

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



**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

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

Здобувача **Невлад Олександр Анатолійович**
(прізвище, ініціали)
КТ-761м2 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 Олександр Анатолійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи

«Модернізація теплообмінного обладнання нижнього 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 пластинчастих 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 пластинчастих апаратів; Розробка вихідних даних до проєкту; Формування схеми нижнього каскаду холодильної установки; Теоретична частина; Визначення характеристик «сирого» природного газу, що охолоджується; Тепловий розрахунок циклу нижнього каскаду; Вибір компресорів для каскадної машини; Визначення характеристик теплообмінних кожухотрубних апаратів спеціального призначення; Порівняльний аналіз характеристик конденсаторів-випарників та машин в цілому; 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 О.А

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)

Олександр 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 О.А
(ПІБ)

_____ (підпис)

АНОТАЦІЯ

В роботі представлено проєкт каскадної установки охолодження СПГ, що призначена для промислових підприємствах, які використовують зріджений природний газ у власному виробництві.

Основна увага приділена вибору конструкції конденсатора-випарника з позиції енергозбереження в системі попереднього охолодження СПГ. На підставі теплових і конструктивних розрахунків запропоновано замінити існуючу кожухотрубну модель апарата на пластинчасту. Модернізація конденсатора-випарника свідчить про підвищення енергетичної ефективності машини на 13%, загальна потрібна об'ємна продуктивність компресорів на 18% зменшена, та, як слідство, зменшена ємність системи з холодоагенту.

Зменшує простір, що займає обладнання холодильної машини на 5 куб метрів. Експлуатаційну надійність забезпечено вибором конструкційних матеріалів, організацією монтажу основного теплообмінного устаткування.

SUMMERY

The work presents the project of a cascade LNG cooling unit intended for industrial enterprises. which use liquefied natural gas in their own production.

The main attention is paid to the selection of the condenser-evaporator design from the point of view of energy saving in the LNG pre-cooling system. On the basis of thermal and structural calculations, it is proposed to replace the existing shell-and-tube model of the device with a plate model. The modernization of the condenser-evaporator shows an increase in the energy efficiency of the machine by 13%, the total required volume performance of the compressors by 18% mixed, and, as a result, a reduced capacity of the refrigerant system.

Reduces the space occupied by the refrigerator equipment by 5 cubic meters. Operational reliability is ensured by the selection of structural materials, organization of installation of the main heat exchange equipment.

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 пластинчастих апаратів	13
1.4. Розробка вихідних даних до проєкту.....	17
1.5. Формування схеми нижнього каскаду холодильної установки	20
Розділ 2. Теоретична частина.....	14
2.1. Визначення характеристик «сирого» природного газу, що охолоджується	22
2.2. Тепловий розрахунок циклу нижнього каскаду	25
2.3. Вибір компресорів для каскадної машини	28
2.4. Визначення характеристик теплообмінних кожухотрубних апаратів спеціального призначення.....	29
2.5. Порівняльний аналіз характеристик конденсаторів-випарників та машин в цілому.....	47
2.6. Вибір допоміжного обладнання	49
2.7. Елементи охорони праці та техніки безпеки при експлуатації машини	50
Розділ 3. Економічні показники роботи	60
3.1. Розрахунок вартості науково-дослідницької магістерської роботи.....	60
3.2. Розрахунок вартості досліджень і розробок.....	63
Висновки.....	65
Література	66

					<i>КРМ.КТ.1.631-03.2.2</i>		
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб.</i>		<i>Невлад О.А.</i>			<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушіє</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Морозюк Л.І.</i>			6	6	67
<i>Керівник</i>					ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА <i>2 курс КТ-761м2 група</i>		
<i>Н. Контр.</i>							
<i>Затверд.</i>							

ВСТУП

Актуальність

Світова енергетика розширює свої потреби, викопне паливо зменшується за запасами. Світовий ринок палива активно розвивається, завдяки використанню природного газу. Країни розділені умовно на дві групи: експортерів та імпортерів газу. Для транспорту газу використовують трубопроводи на невеликі відстані. На відстані понад 4000 км від джерела видобутку найбільш вигідним способом транспортування ПГ є зріджений природний газ (СПГ). Імпортом СПГ займаються близько 30 країн, виробництвом і експортом – близько 20.

В умовах розвитку світового ринку та вільної торгівлі стає очевидною важливість процесів підготовки газу до продажу, що складаються з здобування, охолодження, очищення та зрідження. Поряд з великими підприємствами-експортерами СПГ великий потенціал розвитку мають малогабаритні установки охолодження, очищення та зрідження СПГ, призначені для внутрішнього використання на промислових підприємствах.

Установки подібного типу можна вже зустріти у Європі. Кількість встановлених заводів зі зрідження ПГ значно збільшилася. В даний час заводи здатні переробляти понад 4 млн тон природного газу на рік.

Крім того, локальні установки виробництва СПГ можуть знайти широке застосування в країнах, де сьогодні активно розвивається випуск автомобілів, що працюють на СПГ. Впровадження малогабаритних установок може дозволити масштабувати вже існуючу транспортну мережу СПГ-автомобілів.

Для енергоперетворювальних систем, куди входить виробництво СПГ, 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 попереднього охолодження природного газу на засадах енергозбереження, є актуальною.

Мета та задачі дослідження – модернізація теплообмінного обладнання пропан-бутанової каскадної холодильної машини для попереднього охолодження природного газу на засадах енергозбереження.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- провести огляд нового теплообмінного обладнання для холодильних машин;
- синтезувати технологічну схему нижнього каскаду машини з новим обладнанням;
- виконати тепловий та конструктивний розрахунок головних теплообмінних апаратів, що підлягають порівнянню;
- оцінити результати модернізації елементів нижнього каскаду.

Об'єктом дослідження є схема та цикл нижнього каскаду машини.

Предметом дослідження є термодинамічні та теплообмінні процеси в елементах машини.

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 67 сторінках, включаючи 16 рисунків, 15 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 парокompресорні холодильні машини з чистими робочими речовинами.

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 лягли 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 об'єктах $-50\dots-30$ °C. В роботі [1] представлений аналіз декількох пар речовин, в яких робочою речовиною ВК служить R744. У НК пропонується використовувати групу речовин HFC-типу (R125, R41, R32 і R23), що забезпечує отримання температур нижче температури потрійної 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 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. При цьому основний акцент зроблено на робочі речовини машини, що є компонентами природного газу.

1.2. Аналіз літературних даних з теплообмінних апаратів

Аналіз процесів, що відбуваються у низькотемпературних теплообмінних апаратах, повинен бути заснований на чіткому розумінні критеріїв, за якими здійснюватиметься побудова економічної моделі та оцінюватиметься робота теплообмінника в реальних умовах. Критерії ці нескладно сформулювати, але завдання може виявитися складнішим у деяких випадках [3].

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 криогенні з рідинними теплоносіями, що виготовляють 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. Головними критеріями є:

- виконання вимог до теплообмінних апаратів за робочими параметрами;
- мінімальна напруга у конструкційному матеріалі;
- відсутність корозії;
- обмеження вібрацій;
- доступність поверхні для очищення;
- ремонтпридатність апарату. простота обслуговування;
- мінімальна первісна вартість за умови мінімальних експлуатаційних витрат.

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 техніці. Базуючись на таких підходах, в холодильній техніці з'явилися нові типи теплообмінних апаратів, засновані на мініатюризації конструктивних рішень. Мова йде про пластинчасті теплообмінники.

1.3. Аналіз літературних даних з пластинчастих апаратів

Пластинчасті теплообмінники належать до класу рекуперативних теплообмінників і є апаратами, теплообмінна поверхня яких утворена набором тонких штампованих металевих пластин [3]. Пластини теплообмінника, зібрані в єдиний пакет, утворюють між собою канали, якими рухають теплоносії, що обмінюються тепловою енергією. Канали з теплоносіями А та В чергуються між собою (рис.1.1).



Рисунок 1.1.Пластинчастий теплообмінник розбірний [3]

Пластинчастий теплообмінник складається з таких елементів:

- Нерухома плита.
- Рухлива плита.
- Патрубки з різьбовим з'єднанням, фланцевим з'єднанням та привареним з'єднанням.
- Пакет скріплених герметичних пластин.
- Різьбові стійки для кріплення, шпильки для кріплення.

Пластини теплообмінника штамнують з тонких листів сталі завтовшки до 1,0 мм. Проточну частину пластин роблять ребристою або гофрованою для турбулізації потоку та збільшення поверхні теплообміну. Можуть виготовляти

із сталі, міді, графіту, гофрованого титану. Складні сплави вибирають для протистояння негативному впливу середовища.

