

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



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
до кваліфікаційної роботи

**На тему: «Розробка гібридної абсорбційно-компресорної
каскадної машини середньої продуктивності»**

Здобувача Ісасва Дмитра Євгеновича
(прізвище, ініціали)
4 курсу ЕН-142 групи

Керівник к.т.н., доц., Брюханова З.А.
(посада, прізвище та ініціали)

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

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від _____ 2026 р., протокол № _____

Завідувач кафедри КТ _____ **Юрій СИМОНЕНКО**

Одеса – 2026 рік

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри КТ

д.т.н., проф. Симоненко Ю.М

«__» ____ 2026 року

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

Ісаєв Дмитро Євгенович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи

Розробка гібридної абсорбційно-компресорної
каскадної машини середньої продуктивності

керівник роботи

к.т.н., доц. Брюханова З.А.

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

затвержені наказом вищого навчального закладу

від 31 жовтня 2025 року № 613-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи

01 червня 2026 року

3. Вихідні дані до роботи:

Живлення абсорбційної машини від утилізованого тепла малої енергетичної установки. Проаналізувати результати з позицій енергоефективності машини.

4. Перелік питань, які потрібно розробити:

Вступ. Аналітична частина. Аналіз проблеми та огляд літератури. Сучасні комбіновані абсорбційно-компресорні каскадні машини. Джерела живлення для абсорбційної машини.

Теоретична частина. Термодинамічний аналіз гібридного циклу каскадної машини. Схемно-циклове рішення каскадна абсорбційно-компресорна машина з отриманням зрідженого CO₂. Принципова

технологічна схема. Температурний режим роботи машини. Регенерація та утилізація тепла у циклах каскадів. Схема та цикл нижнього каскаду. Схема та цикл блоку отримання скрапленого CO₂. Схема

та цикл верхнього каскаду. Визначення характеристик циклів каскадів. Вибір устаткування верхнього каскаду. Розрахунок пластинчатого конденсатора випарника. Економічне оцінювання наукової

роботи. Розрахунок вартості науково-дослідницької роботи. Формування стрічкового графіку

виконання роботи. Розрахунок вартості досліджень і розробок. Висновки. Література.

5. Перелік графічного матеріалу:

Презентація Power Point (9 слайдів)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Проф. Морозюк Л.І.		

7. Дата видачі завдання 01.12.2025

Керівник _____ к.т.н., доц., Брюханова З.А.
 Завдання прийняв до виконання _____ Ісаєв Д.Є.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Здобувач-дипломник _____

(підпис)

Ісаєв Д.Є.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____

(підпис)

Брюханова З.А.

(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 _____

Ісаєв Д.Є.

(ПІБ)

(підпис)

АНОТАЦІЯ

В роботі представлено каскадну машину з R717/R744 робочими тілами для охолодження та виробництва скрапленого CO₂, що має великий потенціал розвитку на промислових підприємствах для внутрішнього використання. Розроблено схемно-циклові рішення каскадів: робочою речовиною нижнього каскаду обрано R744, схемно-циклове рішення – одноступенева компресорна холодильна машина; термодинамічний цикл та схема верхнього каскаду – абсорбційна одноступенева водоаміачна (NH₃/H₂O) холодильна машина. Проведено розрахунки характеристик циклів каскадів, оцінено ефективність блоку зрідження CO₂, виконано тепловий та конструктивний розрахунок пластинчастого конденсатора-випарника. Наведені положення з охорони праці та техніки безпеки при монтажу та експлуатації низькотемпературних холодильних машин.

SUMMERY

The work presents a cascade machine with R717/R744 working fluids for cooling and producing liquefied CO₂, which has great potential for development at industrial enterprises for internal use. Schematic and cycle solutions of the cascades have been developed: R744 was chosen as the working fluid of the lower cascade, the schematic and cycle solution is a single-stage compressor refrigeration machine; the thermodynamic cycle and scheme of the upper cascade are an absorption single-stage water-ammonia (NH₃/H₂O) refrigeration machine. Calculations of the characteristics of the cascade cycles have been carried out, the efficiency of the CO₂ liquefaction unit has been estimated, and a thermal and structural calculation of the plate condenser-evaporator has been performed. Provisions on labor protection and safety during the installation and operation of low-temperature refrigeration machines have been given.

