерухомої пари на вертикальній стінці висотою  $y$ .

$$\alpha_{R170} = 0.725 \cdot \sqrt[4]{\frac{(g \cdot r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3)}{\mu \cdot \theta \cdot y}} = 0.725 \cdot \sqrt[4]{\frac{9.8 \cdot 372000 \cdot 447,8^2 \cdot 0.109^3}{78,05 \cdot 10^{-6} \cdot \theta \cdot 0.7}} = 1434 \theta^{0.25} \quad (52)$$

$\theta$	1	2	3	4
$\alpha_{R170}$	1434	1705	1887	2027

Для каналів, виконаних з пластин, середній коефіцієнт тепловіддавання на 70% вище,

$$\alpha_{R290} = 1434 \cdot 1.7 = 2438 \text{ Вт/м}^2\text{К} \quad (53)$$

Коефіцієнт тепловіддавання

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 2438 \cdot 1,4^{-0,33} Re^{0,12} = 436 Re^{0,12} \quad (54)$$

Питомий тепловий потік:  $q_a = \alpha_a \cdot \theta_a n$  (55)

Результати розрахунків густини теплового потоку в залежності від кількості пластин надано у таблиці 2.7.

Таблиця 2.7. Результати розрахунків тепловіддавання при конденсації R170 у вертикальних щілинних каналах

$n$ , шт.	$w_n$ м/с	$Re_n$ $10^{-6}$	$\alpha_k$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$q_k$ (Вт/м <sup>2</sup> К) $T_k - T_{cm} = 1$
180	0,94	1,29	2559	2559
200	0,845	1,16	2512	2512
220	-0,77	1,05	2484	2484
260	0,65	0,89	2430	2430

*Тепловіддавання при кипінні R290*

Коефіцієнт тепловіддавання при кипінні холодоагенту у вертикальних щілинних каналах визначається за рівнянням

$$\alpha = 3,0(Re'')^{0,3} (Bo)^{0,33} \frac{\lambda}{d_b} = 3,0 \cdot (Re'')^{0,3} \cdot 7,87^{0,33} \cdot 0,118 / 0,006 = 116(Re'')^{0,3} \quad (56)$$

Об'ємна витрата пари агента, що виходить з каналу:

$$V_a = M_{a(III)}^{квс} \cdot v_5 = 6,04 \cdot 0,23 = 1,389 \text{ м}^3/\text{с} \quad (57)$$

Швидкість пари на виході з каналу в залежності від кількості пластин

$$w_a = \frac{2V_a}{f_{1,к} \cdot n} = \frac{1,389 \cdot 2}{0,0021 \cdot n} = 1322 / n \quad (58)$$

Критерій Рейнольдса

$$Re_n = \frac{w \rho_n y_e}{\mu_n} = \frac{1322 \cdot 21,28 \cdot 0,55}{n \cdot 8,5 \cdot 10^{-6}} = 1820 \cdot 10^6 / n \quad (59)$$

Критерій Бонда

$$Bo = g \rho d_b^2 / \sigma = 9,8 \cdot 558 \cdot 0,006^2 / 0,025 = 7,87 \quad (60)$$

Питомий тепловий потік в залежності від кількості пластин  $q_a = \alpha_a \cdot \theta_a$  (61)

Результати розрахунків густини теплового потоку у залежності від кількості пластин надано у таблиці 2.8.

Таблиця 2.8. Результати розрахунків тепловіддавання при кипінні R290 у вертикальних щілинних каналах

n	$w_n$ м/с	$Re_a 10^{-6}$	$\alpha_k$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$q_k$ (Вт/м <sup>2</sup> К) $T_k - T_{cm} = 1$
180	7,34	10	14600	14600
200	6,61	9,0	14150	14150
220	6,0	8,3	13800	13800
260	5,0	7,0	13120	13120

Визначення густини теплового потоку в апараті в залежності від кількості пластин здійснено графоаналітичним методом, наданим на рис. 2.12.