Пластинчасті теплообмінники поділяють за ступенем доступності поверхні теплообміну для механічного очищення та огляду: розбірні, напіврозбірні, нерозбірні (паяні та зварні).

Найбільш широко застосовують розбірні пластинчасті теплообмінники, у яких пластини відокремлені одна від одної гумовими ущільненнями. Монтаж та демонтаж цих апаратів здійснюють досить швидко, очищення теплообмінних поверхонь потребує незначних витрат праці.

Розбірний пластинчастий теплообмінник [4]

Розбірний пластинчастий теплообмінник (рис.1.1) складається з пакета робочих пластин, ущільнень, передньої нерухомої плити, верхньої та нижньої напрямних, задньої рухомої плити, задньої стійки (штатива), комплекту стяжних болтів та гайок, патрубків для підключення входу та виходу робочих середовищ. Верхня та нижня напрямні кріпляться на передній нерухомій плиті та штативі. На напрямні навішуються пластини та задня плита. За допомогою комплекту болтів та гайок стягуються передня та задня плити, які стягують між собою набір робочих пластин.

Переваги розбірних пластинчастих теплообмінників

- Відносно невеликі габаритні розміри.
- Простота обслуговування. Розбірна конструкція дозволяє легко очищати пластини та канали теплообмінника.
- Можливість зміни теплової потужності теплообмінника шляхом зміни кількості та типу пластин.
- Ремонтопридатність. У разі появи протікання можна зробити заміну пластин та ущільнень.

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

- у системах централізованого теплопостачання в якості конденсатора і випарника;
- для комплексів обігріву та охолодження масла;
- у ролі економайзера і рекуператора для утилізації газів;
- у схемах, що мають великі і асиметричні потоки рідких робочих речовин;
- у великій теплоенергетиці, хімічній, нафтовій, металургійній і газовій промисловості.

Основні технічні характеристики пластинчастих теплообмінників:

- витримує тиск до 2,5 МПа;
- працює за температурами від -50 до +200 °С;
- діаметр з'єднань – від 0,2 до 50 см;
- максимальна потужність – 150 МВт.

Пластинчасті теплообмінники, що серійно випускають, комплектують пластинами, штампованими з листового металу товщиною до 1 мм. Як матеріал застосовується корозійностійка сталь, титан, спеціальні сплави. Пластини пластинчастого теплообмінника мають гофровану поверхню для турбулізації потоків у каналах, що підвищує ефективність теплопередавання та перешкоджає відкладенню забруднень. Гофри пластин зазвичай мають у перерізі профіль рівностороннього трикутника. Чим тупіший кут, під яких розташовані гофри пластини, тим більший опір створюється в каналах, чим гостріший кут, тим менше опір і вища швидкість потоку.

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.

Пластинчасті теплообмінники виробляють такі компанії як: HFM Industry, Sabroe, Vahterus, Tranter, LHE та ін.

Багато десятиліть каскадні машини комплектують кожухотрубними конденсаторами-випарниками [4], 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 до проекту

Принципову технологічну схему та температурний режим роботи каскадної машини представлено на рис.1.2.

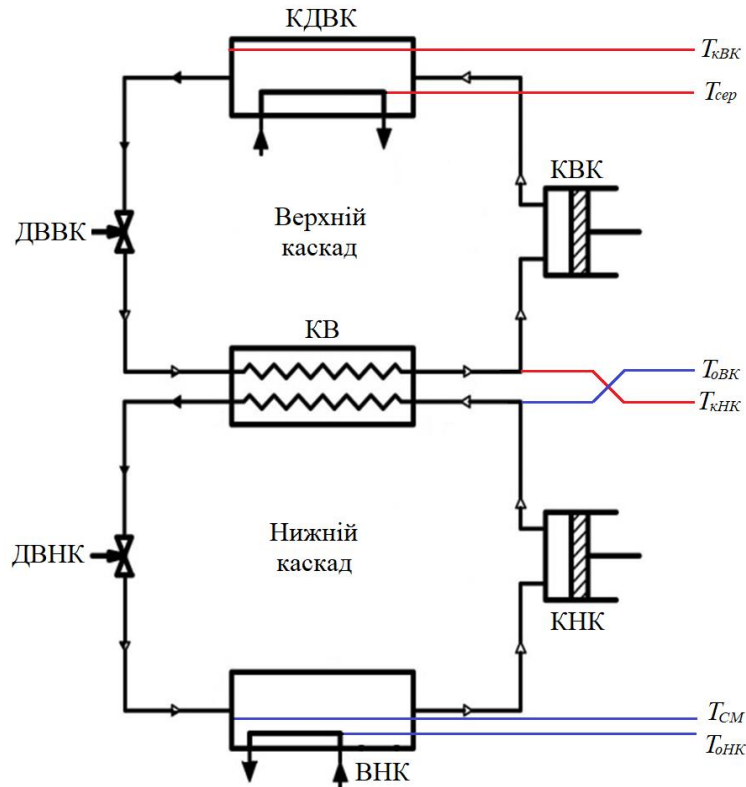


Рисунок 1.2. Принципова схема каскадної холодильної машини

У парокompресорній холодильній машині в якості об'єкта охолодження, що віддає тепло на низькому температурному рівні, є газова суміш. 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 під низьким тиском і температурою $T_{оНК}$ при теплообміні з сирим природним газом, що є охолоджуваною сумішшю⁵

Для забезпечення надійної роботи машини температура етану у випарнику повинна бути нижче мінімальної необхідної температури сирого природного газу на 5 – 10°C.

$$T_{оНК} = T_{сМ}^{\min} - \Delta T_{винНК} = 5...10 \text{ град} \quad (1)$$

З урахуванням того, що тепло, сприйняте етаном, передається холодоагенту верхнього каскаду холодильної машини – пропану в конденсаторі-випарнику, визначаються робочі параметри пропану.

Розподіл тисків в нагнітальних лініях обох каскадів холодильної машини рекомендовано робити за принципом рівності максимальних тисків $p_{кНК} = p_{кВК}$. [5].

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 $p_{кВК}$ 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°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 $p_{кНК} = 1,3$ МПа, що відповідає температурі конденсації етану $T_{кНК} = -23^{\circ}\text{C}$.

Температура кипіння пропану в конденсаторі – випарнику $T_{оВК}$ з метою забезпечення стабільної роботи теплообмінника на 5...10 град. нижче температури конденсації етану $T_{кНК}$ і становить $T_{оВК} = -28^{\circ}\text{C}$, що відповідає тиску насичення $p_{оВК} = 0,19$ МПа. За наявністю температурного режиму роботи каскадної машини та робочих речовин до неї, формуємо технологічну схему.

Світовий досвід проектування пластинчастих теплообмінників встановлює температурний напір на рівні 3...5 град, приймаємо температурний напір у новому теплообміннику 5 град, температуру кипіння пропану $T_{oBK} = -28^{\circ}\text{C}$, що відповідає тиску насичення $p_{oBK} = 1,9$ МПа. За наявністю такого температурного режиму роботи зміни здійснюються лише у верхньому каскаді.