ЗМІСТ

Вступ	7
Розділ 1. Аналітична частина. Аналіз проблеми та огляд літератури	11
1.1. Сучасні комбіновані абсорбційно-компресорні каскадні машини.....	11
1.2. Джерела живлення для абсорбційної машини	14
Розділ 2. Теоретична частина. Термодинамічний аналіз гібридного циклу каскадної машини.....	14
2.1. Схемно-циклове рішення каскадна абсорбційно-компресорна машина з отриманням зрідженого CO ₂	17
2.1.1. Принципова технологічна схема.....	17
2.1.2. Температурний режим роботи машини	18
2.1.3. Регенерація та утилізація тепла у циклах каскадів	18
2.1.4. Схема та цикл нижнього каскаду.....	19
2.1.5. Схема та цикл блоку отримання скрапленого CO ₂	19
2.1.6. Схема та цикл верхнього каскаду	20
2.2. Визначення характеристик циклів каскадів	25
2.3. Вибір устаткування верхнього каскаду	32
2.4. Розрахунок пластинчастого конденсатора випарника	35
Розділ 3. Техніка безпеки та особливості в обслуговуванні системи та обладнання для CO ₂	41
Розділ 4. Економічне оцінення наукової роботи. Розрахунок вартості науково-дослідницької роботи	45
4.1. Формування стрічкового графіку виконання роботи.....	45
4.2. Розрахунок вартості досліджень і розробок.....	47
Висновки.....	50
Література	51

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.8</i>		
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб.</i>		<i>Ісаєв Д.Є.</i>			<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушіє</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Брюханова З.А.</i>			6	52	
<i>Реценз.</i>					<u>ЕН-142</u>		
<i>Н. Контр.</i>							
<i>Затверд.</i>							

*Пояснювальна
записка*

ВСТУП

Актуальність теми

Життя сучасної людини нерозривно пов'язане з широким використанням електричної енергії, тепла та холоду. Однією з важливих складових високого рівня життя є забезпечення комфортних умов перебування людини вдома, на робочому місці та в громадських приміщеннях. Створення таких умов безпосередньо впливає на стан здоров'я населення та якість життя.

Серед існуючих енергетичних систем окреме місце займають системи малої енергетики. Вони призначені для енергозабезпечення населених пунктів, віддалених від централізованих енергетичних мереж, а також автономних малих підприємств, зокрема сільськогосподарського призначення. Незважаючи на значну затребуваність таких систем, їх розвиток супроводжується недостатнім рівнем технічного та науково-методичного забезпечення.

Перспективним і технічно відносно простим напрямом підвищення ефективності енергетичних систем є застосування когенерації. Когенераційні установки забезпечують одночасне виробництво теплової, електричної та механічної енергії з високими коефіцієнтами перетворення при використанні скидної або нетрадиційної енергії. Холод при цьому виступає корисним ефектом від виробництва тепла та електроенергії. Одночасне отримання електричної енергії, тепла та холоду формує систему тригенерації, яка забезпечує реалізацію трьох корисних ефектів при використанні єдиного джерела первинної енергії – тепла.

Важливою умовою організації тригенераційних систем є наявність споживачів тепла і холоду з відповідними співвідношеннями теплових навантажень та необхідними температурними режимами. Особливого значення в таких системах набуває використання холодильних машин, що

					КРБ.КТ.613-03.1.8	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

живляться тепловою енергією, зокрема абсорбційних тепловикористальних холодильних машин.

У вирішенні широкого спектра технічних і технологічних завдань холодильні технології відіграють важливу роль. Останніми роками спостерігається стійке зростання попиту на наднизькі температури (нижче -40°C) у різних галузях господарської діяльності.

На підприємствах харчової промисловості широко використовуються скороморозильні апарати для шокового заморожування продуктів. У металургійній промисловості застосовуються технології циклічного нагрівання та охолодження для підвищити міцність металів. У медицині низькотемпературні технології використовують для зберігання вакцин і біологічних матеріалів. У нафтогазовій галузі за їх допомогою здійснюється виробництво зрідженого природного газу. Значна частка споживання низькотемпературного холоду припадає також на підприємства торгівлі.

Поширеним способом отримання помірного холоду на температурному рівні від -110 до -40°C є використання каскадних парокомпресорних холодильних машин, що працюють на чистих робочих речовинах.

Із широкого спектра холодоагентів, представлених на сучасному ринку, для каскадних холодильних машин було відібрано пари робочих речовин, які за умови дотримання загальних принципів вибору характеризуються суттєвими перевагами. Насамперед обидві речовини є природними та мають нульовий потенціал ($\text{ODP} = 0$) і практично нульовий потенціал ($\text{GWP} \approx 0$). Саме ці фактори стали передумовою створення нового покоління каскадних холодильних машин.

Найбільш відомою та дослідженою є каскадна холодильна машина з парою робочих речовин R717/R744, де R717 використовується у верхньому каскаді (ВК), а R744 – у нижньому каскаді (НК). Термодинамічний аналіз циклу такої машини показав, що найбільш перспективною сферою її застосування є установки великої холодопродуктивності з температурним

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.8</i>	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

рівнем охолоджуваних об'єктів від -50 до -30 °С. У роботі [1] наведено аналіз декількох пар робочих речовин, у яких холодоагентом верхнього каскаду виступає R744. Для нижнього каскаду запропоновано використання холодоагентів HFC-групи (R125, R41, R32 та R23), що дозволяє отримувати температури нижче температури потрійної точки R744 (-80 °С). Такі речовини можуть бути використані під час проектування каскадних холодильних машин, призначених для роботи за температур нижче -70°С.