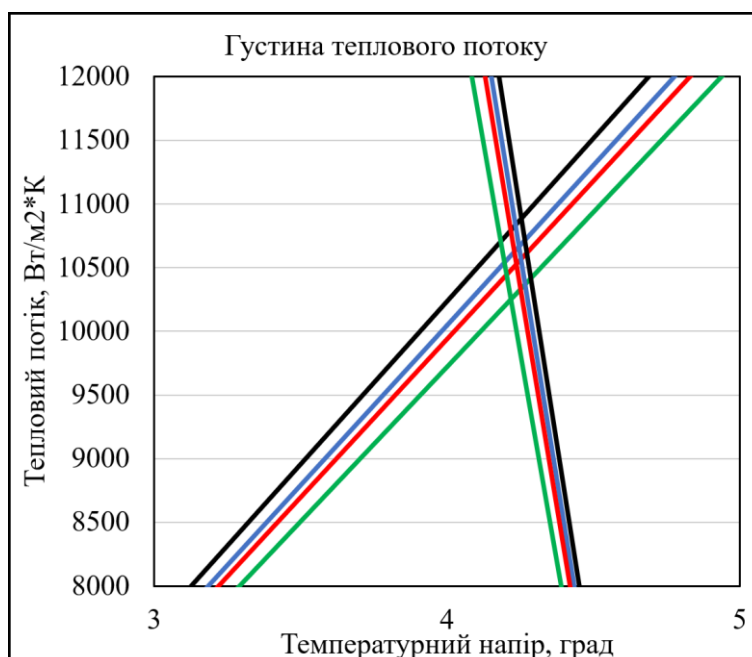


Рисунок 2.12. Графоаналітичний метод визначення густини теплового потоку в залежності від температурного напору  $\theta$  в апараті та кількості касет

Теплопередавальна поверхня апарату:

$$F = f_{ln} \cdot n = 0.77 \cdot n \quad (62)$$

Дійсне теплове навантаження на апарат:

$$Q_k = q \cdot F \quad (63)$$

Розрахункову густину теплового потоку в апараті, теплопередавальну поверхню та теплове навантаження в залежності від кількості пластин надано у таблиці 2.9.

Таблиця 2.9. Результати розрахунків характеристик апарату

n	180	200	220	260
q, Вт/м <sup>2</sup>	10900	10700	10500	10250
F, м <sup>2</sup>	138,6	154,0	169	200
Q <sub>к</sub> , Вт	541260	519920	482090	436500

У графічній формі функції надано на рис.2.13-2.15.

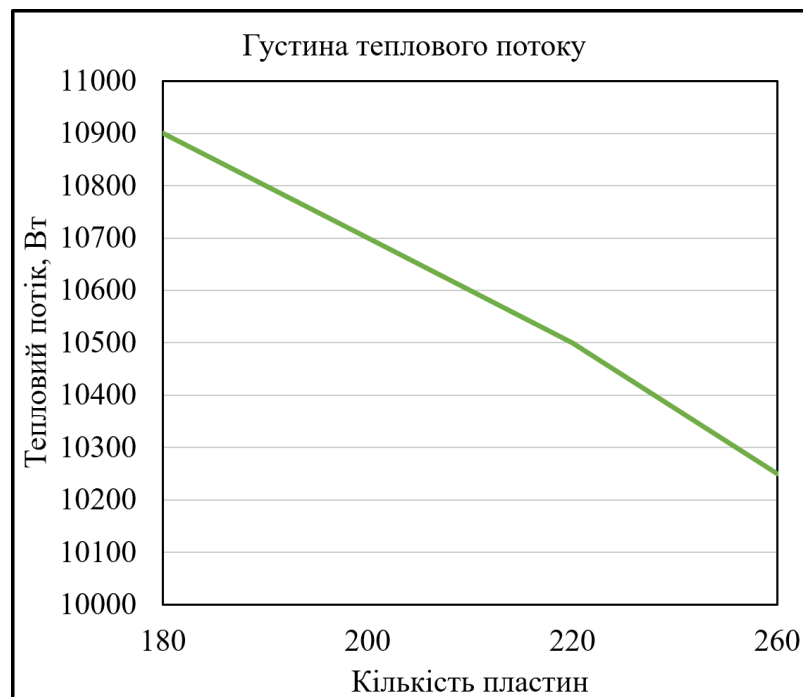


Рисунок 2.13. Залежність розрахункової густини теплового потоку в апараті від кількості пластин

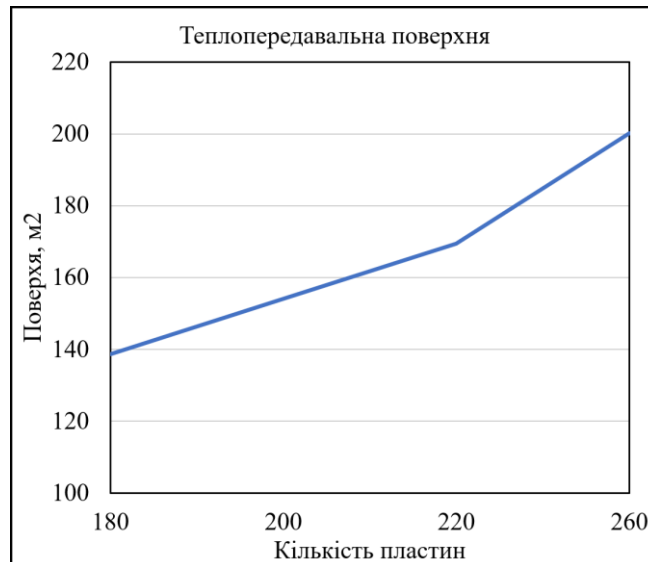


Рисунок 2.14. Залежність величини теплопередавальної поверхні апарату від  
пластин