1.5. Формування схеми нижнього каскаду холодильної установки

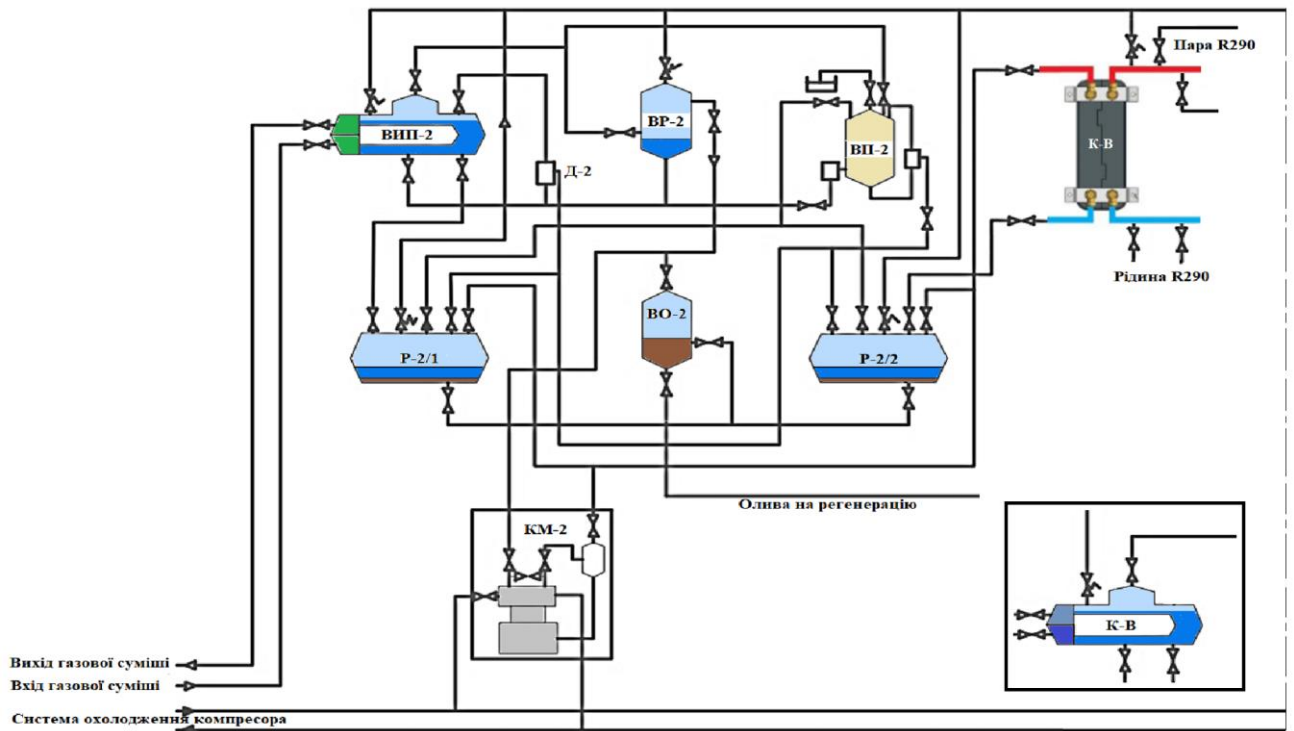


Рисунок 1.3. Принципова технологічна схема нижнього каскаду. [5].

Об'єкт охолодження – суміш газів при початковій температурі $T_{1CM} = +12^{\circ}\text{C}$ під тиском $p_{CM} = 1,4 \text{ МПа}$ надходить у випарник нижнього каскаду ВИП2, де охолоджується до температури $T_{2CM} = -35^{\circ}\text{C}$ завдяки випаровуванню рідкого етану. Пери етану відводяться з випарника ВИП2 через віддільник рідини ВР2 у всмоктувальну лінію компресора нижнього каскаду КМ2, а відокремлена рідина з ВР2 повертається у випарник ВИП2. Надлишок рідини етану зливається у ресивер P2/1. Після стиснення в компресорі пари надходять в трубний простір конденсатора-випарника КВ, де конденсуються і у вигляді рідини етан надходить у ресивер P2/2. З ресивера рідкий етан під власним тиском надходить в дросельний пристрій Д2 і далі поступає у випарник ВИП2.

Схема верхнього каскаду аналогічна нижній, тільки конденсатор виконано з охолодженням зовнішнім повітрям. Схема каскаду має допоміжне технологічне обладнання для забезпечення стабільної і якісної роботи

установки. До допоміжного обладнання відносяться ресивери P2/1, P2/2, оливовіддільник VO2, а також повітроохолоджувач ПО2. 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 VO2, де більш ретельно відділяється від робочої речовини. Далі олива відправляється на регенерацію і повернення в систему змащення компресорів. Очищена рідина холодоагенту нижнього 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 ПО2.

З апарату ПО2 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 «сирого» природного газу, що охолоджується [6]

Вихідні дані для розрахунку:

Продуктивність установки

Для охолодження природному газу50 000 нм³ / год

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

Початкова температура природного газу12°С

Кінцева температура природного газу- 35°С

Склад природного газу, % об'єму:

СН₄ метан.....92,4

С₂Н₆ етан.....3,4

С₃Н₈ бутан.....3,3

С₄Н₁₀ 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 [5]

Масова витрата сирого природного газу

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

де, $V_{CM} = 50000$ нм³/год – об'ємна витрата суміші;

$\rho_{CMH} = 0,79$ кг/м³ – 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 ³)	Густина рідинної фази (кг/м ³)	Густина парової фази (кг/м ³)	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)	Кінематична в'язкість (мм ² /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 ² /с)	Кінематична в'язкість парової фази (мм ² /с)	(мм ² /с)	(мм ² /с)	(мм ² /с)	Pr
1	Перегрітий	0,010479	0,014039	Перегрітий	0,014039	0,74646

2	Перегрітий	0,0072646	0,0094282	Перегрітий	0,009428	0,77052
3	Перегрітий	0,13671	0,18892	Перегрітий	2 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 нижнього каскаду [7]

Вихідні дані для розрахунку:

Температурний режим роботи установки

Температура кипіння етану $T_{oHK} = -45^{\circ}\text{C}$;

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

Холодопродуктивність машини $Q_{oHK} = 1383$ кВт.

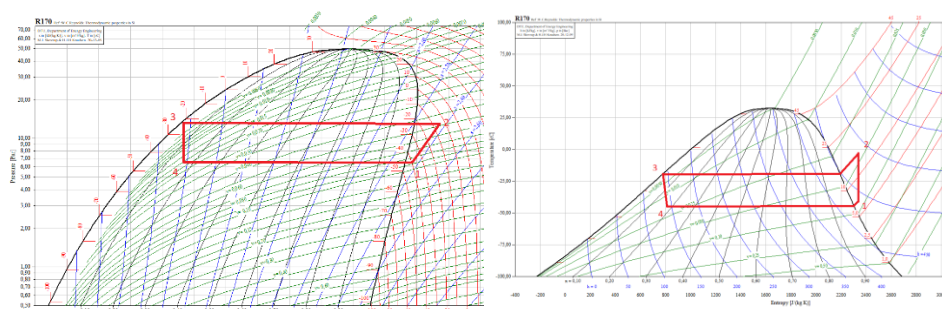


Рис.2.4. Цикл у діаграмах $p-h$ та $T-s$

Параметри у вузлових точках циклу наведено у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2. Параметри у вузлових точках циклу.

Параметри	Одиниці вимірювання	Точки			
		1	2	3	4
Тиск, p	МПа	0,68	1,3	1,3	0,68
Температура, t	$^{\circ}\text{C}$	-40	-5	-23	-45
Ентальпія, h	кДж/кг	490	530	125	125
Об'єм, v	м ³ /кг	0.085	0.047		

Результати розрахунку наведено у таблиці 2.3.

Таблиця 2.3. Визначення характеристик циклу нижнього каскаду

Характеристика	Формула для визначення	Одиниці виміру	Величина КТК/КПК	№ Рівняння

Питома масова холодопродуктивність	$q_o = h_1 - h_4$	кДж/кг	365	4
Питома об'ємна холодопродуктивність	$q_v = q_o / v_1$	кДж/м ³	4294	5
Питома адіабатна робота стиснення	$w_a = h_2 - h_1$	кДж/кг	40	6
Питоме теплове навантаження на конденсатор-випарник	$q_k = h_2 - h_3$	кДж/кг	405	7
Масова витрата агенту	$M_{oBK} = \frac{Q_{oBK}}{q_{oBK}}$	кг/с	3,789	8
Дійсна об'ємна продуктивність компресора	$V_o = M_a v_1$	м ³ /с	0,322	9
Коефіцієнт подавання компресора	$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda'_w$		0,89	10
Коефіцієнт, що враховує мертвий простір	$\lambda_c^{HK} = 1 - c \left[\left(\frac{P_k}{P_o} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right]$		0,98	11
Що враховує підігрів	$\lambda'_w = \frac{T_o}{T_k}$		0,91	12
Теоретична об'ємна, продуктивність компресору	$V_h = \frac{V_o}{\lambda}$	м ³ /с	0,362	13
Адіабатна потужність компресору	$N_a = M_a \cdot w$	кВт	151	14
Індикаторна потужність компресору	$N_i = \frac{N_a}{\eta_i}$	кВт	174	15
Індикаторний ККД	$\eta_i = \lambda'_w + b t_0$		0,87	16

Потужність тертя	$N_{mp} = V_h \cdot p_{imp}$	кВт	14,5	17
Ефективна потужність компресору	$N_e = N_{mp} + N_i$	кВт	188	18
Теплове навантаження на конденсатор-випарник	$M_{HK} q_{кHK}$	кВт	1535	19
Коефіцієнт перетворення циклу Карно	$COP_{Карно} = \frac{T_{хол}}{T_{сер} - T_{хол}}$		4,17	20
Карно за температурами циклу	$COP_{Карно} = \frac{T_o}{T_{\kappa} - T_o}$		2,78	21
Дійсний коефіцієнт перетворення	$COP_{\delta} = \frac{Q_{oHK}}{N_{eHK} + N_{eBK}}$		1,27	22
Теоретична ступінь термодинамічної досконалості	$\eta_{СТС} = \frac{COP_{\delta}}{COP_{Карно}}$		0,3	23

2.3. Вибір компресорів для каскадної машини [2]

Для систем каскадних машин великої продуктивності фірма SABROE пропонує компресори, зразки яких надано на рис.2.5 та 2.6.