Розвиток технологій виробництва зрідженого природного газу (СПГ) зумовив потребу у створенні каскадних холодильних машин середньої продуктивності, що стимулювало розвиток компресоробудування провідними світовими виробниками [9–12]. У промисловому масштабі такі установки використовуються для охолодження та зрідження газових сумішей. При цьому особлива увага приділяється використанню робочих речовин, які є компонентами природного газу.

Застосування діоксиду вуглецю CO₂ (R744) у холодильній техніці з кожним роком набуває все більшого поширення. Низька вартість, доступність, екологічна безпечність та високі теплофізичні характеристики роблять CO₂ одним із найбільш перспективних холодоагентів для промислових холодильних систем великої продуктивності, а також систем холодопостачання супермаркетів середнього та великого формату.

Зріджений діоксид вуглецю та сухий лід широко застосовуються як автономні джерела холоду в різних галузях господарства.

Доцільність реалізації запропонованого проекту обумовлена необхідністю скорочення викидів діоксиду вуглецю в навколишнє середовище, а також постійним зростанням попиту на зріджений CO₂ та сухий лід. Зазначені продукти щороку знаходять нові напрями застосування в промисловості, сільському господарстві, медицині та логістичних системах.

Таким чином, на підставі наведеного аналізу можна зробити висновок, що наукові дослідження та розробки, спрямовані на вдосконалення каскадних

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.8</i>	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

холодильних машин і холодильних циклів для отримання зрідженого CO₂, є актуальними.

Метою роботи є розробка гібридної абсорбційно-компресорної каскадної холодильної машини з виробництвом зрідженого CO₂ на засадах енергозбереження.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- виконати огляд робіт з питань, що досліджуються;
- розробити схемно-циклове рішення машини;
- виконати енергетичний аналіз характеристик циклу;
- виконати розрахунок конструкції пластинчастого конденсатора-випарника.

Об'єктом дослідження є схема та цикл комбінованої каскадної абсорбційно-компресорної машини.

Предметом дослідження є термодинамічні процеси, які здійснюються в елементах холодильної системи.

Методи дослідження: моделювання процесів в елементах холодильної системи. Основою математичного моделювання є рівняння класичної термодинаміки та теплопередавання.

Структура роботи. Робота складається з двох теоретичних розділів, розділу охорони праці, економічних показників роботи, списку використаної літератури. Зміст роботи викладено на 52 сторінках, включаючи 14 рисунків, 16 таблиць, список інформаційних джерел з 21 найменувань.

					КРБ.КТ.613-03.1.8	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

РОЗДІЛ 1
АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА
АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ ТА ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ

1.1. Сучасні гібридні каскадні машини

Парокомпресорні холодильні машини широко використовуються в кондиціонуванні повітря, консервуванні харчових продуктів, виробництві льоду тощо. Це покращує рівень життя людей, однак, це сприяє виснаженню викопних енергетичних ресурсів, а також викидам парникових газів. Щоб зменшити споживання невідновлюваної енергії та мінімізувати негативний вплив на навколишнє середовище, глибоко вивчаються та стають все більш популярними. Тепловикористальні абсорбційні холодильні машини, що працюють на низькопотенційному теплі. Однак, абсорбційні машини не здатні досягти низької температури випаровування [13], а їх енергоефективність швидко падає зі зниженням температури випаровування [13].

Запропоновано як альтернативу низькотемпературним машинам, гібридну каскадну холодильну машину, яка може досягти низької температури випаровування та зменшити споживання електроенергії.

Каскадний цикл абсорбції та механічного стиснення складається з двох каскадів. Абсорбційна машина використовується у верхньому каскаді ВК, компресорна – у нижньому каскаді НК (рис.1).

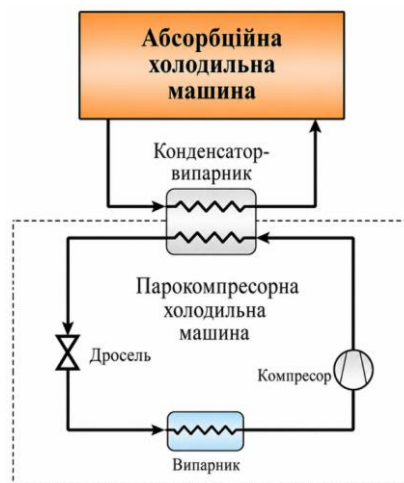


Рисунок 1. Принципова схема гібридної каскадної машини [13]

Було проведено багато досліджень ВК каскаду, з парою речовин які R22 та NH₃/H₂O виявили хороший ефект енергозбереження [14].