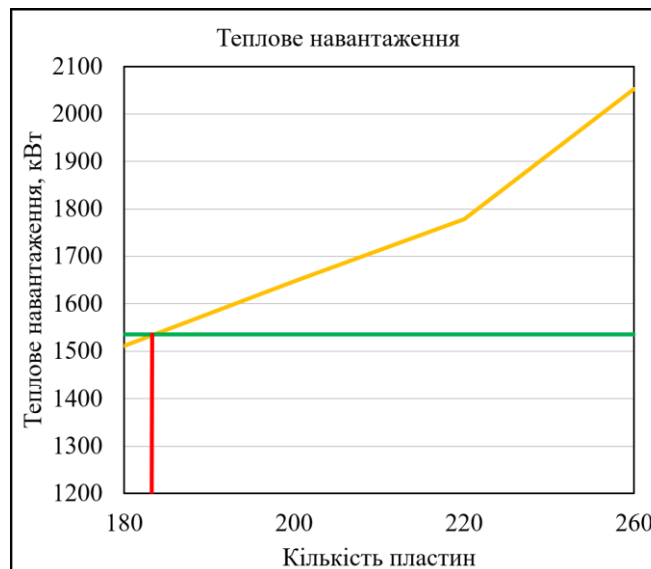


Рисунок 2.15. Залежність дійсного теплового навантаження на апарат від  
кількості пластин

На підставі отриманих результатів робимо висновок, що параметри конденсатора-випарника задовольняє блок з 185 пластин.

*Конструктивний розрахунок апарату*

Внутрішній діаметр кожуху 770 мм

Довжина блоку касет  $0,004 \cdot (185 + 2) = 0,750$  м

Габаритні розміри апарату з патрубками та рамою 1000\*1000\*1200 мм

Об'ємні габарити апарату 1,2 м³.

## 2.5. Порівняльний аналіз конструкцій конденсаторів-випарників

Порівняння виконується для двох конструкцій конденсатора-випарника кожухотрубного та кожухопластинчастого. Для аналізу використано конструктивні характеристики (можливі капітальні витрати) та енергетичні характеристики циклу машини (можливі експлуатаційні витрати).

Результати розрахунків надано у таблиці 2.10.

Таблиця 2.10. Співставлення характеристик теплообмінників КТТ та КПТ

№	Характеристика	Одиниці виміру	Кожухотрубний апарат	Кожухопластинчастий апарат
1	Теплове навантаження	кВт	1535	1535
2	Температурний режим КВ $T_{кнк}/T_{овк}$	°С	-30/-23	-28/-23
3	Температурний папір в апараті	град	сім	п'ять
4	Густина теплового потоку	Вт/м <sup>2</sup> К	11000	10900
5	Холодопродуктивність каскадної машини	кВт	1384	1384
6	Маса апарату	кг	6000	900
7	Габарити апарату	мм	4600*1500* *1400	1000*1000* *1200
8	Об'ємний простір, що займає апарат	м <sup>3</sup>	9,66	1,2

### *Висновки за результатами аналізу*

За однаковим тепловим навантаженням конденсатора-випарника зменшився температурний напір в апараті. Температурний режим нижнього каскаду залишився без змін. Температурний режим верхнього каскаду змінився за підвищенням температури кипіння, при цьому зменшилася витрата холодоагенту.

Співставлення констатує зменшення маси та габаритів апарату та об'єм простору, що займає апарат. Змінився термін ремонтних робіт, технологія очищення апарату, як наслідок ,експлуатаційні витрати на апарат.

## 2.6. Вибір допоміжного обладнання

Для забезпечення стабільної роботи холодильної установки при коливаннях теплового навантаження, зміна температури навколишнього середовища, роботи установки при відключених компресорах необхідно мати запас робочої речовини у рідкому стані, що забезпечить роботу випарника, а, відповідно, й установки загалом. Для уникнення захлинання випарника рідиною, необхідно передбачати скидання надлишків рідини. Для вирішення вказаних проблем холодильна установка оснащується допоміжним ємнісним обладнанням – ресиверами. Додатково ресивери виконують роль оливовіддільників. Олива збирається в нижній частині ресивера і відводиться через нижній штуцер у віддільник, де проводиться більш ретельне поділ суміші оливи та робочої речовини. Рідка робоча речовина повертається у холодильний контур, а олива відправляється на регенерацію. Суміш з повітря та газу збирається у верхній частині ресивера і з неї поступає в повітровіддільник. Там пара робочої речовини конденсується, в іншій порожнині, а повітря відводиться у факельну лінію. Вибір ресивера базується на розрахунку забезпечення 30 хвилинної роботи випарника за рахунок рідкого холодоагенту, що є у ресивері. Витрата пропану, що циркулює у верхньому каскаді холодильної установки  $M_{HK} = 6,04$  кг/с, тоді півгодинний запас етану складе:

$$V_p = M_{HK} \tau / \rho = (6,04 \cdot 1800) / 558 = 19,5 \text{ м}^3 \quad (64)$$