Рис.2.5. 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.2.6. 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 теплообмінних кожухотрубних апаратів спеціального призначення

Загальні положення

Теплообмінники кожухотрубні застосовують у складі холодильних установок для випаровування або конденсації робочої речовини та підведення тепла від холодоносія або відведення тепла охолоджуванним середовищем.

У холодильних установках великої продуктивності переважно використовують горизонтальні теплообмінники з подаванням теплоносія у труби, 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.

До апаратів розглянутого типу відносять конденсатори-випарники каскадних холодильних машин великої продуктивності. Принцип роботи апарату є такий. Холодний потік пропану надходить до міжтрубного простору. Теплий потік етану, рухаючись по трубах, віддає своє тепло холодному, при чому сам конденсується. Внаслідок того холодний потік змінює свій агрегатний стан. Низькокиплячий компонент у вигляді пари виводиться з апарату.

Теплопередавання у апараті

Все тепло, відведене у процесі конденсації, визначається як:

$$Q_k = Q_n + Q_{k^*} + Q_{жс} \quad (24)$$

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

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

$$Q_n = \dot{M}_a \cdot q_n; Q_{k^*} = \dot{M}_a \cdot q_{k^*}; Q_{жс} = \dot{M}_a \cdot q_{жс} \quad (25)$$

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

Масову витрату робочої речовини \dot{M}_a і теплові навантаження на ділянках визначають у тепловому розрахунку холодильної машини.

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

$$Q_i = \alpha_i \cdot F_i \cdot \theta_{mi} \quad (26)$$

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

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 $\varepsilon \neq 1$ [8]:

$$\frac{\alpha_n \cdot \lambda_n}{d_{вн}} = 0.021 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43} \cdot \varepsilon_l \quad (27)$$

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

$$\frac{\alpha'_{жс} \cdot \lambda'_{жс}}{d_k} = 3.66 + \frac{0.19 \left[Pe \cdot \frac{d_k}{l_n} \right]^{0.8}}{1 + 0.117 \left[Pe \cdot \frac{d_k}{l_n} \right]^{0.467}} \quad (28)$$

Аналізуючи результати теплового розрахунку каскадів, перегрівання пари після компресора складає лише 8 відсотків 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]:

$$q_{F_{\text{вн}}} = 0.72 \cdot \theta^{0,75} \left(\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 g}{\mu d_{\text{вн}}} \right)^{0.25} \quad (29)$$

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

$$q_{F_{\text{вн}}} = 568 p_o^{0,45} \varepsilon^{1,82} \theta^{1,82} F_{\text{зоб}} / F_{\text{вн}}, \text{ Вт/м}^2 \quad (30)$$

2.4. Розрахунок кожухотрубного конденсатора-випарника з конденсацією R170 у трубі та кипінням R290 у міжтрубному просторі [8]

Вихідні дані для розрахунку:

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

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

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

Геометрія теплопередавальної поверхні труб

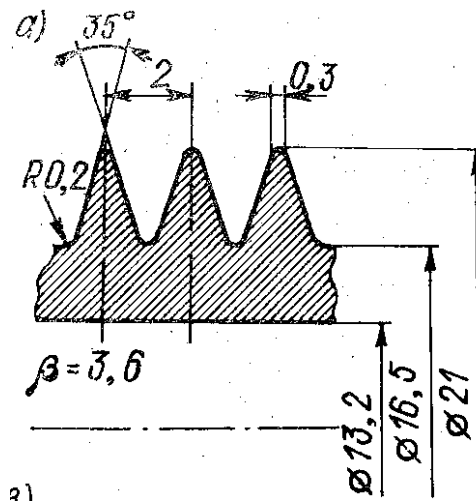


Рис.2.7. Елемент теплопередавальної поверхні

Зовнішній діаметр труби: $d_0 = 0.0165$ м;

Діаметр виступів оребрення $d_3 = 0.021$ м;

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

Крок ребер: $u = 0.002$ м;

Матеріал труб/ребер: мідь;

Коефіцієнт оребрення: $\beta = 3.6$;

Розташування труб в пучку: шахове;

Форма ребра: накатане;

Тепловіддавання при конденсації R170

Термофізичні властивості R170 при $T_k = -23 \text{ }^\circ\text{C}$ [8]:

- динамічна в'язкість $\mu = 78,95 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;
- 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 $p_k = 1,3 \text{ МПа}$.

Густина теплового потоку при конденсації R170 відповідно до рів.29

$$q_{F_{\text{вн}}} = 0,72 \cdot \theta^{0,75} \left(\frac{372 \cdot 447,8^2 \cdot 0,109^3 \cdot 9,8}{78,95 \cdot 10^{-6} \cdot 0,0132} \right)^{0,25} = 3371 \theta^{0,75} \quad (31)$$

де, θ – температурний напір між робочою речовиною і стінкою.

Результати розрахунків наведено у таблиці 2.4.

Таблиця 2.4. Густина теплового потоку з сторони етану, що конденсується

θ	1	2	3	4	5	6
q_F	3371	5660	7684	9534	11281	12923

Тепловіддавання при кипінні R290 відповідно до рів.30

$$q_{F_{\text{вн}}} = 568 \cdot 6,57^{0,45} \cdot \theta^{1,82} \cdot 3,6 = 4770 \theta^{1,82} \quad (32)$$

де, θ – температурний напір між робочою речовиною, що кипить, і стінкою.

Результати розрахунків наведено у таблиці 2.5.

Таблиця 2.5. Густина теплового потоку з сторони пропану, що кипить

θ	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.2.8.

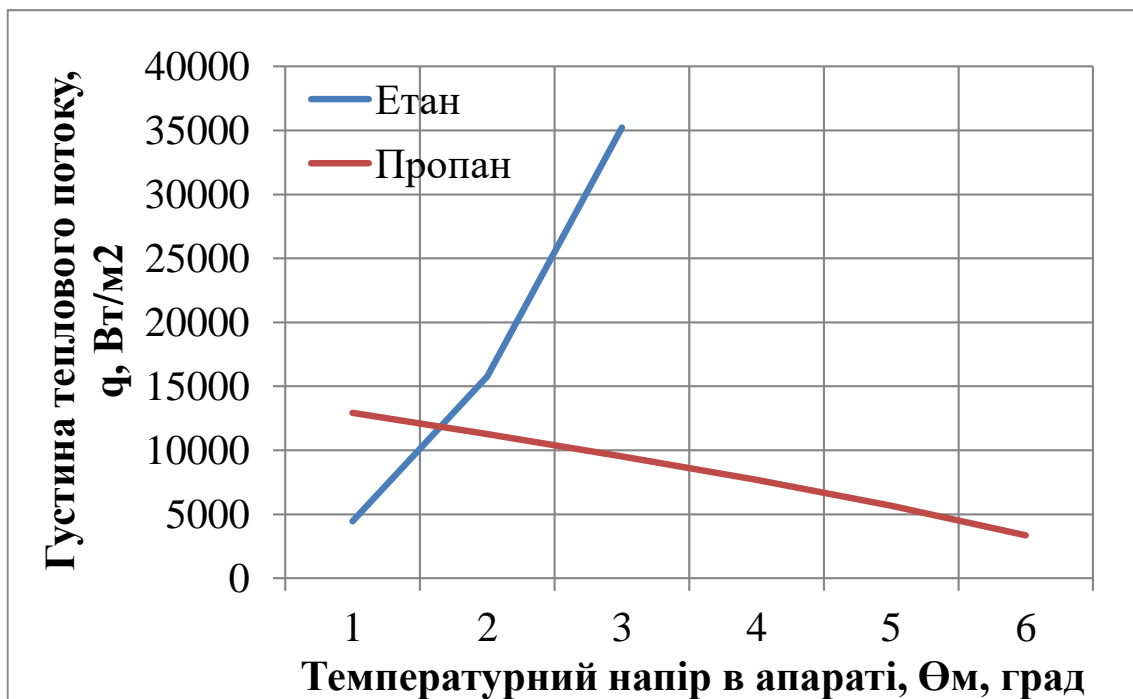


Рис.2.8. Графоаналітичний метод визначення густини теплового потоку в апараті

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

Температура стінки $T_{ст} = -28,7^\circ\text{C}$

Конструктивний розрахунок конденсатора-випарника

Розрахункова внутрішня теплопередавальна поверхня апарату

$$F_{вн} = Q_{KB} / q_{F_{вн}} = 1535 \cdot 10^3 / 11000 = 140, \text{ м}^2 \quad (33)$$

Загальна довжина усіх труб у конденсаторі-випарнику

$$L = F_{вн} / \pi d_{вн} = 140 / 3,14 \cdot 0,0132 = 3377, \text{ м} \quad (34)$$

Загальна кількість труб в апараті: в залежності від довжини апарату

$$n_3 = L / l = 3377 / 3 = 1125 \quad (35)$$

$$n_4 = L / l = 3377 / 4 = 844 \quad (36)$$

$$n_5 = L / l = 3377 / 5 = 675 \quad (37)$$

Крок труб по горизонталі s визначають з співвідношення

$$s = 1,5 \cdot d_{\text{зое}} = 1,5 \cdot 0,021 = 0,03, \text{ м} \quad (38)$$

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

Діаметр трубної решітки:

$$D_1 = ms = 37 \cdot 0,03 = 1,11 \text{ м} \quad (39)$$

$$D_2 = ms = 33 \cdot 0,03 = 0,99 \text{ м} \quad (40)$$

$$D_{\text{вн}} = ms = 29 \cdot 0,03 = 0,87 \text{ м} \quad (41)$$

Обираємо конденсатор-випарник довжиною 4000 мм та діаметром трубної решітки 1000 мм.