Модель абсорбційно-компресорної холодильної системи LiBr/H₂O-CO₂ для охолодження електронних елементів та кондиціонування повітря на військово-морських кораблях, дослідили у роботі [15]. Систему порівняли з еквівалентним двоступеневим циклом парокомпресорної, і було виявлено, що вона дозволяє знизити споживання електроенергії до 31%.

У роботі [13] теоретично досліджено каскадні машини з LiBr/H₂O-R134a, NH₃/H₂O-R410A, тощо як робочими речовинами. Результати показали, що COP циклу був на 48–51% вищим, ніж у звичайного парокомпресорного двоступеневого циклу при використанні різних робочих речовин.

Інформація з використання водоаміачних машин в каскадних циклах відсутня. Однак саме такі машини доцільно використовувати у віддалених від централізованих енергетичних систем населених пунктах та незалежних малих виробництвах, зокрема, в сільськогосподарських підприємствах з малими енергетичними установками.

Перспективи водоаміачного розчину визначають: природне походження, низька вартість, середні робочі тиски, широкий інтервал реалізованих температур (-20...190°C). Сучасні конструкції пластинчастих теплообмінних апаратів для водоаміачних абсорбційних машин пропонує фірма AlfaLaval [16].

Установки з CO₂ робочою речовиною виробляють CO₂-газ, рідину і сухий лід. При виробництві рідкого CO₂ та сухого льоду встановлюють багатоступеневі або каскадні холодильні машини для конденсації газу при відведенні тепла та зниження тиску нижче параметрів потрійної точки при виробництві сухого льоду. Технологічна схема представляє триступеневу холодильну машину, де газ послідовно стискається у компресорах КНС, КСС, КВС, і конденсується конденсаторі при високому тиску, величина якого визначається температурою охолоджуючого середовища. Рідина високого

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.8</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

тиску надходить на зберігання у резервуар для подальшого продажу або переробки у сухий лід.

Отримання скрапленого CO₂ середнього тиску здійснюють шляхом застосування каскадних холодильних машин, що забезпечує енергозбереження у виробництві сухого льоду [2]. В обох каскадах встановлені парокомпресорні машини. У ВК робочою речовиною використано аміак, у НК каскаді – CO₂, який скропляється.

Для переробки газоподібного діоксиду вуглецю в рідку або тверду фазу використано промислове обладнання, що випускається серійно, широко представлене на ринку.

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.8</i>	Арк.
						13
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

1.2. Джерела живлення для абсорбційної машини

Енергія біомаси є найдавнішим джерелом енергії. Біомаса – це органічна речовина, що складається з тканин рослин і тварин. Поки промислова революція не спонукала до переходу на викопне паливо, воно було домінуючим джерелом палива.

Зараз близько 15 відсотків світової енергії виробляється з біомаси. Біомаса є потенційно відновлювальним джерелом енергії. Використання біомаси як джерела палива має серйозні наслідки для навколишнього середовища, тому так важливо мати систему когенерації на таких енергетичних установках та утилізацію CO₂ для отримання зрідженого товарного продукту.

Технічна доцільність і економічна доцільність використання сонячної енергії залежить від кількості доступного сонячного світла (сонячного випромінювання) у зоні, де ви збираєтеся розмістити сонячні обігрівачі або сонячні панелі. Це іноді називають доступним сонячним ресурсом. Кожна частина Землі забезпечена сонячним світлом протягом принаймні однієї частини року. Кількість доступного сонячного світла є одним із факторів, який слід враховувати при розгляді питання про використання сонячної енергії.

Газотурбінні та газопоршневі установки набули широкого поширення саме в малій енергетиці, оскільки вони відмінно підходять для електро- та теплопостачання підприємств, віддалених населених пунктів та інших споживачів. Надійність таких типів електроустановок вже підтверджена їхньою тривалою експлуатацією у світі.

Для роботи газопоршневих електростанцій потрібен доступ до пального газу будь-якого типу, а переважна більшість газотурбінних установок спочатку були розраховані на роботу на природному газі. Але оскільки природний газ є цінною технологічною сировиною для хімічної промисловості, де її використання часто більш рентабельне, ніж в енергетиці – активно набирає

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.8</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

обертів виробництво та впровадження газотурбінних установок, здатних ефективно працювати на твердому паливі (торф чи деревина).

Джерела, які реально відновлювати, не потрібно купувати, вони є безкоштовними і знайдуться в будь-якій країні.

Когенераційні системи можуть варіюватися за своєю потужністю та конструкцією залежно від потреб конкретного об'єкта (рис.2).



Рисунок 2. Принципова схема тригенераційної установки

Висока ефективність використання палива та можливість мінімізації втрат енергії дозволяють підприємствам досягати значної економії у порівнянні з традиційними джерелами енергії.