Максимальний об'єм заповнення устаткування ресиверів за рекомендаціями фахівців становить 85%. Тоді необхідна ємність ресиверів  $V_p = 19,5 / 0,85 = 23,0 \text{ м}^3$ .

Схемою передбачено в одному каскаді 2 ресивери, один з яких забезпечує збирання сконденсованого пропану з конденсатора а другий - накопичення надлишок рідкого пропану з конденсатора – випарника. Тоді приймаємо два ресивери об'ємом  $12 \text{ м}^3$  кожен

## **2.7. Елементи охорони праці та техніки безпеки при експлуатації машини [10]**

Охорона праці – це система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці. Завдання охорони праці – звести до мінімальної ймовірності ураження або захворювання працюючого з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів [10].

### ***Розміщення обладнання***

Виробниче обладнання та робоче місце оператора повинно розташовуватися з урахуванням фізіологічних і психологічних можливостей людини і його антропометричних даних. Необхідно забезпечити можливість швидкого правильного зчитування показань контрольно-вимірювальних приладів і чіткого сприйняття сигналів. Наявність великої кількості органів управління і приладів (шкал, кнопок, рукояток, світлових і звукових сигналів) викликає підвищене стомлення оператора. Органи управління повинні бути надійними, легкодоступними і добре помітними, зручними у користуванні. Їх розташовують або безпосередньо на обладнанні, або виносять на спеціальний пульт, віддалений від устаткування на деяку відстань. Всі види технологічного обладнання повинні бути зручні для огляду, змашування, розбирання, налагодження, прибирання, транспортування, установки і управління ними в роботі.

### ***Електробезпека***

Електробезпека – це система організаційних і технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливого і небезпечного впливу

електричного струму, електричної дуги, електромагнітного поля і статичної електрики.

Проходячи через організм, електричний струм надає термічну, електролітичну і біологічну дії.

Різноманіття дій електричного струму часто призводить до різних електротравм, які умовно можна звести до двох видів: місцевим електротравмам і загальним електротравмам (електричним ударам).

Захисне заземлення – навмисне електричне з'єднання з землею або з її еквівалентом металевих неструмоведучих частин, які можуть опинитися під напругою.

Призначення захисного заземлення – усунення небезпеки ураження людей електричним струмом при появі напруги на конструктивних частинах електрообладнання, тобто при замиканні на корпус.

Область застосування захисного заземлення – трифазні трипровідні мережі напругою до 1000 В з ізольованою нейтраллю і вище 1000 В з будь-яким режимом нейтралі

Захисного заземлення підлягають металеві неструмоведучі частини обладнання, які через несправність ізоляції можуть опинитися під напругою і до яких можливий дотик людей і тварин. При цьому в приміщеннях з підвищеною небезпекою і особливо небезпечних за умовами ураження струмом, а також в зовнішніх установках заземлення обов'язковий при номінальному напрузі електроустановки вище 42 В змінного і вище 110 В постійного струму, а в приміщеннях без підвищеної небезпеки – при напрузі 380В і вище змінного і 440В і вище постійного струму.

### ***Пожежна безпека***

Пожежна безпека може бути забезпечена заходами пожежної профілактики і активного пожежного захисту. Поняття пожежної профілактики включає комплекс заходів, необхідних для запобігання виникненню пожеж або зменшення його наслідків. Під активною пожежної

захистом розуміються заходи, щоб забезпечити успішну боротьбу з виникаючими пожежами або вибухонебезпечною ситуацією. Основною причиною 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 видом вогнегасних засобів поділяють на рідинні, вуглекислотні, хімічні, повітряно-пінні, хладонові, порошкові і комбіновані. У рідинних вогнегасниках застосовують воду з добавками (для поліпшення змочуваності, зниження температури замерзання і т.д.), в вуглекислотних – знижену двоокис вуглецю, в хімічних – водянні розчини кислот і лугів, в хладонових – хладони 114В2, 13В1, в порошкових – порошки ПС, ПСБ-3, ПФ, П-1А, СІ-2. Вогнегасники маркуються буквами, що характеризують вид вогнегасника за розрядом, і цифрою, яка позначає його місткість (об'єм).