Прототипом конденсатора-випарника, що проектується, може бути конструкція надана на рис.2.9.

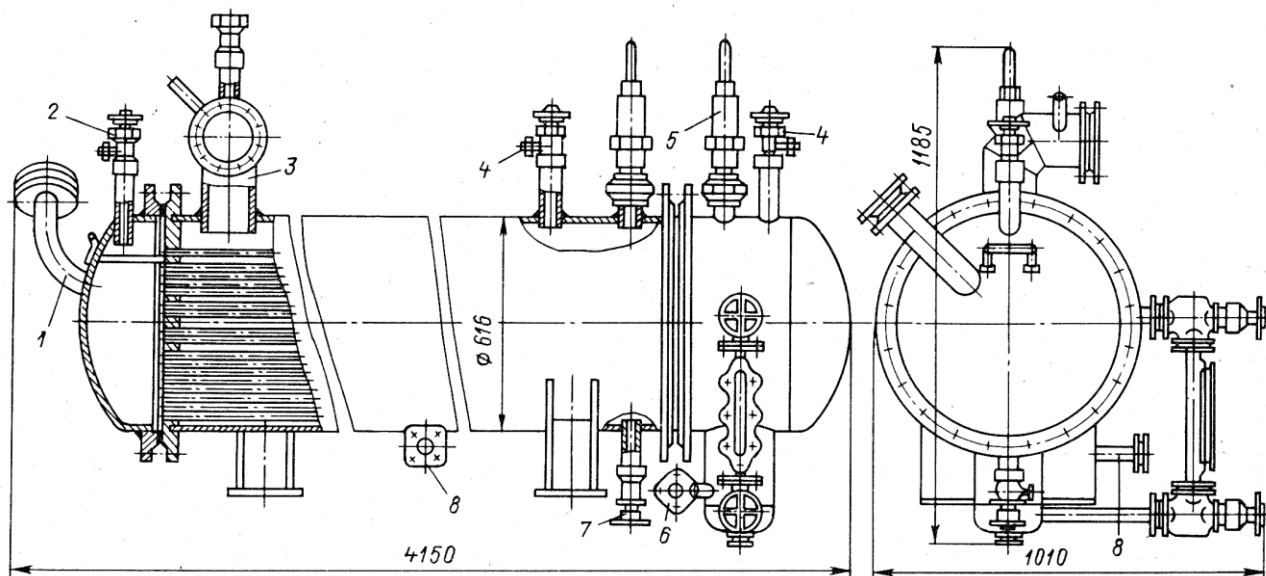


Рис.2.9. Горизонтальний кожухотрубний конденсатор-випарник

1 – патрубок для входу пари R170; 2 – патрубок для випуску повітря;

3 – патрубок для виходу пари R290; 4 – вентиль для манометру;

5 – запобіжний клапан; 6 – патрубок для виходу рідини R170; 7 – вентиль для випуску оливи; 8 – патрубок для входу рідини R290.

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.

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-стійкої сталі марки Х18Н9Т. Труби – мідні, зовні оребрені; кінці труб розвальцьовані у трубних решітках, приварених до корпусу. Найбільший робочий тиск 1,5 МПа пробний тиск -2.0 МПа.

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.2.10.

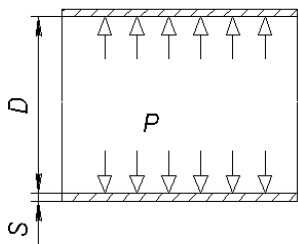


Рисунок 2.10. Схема обичайки до розрахунку

Розрахунок товщини стінки здійснюється за рівнянням [9]

$$s_p = p_n D / (2[\sigma]_n \varphi - p_n) = 2 \cdot 1000 / (2 \cdot 180 - 2) = 5,58, \text{ мм} \quad (42)$$

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.

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

$$s_p = \max\{s_{pp}, s_{pe}\} \quad (43)$$

де s_{pp} – розрахункова товщина стінки еліптичної кришки за робочих умов; s_{pe}

– розрахункова товщина стінки еліптичної кришки за умов гідровипробувань.

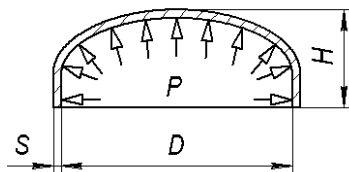


Рисунок 2.11. Еліптична кришка

Розрахункову товщину стінки для еліптичної кришки можна визначити за формулою:

- за робочих умов

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

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

де, $\varphi=1$, оскільки кришка цільно штампована.

- за умови гідровипробувань

$$s_{pp} = 2 \cdot 1000 / (2 \cdot 180 - 0,5 \cdot 2) = 5,57 \quad (45)$$

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

Маса апарату у комплекті з арматурою

Загальна маса становить

$$m = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + m_5 \text{ кг} \quad (46)$$

У рівнянні: m – маса корпусу, $m1$ – маса еліптичної кришки, $m2$ – маса розподільної камери, $m3$ – маса патрубків, $m4$ – маса трубного пучку, $m5$ – маса трубної решітки. Приймаємо узагальнену масу апарату згідно до прототипу – $m= 6000$ кг

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

Розрахунок пластинчастого конденсатора-випарника

У холодильних установках великої продуктивності переважно використовують пластинчасті моделі у якості водяних конденсаторів або випарників з проміжним холодоносієм. В обох випадках фазові перетворення холодоагенту здійснюються у пакетах пластин. Зразок пластинчастого конденсатора-випарника надано на рис.2.12.

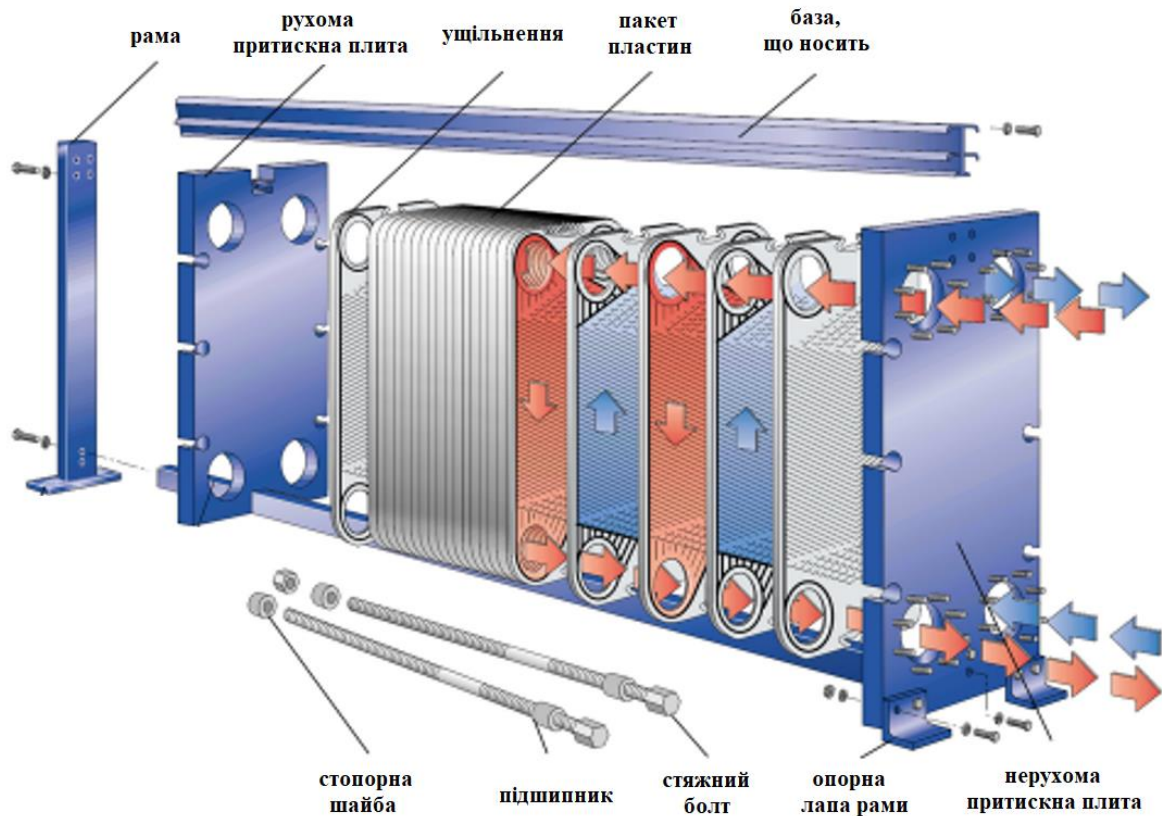


Рисунок 2.12. Конденсатор-випарник: загальний вигляд організації потоків: червона лінія – конденсація пропану, синя лінія – кипіння етану