Тригенераційні установки, які реалізуються на світовому ринку, мають різні області застосування, які обумовлені типом тепловикористальної холодильної машини.

Об'єкти малої енергетики відрізняються великою різноманітністю, можна виділити такі види [3]:

- мікротурбінні електростанції;
- газотурбінні та газопоршневі електростанції;
- електроустановки, що використовують енергію біомаси;
- сонячні електростанції;

Температурний режим роботи котла утилізатора залежить від кількох факторів. Типові температурні режими роботи утилізаторів надано у таблиці 1 [6].

Таблиця 1. Температурні параметри потоків у котлах-утилізаторах

Тип джерела тепла	Температура потоку на вході, $T_{вх}$ °С	Температура потоку на виході, $T_{вих}$ °С
У газовому тракті		
Газові турбіни малої потужності	400 - 550	120 - 180
Двигуни внутрішнього згорання (дизельні, газові)	300 - 500	110 - 160
Мікротурбіни	250 - 350	100 - 150
У тракті теплоносія		
	Тиск, p МПа	Температура на виході, $T_{вих}$ °С
Вода гаряча	0,1 – 0,3	70 - 95
Вода перегріта	0,3 – 0,6	100 - 160
Пара насичена	0,5 – 1,0	120 - 200
Пара перегріта	1,0 – 2,5	200 - 350

Результати аналізу технічної літератури використані у дослідженні під час проектування верхнього каскаду машини – водоаміачної абсорбційно\холодильної машини.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ГІБРИДНОГО ЦИКЛУ КАСКАДНОЇ МАШИНИ

2.1. Схемно-циклове рішення каскадна абсорбційно-компресорна машина з отриманням зрідженого CO₂

У роботі розглянуто каскадну холодильну машину, що працює у режимах холодопостачання середньотемпературних об'єктів, отримання зрідженого CO₂.

Робочими речовинами є CO₂ в НК каскаді, у ВК каскаді реалізується абсорбційний цикл з водоаміачним розчином. Розглянуту абсорбційну машину орієнтовано на використання джерел з відносно низькими температурними параметрами (90...250°C), що цілком пов'язане з властивостями робочої суміші.

2.1.1. Принципова технологічна схема

Звернемося до рис.3. Технологічна схема містить два каскади: верхній ВК – одноступенева абсорбційна машина, каскад НК – замкнений цикл одноступеневої компресорної машини, що є блоком технологічного устаткування отримання зрідженого CO₂ або для охолодження холодоносія для технологічного процесу підприємства.

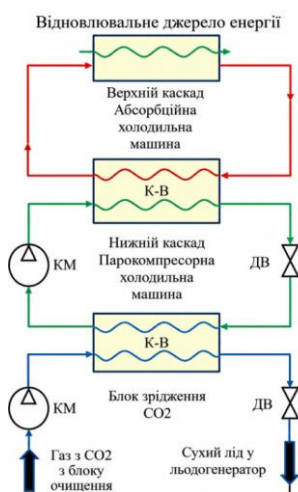


Рисунок 3. Принципова технологічна схема каскадної машини

					КРБ.КТ.613-03.1.8	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Прийняте рішення щодо каскадної машини: містить елемент енергозбереження як для виробника устаткування (уніфікація обладнання), так і для споживача двох корисних ефектів (холодопостачання та отримання CO₂-продукту).

2.1.2. Температурний режим роботи машини

Для проведення аналізу енергоефективності нового технічного рішення та співставлення його з існуючими аналогами температурний режим та корисний ефект залишаються подібними.

Температура кипіння у випарнику НК-каскаду повинна задовольняти умови роботи машини у двох режимах: холодопостачання та отримання зрідженого CO₂. Температура -40°C задовольняє обох споживачів [17] і залишається постійною для будь-якого режиму у ВК каскаді машини. Температурний режим у конденсаторі-випарнику залишається подібним до парокомпресорної машини, що визначено при вирішенні енергетичної задачі

Розрахункова температура теплоносія, що відводить тепло у абсорбційному циклі залежить від кліматичних умов експлуатації машини та схеми системи утилізації тепла для побутових потреб.

2.1.3. Регенерація та утилізація тепла у циклах каскадів

Регенерація та утилізація тепла в одноступеневих машинах здійснюється у теплообмінниках. Внутрішня регенерація тепла у циклах каскадів забезпечує зменшення необоротних втрат у конденсаторі-випарнику, масових витрат холодоагенту у каскадах, підвищення енергетичних та об'ємних характеристик як механічних, так і термохімічних компресорів і, як слідство, сприяє підвищенню енергетичної ефективності машини [17]. Утилізація тепла конденсації та абсорбції у абсорбційному циклі з одночасною утилізацією тепла перегріву у компресорному забезпечує підприємство гарячою технологічною водою, чим знижує експлуатаційні витрати.