Більш перспективну дію вогнегасних засобів мають речовини, які ефективно гальмують хімічні реакції в полум'ї, тобто надають на них інгібуючу вплив, в яких один або кілька атомів водню заміщені атомами галоїдов (фтору, хлору, броду).

### ***Монтаж конденсаторів-випарників***

Способи монтажу та технологія ремонту теплообмінників різні та визначаються їх конструкцією, розташуванням у просторі та щодо інших апаратів технологічної установки, а також умовами експлуатації.

### ***Обслуговування кожухопластинчастих апаратів***

Інструкція з експлуатації служить посібником для встановлення, експлуатації та обслуговування кожухопластинчастих теплообмінників. КПП розрахований та виготовлений відповідно до унікальних експлуатаційних умов, виходячи із заданих Замовником параметрів: тиску, втрат тиску температур, витрат або потужності теплопередачі, типу та складу теплоносіїв.

Якщо виникає потреба у зміні експлуатаційних умов, необхідно консультиватися зі спеціалістами. КППТ може використовуватися за нових експлуатаційних умов лише після того, як фахівці фірми-виробника досліджували, схвалили та змінили документацію на КППТ.

Теплообмінники розраховуються та виготовляються відповідно до технічного завдання Замовника та повинні використовуватись відповідно до робочих умов, визначених у паспорті та розрахункових аркушах, що поставляються разом з пакетом документації від виробника.

Загалом при використанні кожухопластинчастих теплообмінників повинні дотримуватися технічних норм і правил обслуговування судин під тиском, а також правил, викладених у посібнику з техніки безпеки. Результатом дотримання Замовником цих умов буде оптимальна робота та тривалий термін служби теплообмінника.

Заходи безпеки під час роботи з КППТ:

Обслуговуючий персонал несе відповідальність за безпечну роботу КППТ і зобов'язаний дотримуватись наступних правил:

- Виконувати вимоги Загальних правил техніки безпеки (наприклад, носити захисні окуляри, одяг, захисне взуття тощо);
- Перед початком роботи з КППТ обслуговуючий персонал повинен ознайомитися з цією інструкцією з експлуатації КППТ та неухильно дотримуватися рекомендацій щодо заходів безпеки, викладених у ній;
- В·КППТ може експлуатуватися тільки у справному стані.

Для роботи з КППТ обслуговуючий персонал повинен:

- Персонал, відповідальний за встановлення, введення в експлуатацію, обслуговування або демонтаж КППТ повинен мати необхідну кваліфікацію;
- Ознайомитись з правилами та інструкціями з техніки безпеки;
- Отримати інструкції з експлуатації та обслуговування КППТ;

Непередбачені нещасні випадки ніколи не можуть бути повністю виключені. Можна лише запобігти небезпеці, дотримуючись правил експлуатації та техніки безпеки.

## Небезпечні середовища

Небезпечні середовища, що протікають у КПТ, можуть спричинити хімічні та термічні опіки, а також отруєння. Обслуговування КПТ, що працюють з небезпечними середовищами, проводити з дотриманням запобіжних заходів у захисному одязі.

## Розбирання КПТ

Перед розбиранням КПТ необхідно переконатися, що він не під тиском, випорожнений, і його температура не перевищує 40°C.

Призначення: КПТ розрахований та виготовлений відповідно до унікальних експлуатаційних умов, виходячи із заданих Замовником параметрів: тиску, втрат тиску температур, витрат або потужності теплопередачі, типу та складу теплоносіїв.

Якщо виникає потреба у зміні експлуатаційних умов, необхідно консультиватися зі спеціалістами. КПТ може використовуватися за нових експлуатаційних умов лише після того, як фахівці досліджували, схвалили та змінили документацію на КПТ. Під час експлуатації КПТ необхідно:

- твердо дотримуватися загальних правил з техніки безпеки, технічних норм і правил експлуатації та обслуговування судин під тиском;
- дотримуватись усіх рекомендацій щодо безпеки цих правил технічної експлуатації;
- регулярно проводити огляд та обслуговування;
- твердо дотримуватися загальних правил з техніки безпеки, технічних норм і правил експлуатації та обслуговування судин під тиском;
- дотримуватись усіх рекомендацій щодо безпеки цих правил технічної експлуатації;
- регулярно проводити огляд та обслуговування.

Основним і, напевно, єдиним недоліком кожухопластинчастого теплообмінника є неможливість розбирання теплообмінника по стороні пакета пластин, цей простір доступний тільки для безрозбірного миття хімічними реагентами. За сторони кожуха теплообмінник доступний для чищення.