Пластинчастий теплообмінник складається із $(n+1)$ пластин, які утворюють n каналів. Половина їх зарезервована для потоку пропану, інша половина – для потоку етану. Два зовнішні канали, один гарячий і холодний, матимуть теплопередавання лише з одного боку, з другого боку каналу контакту у сусіднім потоком немає.

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:

Висота пластини $A=1000$ мм;

Ширина пластини $B=500$ мм;

Товщина пластини $\delta = 1$ мм;

Ширина каналу $u=3$ мм.



Рисунок 2.13. Характеристика теплообмінної поверхні

Теплообмінна поверхня однієї пластини:

$$f_{in} = AB \cdot 2 = 1,0 \cdot 0,5 \cdot 2 = 1,0 \text{ м}^2 \quad (47)$$

Живий перетин одного каналу:

$$f_{1к} = B \cdot u = 0,5 \cdot 0,003 = 0,0015 \text{ м}^2 \quad (48)$$

Тепловіддавання при конденсації R170 [8]

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

- динамічна в'язкість $\mu = 78,95 \cdot 10^{-6}$ м²/с;
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda = 0,109$ Вт/(м·К);
- густина $\rho = 447,8$ кг/м³;
- теплоємність $c = 2$ кДж/(кг·К);
- питома теплота пароутворення $r = 372$ кДж/кг;
- тиск $p_k = 13$, бар.

Коефіцієнт тепловіддавання при конденсації холодоагенту у вертикальних щілинних каналах

$$\alpha_k = 0.2 \cdot \alpha_{R170} \cdot Re^{0.12} \cdot Pr^{-0.33} \quad (49)$$

Об'ємна витрата пари агента на вході у канали:

$$V_{R170} = M_{R170} \cdot v_5 = 3,79 \cdot 0,047 = 0,178 \text{ м}^3/\text{с} \quad (50)$$

Швидкість руху пари R170 на вході у канал

$$w_n = \frac{2 \cdot V_{TH}}{f_{l,k} \cdot n} = \frac{0,178 \cdot 2}{0,0015 \cdot n} = 237 / n, \text{ м/с} \quad (51)$$

де, n – кількість пластин в апараті.

Критерій Рейнольдса:

$$Re_n = \frac{w \rho_n A}{\mu_n} = \frac{237 \cdot 21,28 \cdot 1,0}{n 78,95 \cdot 10^{-6}} = 63,9 \cdot 10^6 / n \quad (52)$$

Залежність Re від кількості пластин надано в таблиці 2.6.

Таблиця 2.6. Залежність Re від кількості пластин

n	100	140	180	220
Re	638800	456300	355000	290450
$Re^{0,12}$	4,97	4,78	4,63	4,52

Коефіцієнт тепловіддавання R170 для нерухомої пари на вертикальній стінці висотою A .

$$\alpha_{R170} = 0.725 \cdot \sqrt[4]{\frac{(g \cdot r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3)}{\mu \cdot \theta \cdot A}} = 0.725 \cdot \sqrt[4]{\frac{9.8 \cdot 372000 \cdot 447,8^2 \cdot 0.109^3}{78,05 \cdot 10^{-6} \cdot \theta \cdot 1,0}} = 1311 \theta^{0,25} \quad (53)$$

Таблиця 2.7. Коефіцієнт тепловіддавання R170 для нерухомої пари

θ град	1	2	3	4
α_{R170} Вт/м ² К	1311	1102	996	

\

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

$$\alpha_{R290} = 1311 \cdot 1.7 = 2228 \text{ Вт/м}^2\text{К} \quad (54)$$

Коефіцієнт тепловіддавання

$$\alpha_{\kappa} = 0.2 \cdot \alpha_{R170} \cdot Re^{0.12} \cdot Pr^{-0.33} = 0.2 \cdot 2228 \cdot 1.4^{-0.33} Re^{0.12} = 399 Re^{0.12} \quad (55)$$

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

Таблиця 2.8. Залежність густини теплового потоку від кількості пластин

n	100	140	180	220
$Re^{0.12}$	4,97	4,78	4,63	4,52
α_{κ}	1983	1907	1847	1803
q_{TH} (Вт/м ² К) $T_{\kappa} - T_{cm} = 1$	1983	1907	1847	1803

Тепловіддавання при кипінні R290 [8]

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

$$\alpha = 3,0(Re_n)^{0,3}(Bo)^{0,33} \frac{\lambda}{d_b} \quad (56)$$

Теплофізичні властивості (рідина -пара) R290 при $T_{\kappa} = -28 \text{ }^{\circ}\text{C}$ [8]:

- динамічна в'язкість $\mu = 160/7,04 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;
- 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.

Об'ємна витрата пари агенту, 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

$$w_a = \frac{2V_a}{f_{1,к} \cdot n} = \frac{1,389 \cdot 2}{0,0015 \cdot n} = 1852 / n \quad (58)$$

Критерій Рейнольдса

$$Re_n = \frac{w \rho_n B}{\mu_n} = \frac{1852 \cdot 4,94 \cdot 1,0}{n 7,04 \cdot 10^{-6}} = 1300 \cdot 10^6 / n \quad (59)$$

Таблиця 2.9. Залежність Re від кількості пластин

n	100	140	180	220
Re	13000000	9286000	7222000	5909000
Re ^{0,3}	136	123	114	107,5

Критерій Бонда

$$Bo = g \rho d_b^2 / \sigma = 9,8 \cdot 558 \cdot 0,006^2 / 0,025 = 14,0 \quad (60)$$

Коефіцієнт тепловіддавання

$$\alpha = 3,0 \cdot (Re^n)^{0,3} \cdot 14^{0,33} \cdot 0,118 / 0,006 = 141 (Re^n)^{0,3} \quad (61)$$

Питомий тепловий потік в залежності від кількості пластин

$$q_a = \alpha_a \cdot \theta_a \quad (62)$$

Результати розрахунків густини теплового потоку у залежності від кількості пластин надано у таблиці 2.10.

Таблиця 2.10. Залежність густини теплового потоку від кількості пластин

n	100	140	180	220
Re ^{0,3}	136	123	114	107,5
α_κ	19176	17343	16074	15158
$q_{тн}$ (Вт/м2К) $T_{ст} - T_o = 1$	19176	17343	16074	15158

Визначення густини теплового потоку в апараті в залежності від кількості пластин здійснено графоаналітичним методом, наданим на рис.2.14.

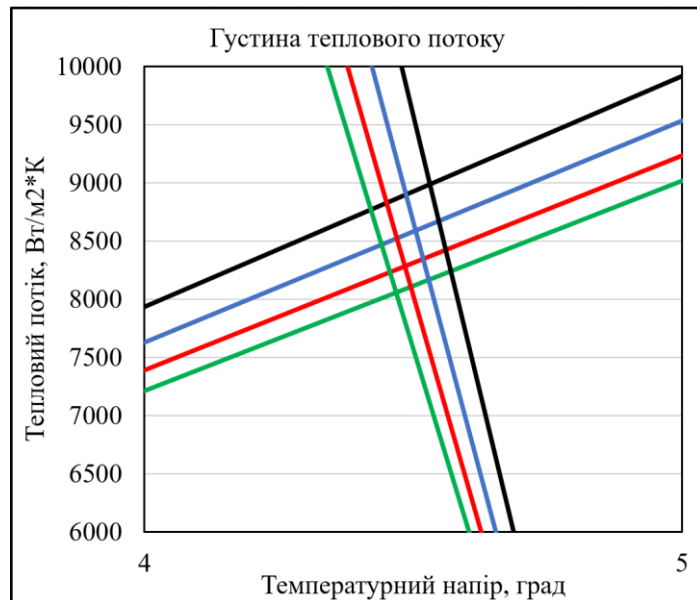


Рисунок 2.14. Графоаналітичний метод визначення густини теплового потоку в залежності від температурного напору θ в апараті та кількості касет

Теплопередавальна поверхня апарату:

$$F = f_{1n} \cdot n = 1,0 \cdot n \quad (63)$$

Дійсне теплове навантаження на апарат:

$$Q_k = q \cdot F \quad (64)$$

Розрахункову густину теплового потоку в апараті, теплопередавальну поверхню та теплове навантаження в залежності від кількості пластин надано у таблиці 2.11.