					КРБ.КТ.613-03.1.8	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.1.4. Схема та цикл нижнього каскаду

Технологічну схему та цикл НК-каскаду надано на рис.4.

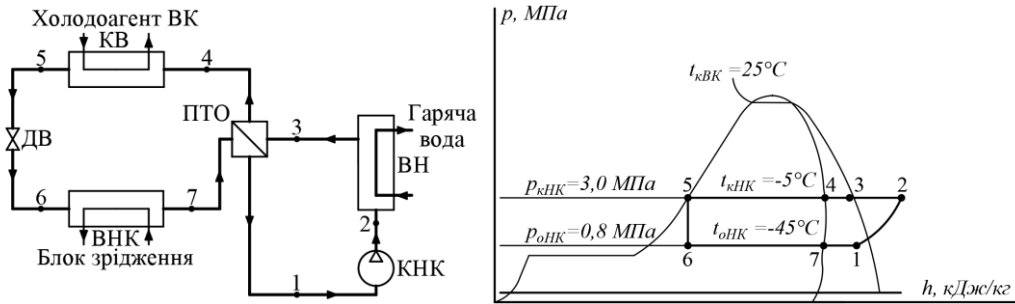


Рисунок 4. Технологічна схема та цикл нижнього -каскаду

Технологічна схема містить: компресор КНК, конденсатор-випарник КВ і випарник ВНК, водяний теплообмінник ВТО, теплообмінник ПТО. Завдяки установці ПТО на вході у конденсатор-випарник КВ пара знаходиться у стані, близькому до насичення. Установка у схемі двох теплообмінників ПТО та ВТО є запорукою підвищення енергетичної ефективності машини: зменшення температурного напору у КВ, зменшення витрати холодоагенту та підвищення ефективного ККД компресора

2.1.5. Схема та цикл блоку отримання скрапленого CO2

Технологічну схему та цикл блоку надано на рис.5.

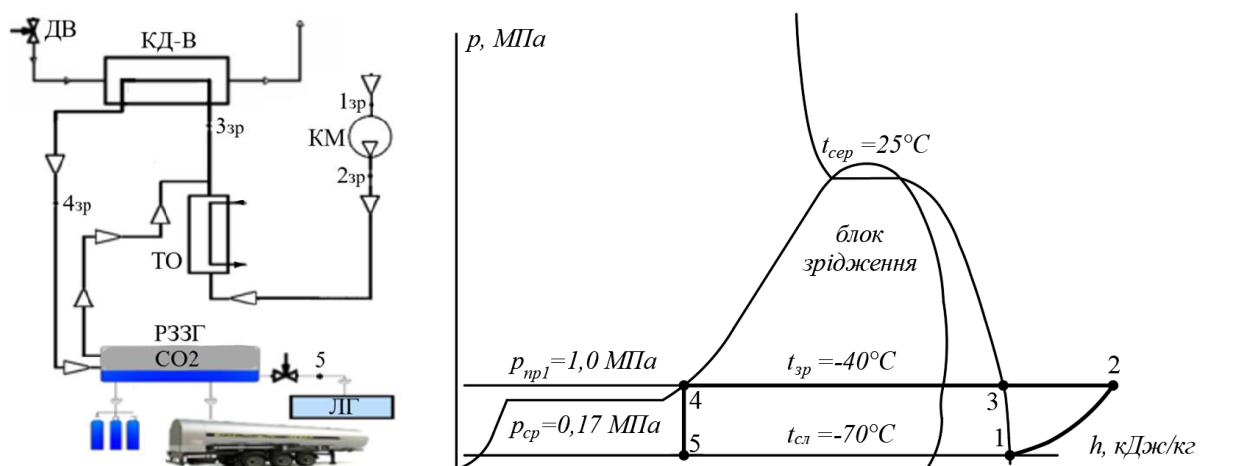


Рисунок 5. Технологічна схема та цикл блоку отримання зрідженого CO2

Пара CO₂ після системи очищення надходить у компресор КМ, стискається і далі охолоджується у теплообміннику ВТО водою. Охолоджена пара йде до випарника ВНК, де конденсується. За тиском конденсації зріджений CO₂ поступає в резервуар РЗЗГ зберігання зрідженого CO₂.

Працездатність і енергоефективність сформованого схемно-циклового рішення каскадної машини підтверджено проведенням теплових розрахунків циклів.

Для спрощення розрахунків прийнято такі припущення:

- 1) Термодинамічні цикли перебувають у стійкому стані;
- 2) Процеси стиснення в компресорах є ізентропні;
- 3) Втратами тиску в теплообмінниках нехтують;
- 4) Потoki у дросельних пристроях ізентальпні.