Рисунок 3.16. Варіанти чистки апарату з боку кожуха і пластин

Однак світовий досвід експлуатації кожухопластинчатих теплообмінних апаратів говорить про широкі можливості застосування теплообмінників такої конструкції для будь-яких середовищ, навіть забруднених (наприклад, сира нафта, нафтова емульсія).

### ***Система контролю і захисту від виникнення аварій і передаварійних ситуацій в холодильних машинах***

Аварія – це небезпечна подія техногенного характеру, яка може призвести або спричинила загибель людей або створює загрозу життю і здоров'ю людей на об'єкті або окремій території і призводить до руйнування будівель, споруд, обладнання та транспортних засобів, порушення виробничого або транспортного процесу або завдає шкоди навколишньому середовищу.

Дії працівників в аварійних ситуаціях на холодильних установках регламентуються стандартною інструкцією:

- Визначення можливих сценаріїв виникнення надзвичайної ситуації та її розвитку;
- Визначення підготовки організації до локалізації та ліквідації аварійних ситуацій на холодильних установках;

- Планування дій виробничого персоналу та аварійних служб;
- Формування для локалізації та ліквідації надзвичайних ситуацій на відповідних етапах їх розвитку;
- Розробка заходів, спрямованих на підвищення протиаварійного захисту та зменшення масштабів наслідків аварій;
- Визначення адекватності вжитих заходів щодо запобігання аварійним ситуаціям на холодильних установках.

Інструкція є додатком до плану реагування на надзвичайні ситуації в організації (на об'єкті). Розробка інструкції може здійснюватися самостійно (працівниками організації) або із залученням фахівців, які мають досвід розробки декларацій промислової безпеки небезпечних виробничих об'єктів.

#### *Список можливих аварій та інцидентів*

Аварії та інциденти – це ситуації, при яких необхідно зупинити холодильну установку в екстремній ситуації. Вони підрозділяються на:

- Аварії, такі як вибух, пожежа, викид холодоагенту;
- Такі інциденти, як порушення параметрів технологічного процесу, розгерметизація обладнання з виділенням агента, 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 агента 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 агента в повітрі робочих зон холодильних камер і приміщень інших споживачів холоду величини ГДКр.з;
- відключення подачі агента 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;
- 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.

### 3. ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ

#### 3.1. Розрахунок вартості науково-дослідницької магістерської роботи

*Формування стрічкового графіку виконання роботи [11]*

Плани підготовки магістерської роботи формують з використанням різних моделей, один з яких стрічковий графік.

Стрічковий графік – графічна модель з переліком робіт, що виконуються, з зазначенням часу початку робіт, часу завершення робіт і тривалості всієї роботи. Формування стрічкових графіків вимагає розрахунків трудомісткості і тривалості кожної роботи і кількості виконавців. Для цих розрахунків потрібні нормативи трудомісткості виконання робіт, диференційованих за такими ознаками, як ступінь новизни, складності, формат креслень.

Перевагами стрічкового графіка є простота, наочність, можливість відображення змісту і багатьох організаційно – економічних характеристик робіт.

Загальний термін роботи 3 місяці, з 11 вересня до 10 грудня 2022 року з урахуванням вихідних і святкових днів. Кількість робочих календарних днів за цей період склало 65 (5-ти денний робочий тиждень і свята).

На підставі даних таблиці 9 складемо календарний графік виконання робіт, що відображає тривалість кожного виду робіт у вигляді відрізків часу, які розташовуються відповідно до послідовності виконання робіт (рис. 15).

Таблиця 3.11. Дані для створення стрічкового графіка

Стадія	Назва стадії	Трудомісткість робіт (посада виконавців)	Тривалість, доба
1	Розробка та затвердження технічного завдання	Студент/ викладач	0/2
2	Вивчення технічного завдання	Студент/ викладач	5/0

3	Огляд і вивчення літератури	Студент/викладач	14/14
4	Розробка математичної моделі об'єкта	Студент/викладач	10/0
5	Вибір методу дослідження	Студент/викладач	0/2
6	Адаптація методів дослідження до практичного застосування	Студент/викладач	2/0
7	Теплові і конструктивні розрахунки елементів об'єкта	Студент/викладач	35/0
8	Розробка креслень і графічних моделей	Студент/викладач	5/0
9	Аналіз результатів досліджень	Студент/викладач	2/2
10	Корекція моделей і алгоритмів, що використовуються	Студент/викладач	0/7
11	Оформлення пояснювальної записки	Студент/доцент	2/0
12	Обговорення та затвердження результатів роботи	Студент/викладач	2/2
13	Підготовка матеріалів роботи до захисту	Студент/викладач	2/0
Разом:			77/29