Таблиця 2.11. Результати розрахунків характеристик апарату

n	100	140	180	220
q, Вт/м ²	9000	8550	8250	8050
F, м ²	138,6	154,0	169	200
Q _k , Вт	541260	519920	482090	436500

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

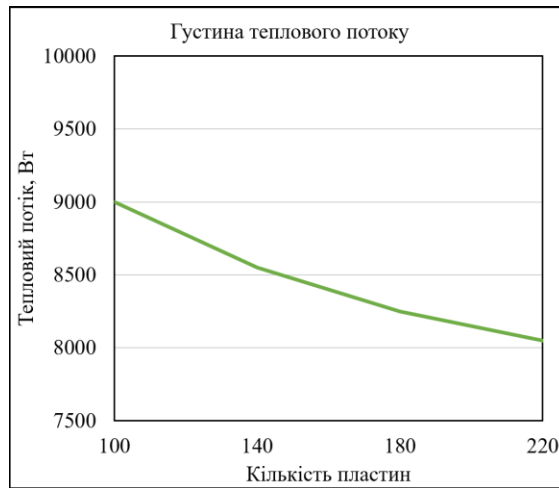


Рисунок 2.13. Залежність розрахункової густини теплового потоку в апараті від кількості пластин

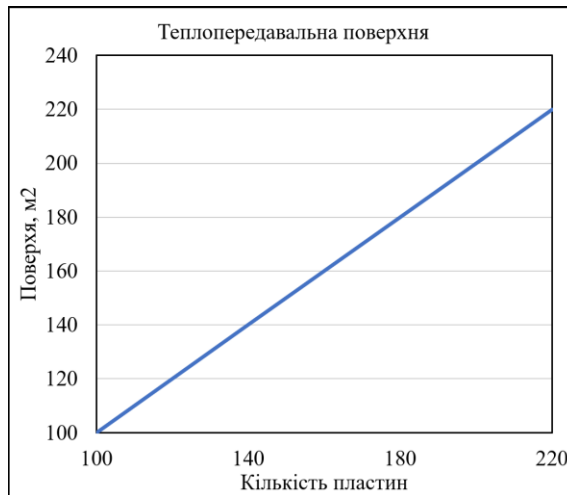


Рисунок 2.14. Залежність величини теплопередавальної поверхні апарату від пластин

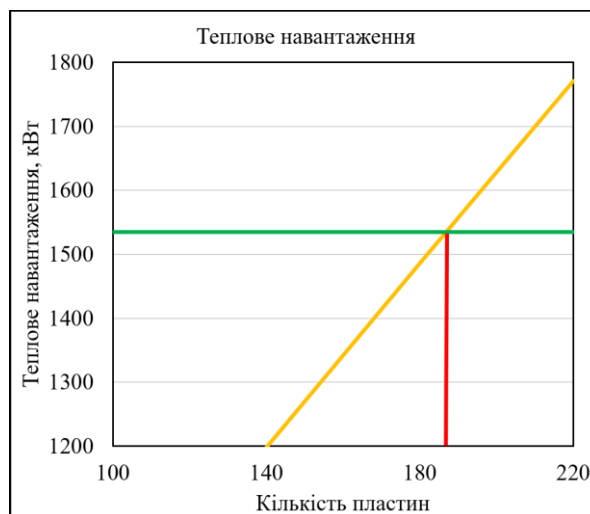


Рисунок 2.15. Залежність дійсного теплового навантаження на апарат від кількості пластин

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

Конструктивний розрахунок апарату

Довжина блоку касет апарату $L=186*0/004=0.744$ м

Об'ємні габарити блоку касет апарату $V=0.146$ м³

2.5. Порівняльний аналіз характеристик конденсаторів-випарників та машин в цілому

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

Таблиця 2.12. Порівняльний аналіз характеристик апаратів

№	Характеристика	Одиниці виміру	Кожухотрубний апарат	Кожухопластинчастий апарат
1	Теплове навантаження	кВт	1535	1535
2	Температурний режим $T_{\text{ОВК}}/T_{\text{КНК}}$ КВ	°С	-30/-23	-28/-23
3	Температурний папір в апараті	град	сім	п'ять
4	Густина теплового потоку	Вт/м ² К	11000	10500
5	Холодопродуктивність каскадної машини	кВт	1384	1384
6	Температурний режим машини Т/Т	а°С	-45/37	-45/37
7	Ефективна потужність компресорів	кВт	1093	951
8	Енергетична ефективність циклу COP		1,27	1.44
9	Маса апарату	кг	6000	900
10	Габарити апарату	мм	4600*1500**1400	1000*1000**1200
11	Об'ємний простір, що займає апарат	м ³	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, зменшилася ефективна потужність компресору. В наслідок підвищилася енергетична ефективність машини. Внутрішня ємність апарату зменшена. 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

$$V_p = M_{HK} \tau / \rho = (6,04 \cdot 1800) / 558 = 19,5 \text{ м}^3 \quad (65)$$

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 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 ізолюваною 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 номінальній 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.

Розрахунок системи заземлення

Розрахункове значення питомого опору ґрунту визначаємо за формулою:

$$\rho_p = \rho_{\phi} \gamma \quad (66)$$

де, ρ_{ϕ} – фактичне питомий опір ґрунту (для чорнозему воно дорівнює 30 Ом м); y – кліматичний коефіцієнт, приймаємо $y = 1,5$ [11].

У результаті підстановки числових значень в формулу отримуємо:

$$\rho_p = 30 \cdot 1.5 = 45 \text{ Ом}\cdot\text{м.}$$

Як електроди використані вертикальні сталеві труби діаметром $d = 0.045$ м.

Вертикальні заземлювачі маємо в ряд.

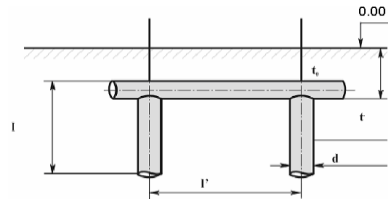


Рисунок 2.16. Система розподілу вертикальних заземлювачів

Довжину вертикального заземлювача вибираємо з умови: $l / l' = 2$. Відстань між заземлювачами l' приймаємо рівним 5м, тоді довжина заземлювача буде дорівнює

$$l = l' / 2 \text{ м} = 5 / 2 = 2,5 \text{ м} \quad (67)$$

Глибину залягання заземлювачів приймаємо рівною $t_0 = 0.5$, тоді

$$t = l / 2 + t_0, \text{ м} \quad (68)$$

$$t = 2.5 / 2 + 0.5 = 1.75 \text{ м}$$

Опір одного вертикального заземлювача

$$R_o = \rho_p / (2 \cdot p \cdot l) \cdot (\ln(2 \cdot l / d) + 1/2 \cdot \ln((4 \cdot t + l) / (4 \cdot t - l))) \quad (69)$$

$$R_o = 45 / (2 \cdot 3.14 \cdot 2.5) (\ln(2 \cdot 2.5 / 0.045) + 1/2 \ln((4 \cdot 1.75 + 2.5) / (4 \cdot 1.75 - 2.5))) = 14.6 \text{ Ом}$$

Необхідна кількість вертикальних заземлювачів

$$n = R_o / R_{mp}, \text{ шт.} \quad (70)$$

де, R_o – опір одного вертикального заземлювача; R_{mp} – необхідний опір заземлення, в електричних установках з напругою до 1000 В; $R_{mp} = 4$ Ом

В результаті отримуємо:

$$n = 14.6 / 4 = 3.65 \quad (71)$$

Підбираємо найближче стандартне число заземлювачів $n = 4$.

Тепер визначаємо опір системи вертикальних заземлювачів

$$R_{св} = R_o / (n' \cdot h_v) \quad (72)$$

де, R_o – опір одного вертикального заземлювача; n' – число заземлювачів; h_v – коефіцієнт використання вертикальних заземлювачів.