2.1.6. Схема та цикл верхнього каскаду

На рис.6 надано принципову технологічну схему та на рис.7 – цикл у діаграмі стану ентальпія-концентрація ($h-x$) простішої водоаміачної холодильної машини з мінімальним набором елементів, що реалізують цикл. У термодинамічному аналізі циклу надано назву «еталонний». Зберігаючи структуру будь-якої парової холодильної машини можна вважати, що абсорбційна холодильна машина складається з двох частин (двох груп елементів):

- **термохімічний компресор** – сукупність генератора, абсорбера, дросельного вентиля и насосу між ними. Робочою речовиною термохімічного компресору є водоаміачний розчин різної концентрації;
- **основний процес** – сукупність конденсатора, випарника і дросельного вентиля між ними. Ці елементи здійснюють ті самі функції, що і в парових компресорних холодильних машинах. Робочою речовиною основного процесу є холодильний агент – аміак.

					КРБ.КТ.613-03.1.8	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

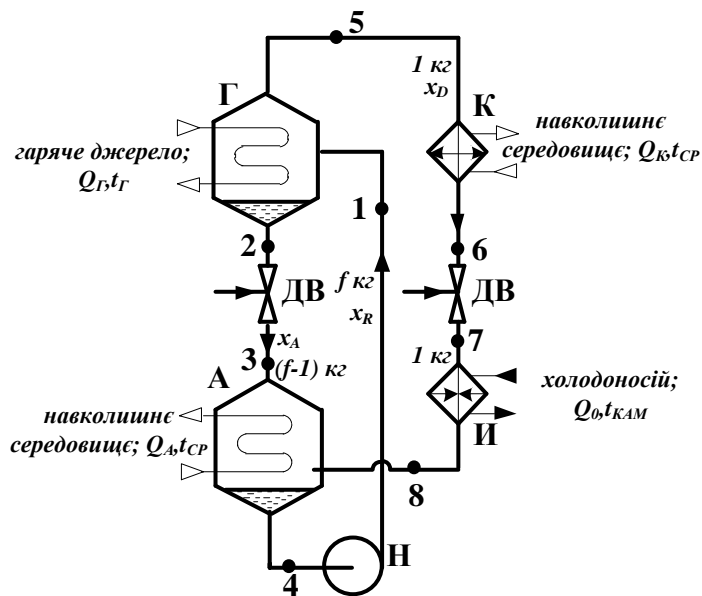


Рисунок 6. Принципова «еталонна» схема абсорбційної водоаміачної холодильної машини: Г – генератор; А – абсорбер; К – конденсатор; В – випарник; ДВ – дросельний вентиль; Н – насос.

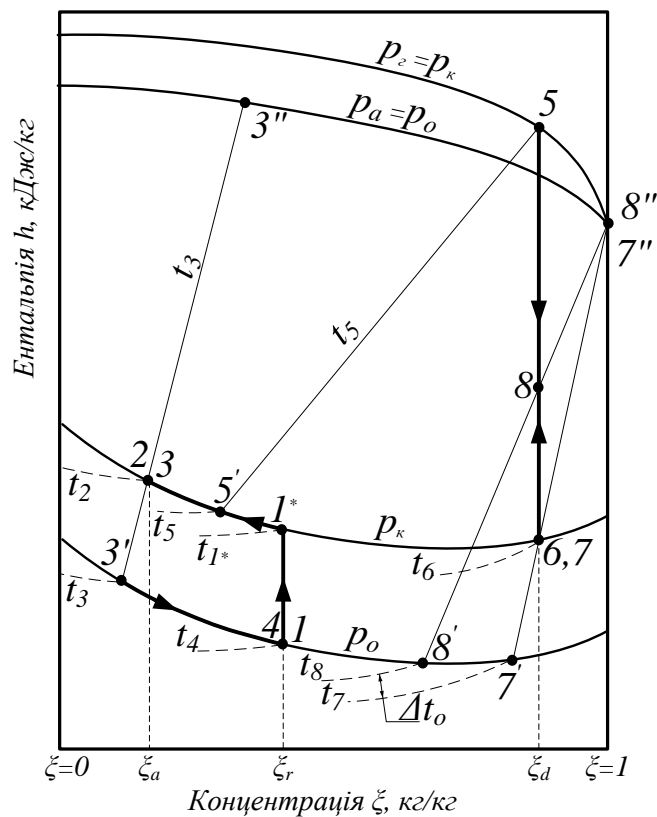


Рисунок 7. Цикл еталонної абсорбційної холодильної машини в діаграмі стану «ентальпія-концентрація» (h-x)

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.КТ.613-03.1.8

Арк.