### Час роботи , дні

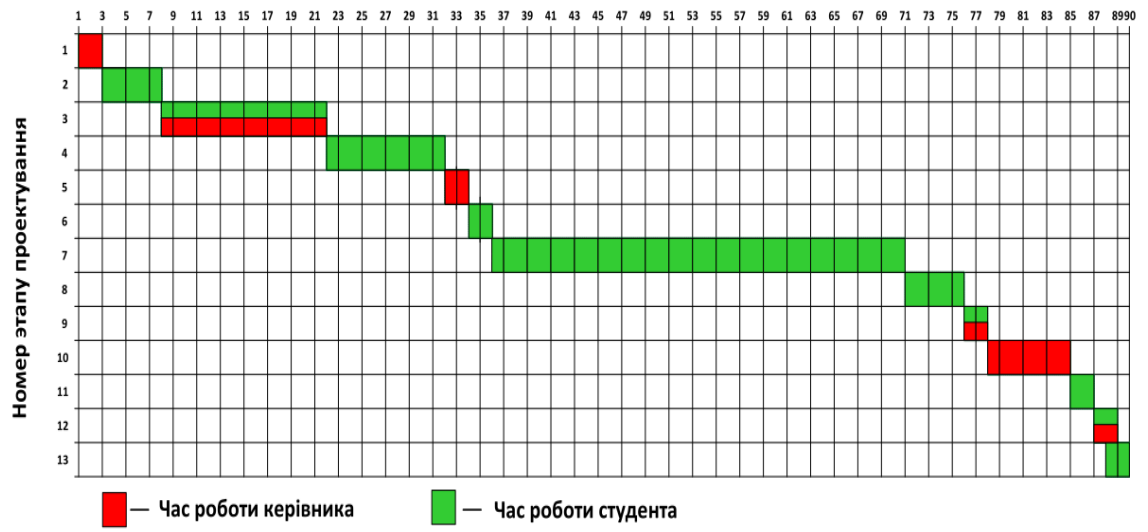


Рис.3.17. Стрічковий графік виконання роботи

### 3.2. Розрахунок вартості досліджень і розробок

Кошторис витрат на кваліфікаційну роботу являє собою вартісну оцінку використуваних у процесі виконання роботи матеріалів, енергії, основних фондів, трудових ресурсів, а також інших витрат на її створення та захист.

Витрати, що утворюють кошторис, групують відповідно до їх економічного змісту за такими елементами: матеріальні витрати; вартість робочої сили; амортизація основних засобів; інші витрати.

#### Матеріальні витрати

Таблиця 3.12. Перелік матеріальних витрат

Назва	Одиниці	Кількість	Ціна за одиницю, грн.	Сума, грн.
Канцелярські товари	шт.	5	20	100
USB флеш-пам'ять	шт.	1	350	350
Чорнило для лазерного принтера	шт.	1	250	250
Разом				70

Витрати на електроенергію включають до статті матеріальних витрат

$$B_{el} = N \cdot c_{el} \cdot \tau_e \quad (65)$$

де,  $N$  – енергоспоживання обладнання кВт/год;  $c_{el}$  – вартість 1 кВт.год, гривень;  $\tau_e$  – час використання обладнання під час робіт, год.

Для роботи використовували персональний комп'ютер потужністю 350Вт і принтер потужністю 10Вт. У ПІВМ є час: 50 днів, 6 годин на добу, принтера – 6 хвилин.

Вартість 1кВт електроенергії становить – 1,68 грн/кВт.

Вартість електроенергії становить:

$$B_{el} = 0,35 \cdot 1,68 \cdot 50 \cdot 6 + 0,01 \cdot 1,68 \cdot 0,1 \cdot 50 = 184, \text{ грн} \quad (66)$$

Загалом матеріальні витрати дорівнюють:

$$\sum B = B_m + B_{el} = 700 + 184 = 884, \text{ грн} \quad (67)$$

Витрати на заробітну плату включають заробітну плату керівника (доцента), і стипендію студента.

Заробітна плата нараховується, виходячи із ставки розробника і часу, що витрачається на виконання роботи.

Доцент має ставку 10981 гривень, студент має ставку 1800 гривень.

Виходячи з витрат часу на розроблення (керівник - 29 днів, студент - 77 днів), зарплата дорівнює:

$$Z_{кер} = \frac{10981}{22} \cdot 29 = 14474,95 \text{ грн} - \text{зарплата керівника}; \quad (68)$$

$$Z_{ст} = \frac{1800}{22} \cdot 77 = 6300 \text{ грн} - \text{зарплата студента}. \quad (69)$$

Витрати на заробітну плату:

$$\sum Z = Z_{кер} + Z_{ст} = 14474,95 + 6300 = 20774,95 \text{ грн}. \quad (70)$$

Додаткова зарплата становить 15% від основної суми:

$$Z_{дод} = \sum Z \cdot 0,15 = 20774,95 \cdot 0,15 = 3116,24 \text{ грн}. \quad (71)$$