Вибираємо $h_v = 0.83$, тоді

$$R_{св} = 14.6 / (4 \cdot 0.83) = 4.4 \text{ Ом.}$$

Визначимо опір сполучної смуги (шини). При розміщенні заземлювачів в ряд довжина смуги визначається виразом:

$$L = (n' - 1) \cdot l', \text{ м} \quad (73)$$

$$L = (4 - 1) \cdot 5 = 15 \text{ м.}$$

Опір сполучної смуги

$$R_n = \rho_p / (2 \cdot p \cdot L \cdot h_r) \cdot \ln(L^2 / (d \cdot t_o)) \quad (74)$$

де, h_r – коефіцієнт використання горизонтальних заземлювачів, визначаємо $h_r = 0.89$, тоді

$$R_n = 45 / (2 \cdot 3.14 \cdot 15 \cdot 0.89) \cdot \ln(15^2 / (0.045 \cdot 0.5)) = 4.94 \text{ Ом.}$$

Опір всієї системи визначається виразом:

$$R_c = R_n \cdot R_{св} / (R_n + R_{св}) \quad (75)$$

де, R_n – опір сполучної смуги; $R_{св}$ – опір системи вертикальних заземлювачів.

Після підстановки числових значень отримуємо

$$R_c = 4.94 \cdot 4.4 / (4.94 + 4.4) = 2.33 \text{ Ом.}$$

Згідно з вимогами, опір захисного заземлення в будь-який час року в установках напругою до 1000В не повинна перевищувати 4 Ом. Порівнюючи отримане в результаті розрахунку R_c і $R_{тр}$, видно, що $R_c < R_{тр}$, а значить вимога виконана.

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 пожежною 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, з холодоагентами, порошкові і комбіновані. 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 інгібуючий 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.

Правила експлуатації теплообмінного обладнання

Експлуатація теплообмінників має на увазі чітке дотримання правил безпеки на всіх етапах. Проводити установку/демонтаж, обслуговування та ремонтні роботи повинні кваліфіковані фахівці, які знають конструкцію агрегату та вивчили експлуатаційну документацію. Попередньо вони проходять інструктаж з ТВ та атестацію.

Піднімати та переміщувати обладнання необхідно згідно з прописаними вимогами від компанії-виробника. Забороняється застосовувати

шпильки, з'єднання та стяжні болти для підйому агрегату. В ході ТО задіяно справне та перевірене обладнання.

Категорично не допускається використовувати пристрій у заземлювальному контурі в процесі зварювання, встановлення та обслуговування.

Заборонено проводити ремонт у теплообмінниках, якщо у внутрішній порожнині агрегату є тиск або температурні показники його поверхні перевищують 45 градусів. Щоб запобігти можливості розбризкування нагрівального середовища при виході з ладу ущільнень пакета пластин, слід встановити на обладнання робочий екран.

Під час експлуатації теплообмінників слід дотримуватися кількох правил:

- Установка задньої притискної плити повинна мати на увазі її рух по всій нормі та правилам.
- У процесі монтажу необхідно передбачити вільний доступ до обладнання для реалізації оглядів, обслуговування та ремонту у майбутньому. Також важливо, щоб процес зняття пластин не викликав труднощів.
- Категорично забороняється спирати на теплообмінники трубопроводи, що під'єднуються. Для цього використовують підвіс чи сторонні опори.
- Бажано монтувати запобіжні клапани по обидва боки, які мають стійкість до випробувального тиску.
- Важливо дотримуватись відстань між рамою та врізкою для манометрів та термометрів, вона повинна бути не менше 10 см.
- Гідравлічні удари дуже впливають на конструкцію теплообмінників. Щоб їх запобігти, запуск теплообмінного апарату в роботу повинен проводитись кваліфікованим персоналом, який пройшов навчання.
- Система, до якої приєднані теплообмінники, не повинна мати перепаду тиску та температури. Під час використання слідкувати за показниками стрибків та фіксують їх у журнал. Зниження напору та теплової віддачі

свідчить про наявність втрати пропускної спроможності контурів теплообмінника

- Періодичність очищення пластин визначає продуктивність теплообмінників. У процесі застосовують миючі засоби. У ході промивання пластинчастого агрегату важливо дотримуватись регламенту. З типу забруднень підбирається необхідний засіб. Щоб видалити олії та жири, використовують розчинник, необхідний для олійних емульсій. За наявності жирових або органічних відкладень застосовують гідроксид натрію.

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 аварії.

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;
- 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.

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, одна 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 3.13. складемо календарний графік виконання робіт, що відображає тривалість кожного виду робіт у вигляді відрізків часу, які розташовуються відповідно до послідовності виконання робіт (рис.3.1).

Таблиця 3.13. 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

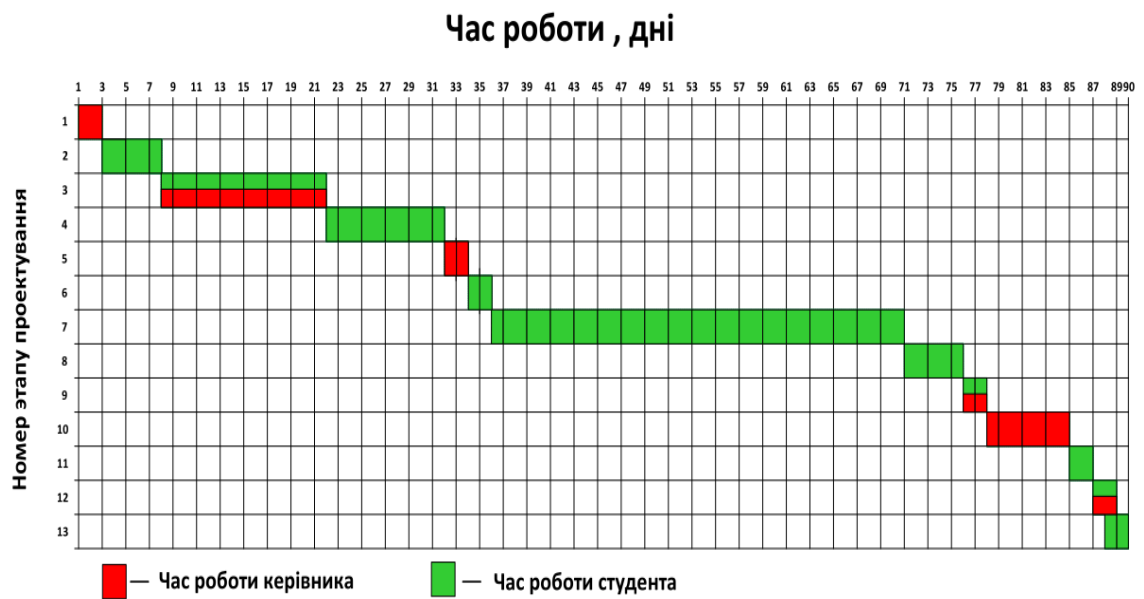


Рисунок 3.16. Стрічковий графік виконання роботи

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 3.14. 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

$$B_{el} = N \cdot c_{el} \cdot \tau_g \quad (76)$$

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

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

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

Вартість електроенергії становить:

$$B_{el} = 0,35 \cdot 1,68 \cdot 50 \cdot 6 + 0,01 \cdot 1,68 \cdot 0,1 \cdot 50 = 184 \text{ грн} \quad (77)$$

Загалом матеріальні витрати дорівнюють:

$$\sum B = B_m + B_{el} = 700 + 184 = 884 \text{ грн} \quad (78)$$

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 – 177 днів), зарплата дорівнює:

$$Z_{кер} = \frac{10981}{22} \cdot 29 = 14474,95 \text{ гр} - \text{зарплата керівника};$$

$$Z_{ст} = \frac{1800}{22} \cdot 77 = 6300 \text{ гр} - \text{зарплата студента.}$$

Витрати на заробітну плату:

$$\sum Z = Z_{кер} + Z_{ст} = 14474,95 + 6300 = 20774,95 \text{ гр.} \quad (79)$$

Додаткова зарплата становить 15% від основної суми:

$$Z_{дод} = \sum Z \cdot 0,15 = 20774,95 \cdot 0,15 = 3116,24 \text{ гр.} \quad (80)$$

Фонд оплати праці:

$$\Phi_{зн} = Z_{дод} + \sum Z = 20774,95 + 3116,24 = 23891,191 \text{ гр.} \quad (81)$$

Загальні прямі витрати

$$\sum B_{пр} = \Phi_{зн} + \sum B = 23891,191 + 1235,2 = 25126,39 \text{ гр.} \quad (82)$$

Таблиця 3.15. 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 магістерської 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 Francis 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 rozrobtkoju vyparnika - kondensatora. https://studentlib.com/kurosovaya_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-pidpryemstvi.html>.

11.Стрічковий графік. http://ni.biz.ua/3/3_9/3_99004_lentochniy-grafik.html