Фонд оплати праці:

$$\Phi_{зн} = Z_{дод} + \sum Z = 20774,95 + 3116,24 = 23891,191 \text{ грн}. \quad (72)$$

Загальні прямі витрати

$$\sum B_{пр} = \Phi_{зн} + \sum B = 23891,191 + 1235,2 = 25126,39 \text{ грн}. \quad (73)$$

Таблиця 3.13. Необхідні витрати

Назва витратних позицій	Сума, гривень.	Відсоток
Матеріальні витрати, $\sum B$	1235,2	5
Витрати на заробітну плату, $\Phi_{зн}$	23891,191	95
Загальна вартість, $\sum B_{пр}$	25126,39	

Орієнтовно вартість виконання роботи становить 25 тис грн.

## ВИСНОВКИ

1. На підставі огляду літератури встановлено, що для низькотемпературних холодильних машин перспективне застосування кожухопластинчастих теплообмінників.
2. Модернізація конденсатора-випарника свідчить про підвищення енергетичної ефективності машини на 13%, потрібна об'ємна продуктивність компресора верхнього каскаду на 18% зменшена, та, як слідство, зменшена ємність системи з холодоагенту.
3. Тепловий розрахунок теплообмінних апаратів проведено за постійними величинами масових витрат потоків, рівність величин густини теплових потоків визначалася за вибором температурних напорів в конденсаторі-випарнику, що забезпечило можливість оцінки результатів модернізації.
4. Встановлення в технологічну схему кожухопластинчастого теплообмінника зменшує простір, що займає обладнання холодильної машини на 5 куб метрів.
5. Змінився термін ремонтних робіт, технологія очищення апарату, як наслідок, експлуатаційні витрати на апарат. Експлуатаційну надійність забезпечено вибором конструкційних матеріалів, організацією монтажу основного теплообмінного устаткування.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Di Nicola, G. Blends of carbon dioxide and HFCs as working fluids for the low-temperature circuit incascade refrigerating systems [Text] / G. Di Nicola, G. Giuliana, F. Polonara, R. Stryjek // International Journal of Refrigeration. – 2005. – Vol. 28, Issue 2. – P. 130–140.

Режимдоступа: doi: 10.1016/j.ijrefrig.2004.06.014 1

2. SABROE - холодильне компресорне устаткування. <http://coolref.ua/>

3. Kakac S., Hongtan L., Pramuanjaroenkij A. Heat exchangers: selection, rating, and thermal design: CRC Press is an imprint of Taylor Francic Group, 2002. 520 p. DOI: <https://doi.org/10.1201/9781420053746>

4. Теплообмінники: види, будова та принцип роботи. Теплообмінники для котлів <https://poradumo.com.ua/321089-t-212/>

5. Dvuhkaskadna propanovo-etanova holodilna ustanovka z rozrobtkoю vuparnika - kondensatora. [https://studentlib.com/kurovaya\\_rabota\\_teoriya51305htm](https://studentlib.com/kurovaya_rabota_teoriya51305htm).

6. Cryogenic technology and low-temperature machines : lecture notes [Електронний ресурс] : Written according to academic course working programme "Cryogenic technology and low-temperature machines " for 14 "Electrical Engineering" field of study students, programme subject area 142 "Power Machinery", degree "Bachelor" / М. Kravchenko ; Department of Cryogenic Engineering. — Odesa : ONAFT, 2022. — 105 p. — Електрон. текст.

7. Refrigeration and Air Conditioning[Електронний ресурс]/ Indian Institutes of Technology.–Режимдоступу:\www/URL:<http://nptel.iitk.ac.in/courses/ Webcourse contents/IT%20Kharagpur/Ref%20and%20Air%20Cond/ New index1.html> –03.05.2013.

8. Вассерман, О. А. Технічна термодинаміка і теплообмін : підручник / О. А. Вассерман, О. Г. Слинько. - Одеса : Фенікс, 2019. - 496 с.

9. Основи теплотехніки і гідравліки [Текст] : навч. посіб. / Б. Х. Драганов, А. В. Міщенко, Ю. О. Борхаленко ; за ред. Б.Х. Драганова. — Київ : Освіта, 2011.

—495 с. : іл., табл. ISBN 978-966-2007-18-3 <https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdOAH.BibRecord.43601>

10.Техніка безпеки і охорона праці на підприємстві  
<https://remhouse.info/3797-tekhnika-bezpeky-okhorona-pratsi-na-pidpryiemstvi.html>.

11.Стрічковий графік. [http://ni.biz.ua/3/3\\_9/3\\_99004\\_lentochniy-grafik.html](http://ni.biz.ua/3/3_9/3_99004_lentochniy-grafik.html)