21

В генераторі здійснюється підведення теплоти Q_G від гарячого джерела. Міцний розчин з температурою t_G з концентрацією x_R^* кипить при високому тиску ($p_K = p_G$). При цьому виділяється (випаровується) аміак, одночасно з цим міцний розчин перетворюється в слабкий розчин (з концентрацією x_A^*). Пара аміаку, прийнято її концентрацію позначати x_D^* , при високому тиску (p_G) поступає до конденсатору, де віддає тепло Q_K навколишньому середовищу (з температурою t_{CEP}) і конденсується. Потім рідина аміаку дроселюється до низького тиску (p_0) і поступає в випарник, де кипить при низькому тиску, виробляючи холодильний ефект Q_O . Слабкий розчин, що залишився в генераторі, поступає в абсорбер через дросельний вентиль, при тиску $p_A = p_0$. В абсорбері відбувається поглинання слабким розчином (з концентрацією x_A) пари агента, що утворилася в випарнику (з концентрацією x_D). Процес абсорбції супроводжується виділенням тепла, тому його можливо здійснювати лише при відведенні тепла в навколишнє середовище Q_A . В результаті процесу абсорбції отримуємо міцний розчин низького тиску $p_A = p_0$ з концентрацією x_R . Міцний розчин подається в генератор насосом, який підвищує його тиск до $p_K = p_G$. Цикл замкнено. Випарити чистий аміак в генераторі практично неможливо, пари аміаку містять деяку кількість води, і хоча величина x_D може бути досить близька до 1, проте вона ніколи не буває їй рівною.

Вихідними даними для побудови циклу абсорбційної холодильної машини є:

- температура гарячого джерела t_G ;
- температура навколишнього середовища t_{CEP} ;
- температура об'єкту, що охолоджується $t_{КАМ}$.

					КРБ.КТ.613-03.1.8	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При побудові циклу довільно можуть бути задані тільки 2 температури, третя – повинна бути функцією попередніх двох, що забезпечує працездатність машини. Припускаємо, що задані всі три температурні рівні, а машина буде працездатна. Цикл абсорбційної машини, аналогічно до одноступеневої парової компресорної холодильної машини, складається в інтервалі двох тисків:

- низького (тиск абсорбції і кипіння) $p_A = p_0$;
- високого (тиск генерації і конденсації) $p_K = p_\Gamma$.

Отримані параметри в точках зведено до таблиці 2:

Таблиця 2. Параметри в точках

№ точки	Тиск, P , бар	Температура, t , °C	Концентрація, x , кг/кг	Питома ентальпія, h , кДж/кг
1*	$p_K = p_\Gamma$	t_{1*}	x_R	h_{1*}
1	$p_K = p_\Gamma$	$t_1 = t_4 = t_{cp}$	x_A	$h_1 = h_4$
2	$p_K = p_\Gamma$	$t_2 = t_\Gamma$	x_A	h_2
3	$p_A = p_0$	не визначати	x_A	$h_3 = h_2$
4	$p_A = p_0$	$t_4 = t_{cp}$	x_R	h_4
5	$p_K = p_\Gamma$	t_5	x_D	h_5
6	$p_K = p_\Gamma$	$t_6 = t_K$	x_D	h_6
7	$p_A = p_0$	не визначати	x_D	$h_7 = h_6$
8	$p_A = p_0$	$t_8 = t_{кам}$	x_D	h_8

Питомі характеристики циклу

Кратність циркуляції міцного розчину

$$f = \frac{x_D - x_A}{x_R - x_A}, \text{ кг/кг} \quad (1)$$

Питоме теплове навантаження на генератор

$$q_\Gamma = (h_5 - h_2) + f(h_2 - h_1), \text{ кДж/кг} \quad (2)$$

Питоме теплове навантаження на конденсатор

$$q_K = h_5 - h_6, \text{ кДж/кг} \quad (3)$$

Питома холодопродуктивність машини

$$q_0 = h_8 - h_7, \text{ кДж/кг} \quad (4)$$

Питоме теплове навантаження на абсорбер

$$q_{\Gamma} = (h_8 - h_3) + f(h_3 - h_4), \text{ кДж/кг} \quad (5)$$

Енергетичний баланс машини

$$q_{\Gamma} + q_0 + (w_H) = q_K + q_A \quad (6)$$

Робота насосу w_H незрівнянно мала по відношенню до теплових навантажень на апарати, тому в тепловому балансі її не враховують.

Повні теплові навантаження на апарати

Усі характеристики машини визначають при заданій холодопродуктивності Q_0 .

Масова витрата холодильного агента, яка забезпечує задану холодопродуктивність абсорбційної холодильної машини:

$$M_a = \frac{Q_0}{q_0}, \text{ кг/с} \quad (7)$$

Повне теплове навантаження на генератор від гарячого джерела

$$Q_{\Gamma} = M_a \cdot q_{\Gamma}, \text{ кВт} \quad (8)$$

Теплота, яка відводиться з конденсатора в навколишнє середовище

$$Q_K = M_a \cdot q_K, \text{ кВт} \quad (9)$$

Теплота, яка відводиться від абсорбера в навколишнє середовище

$$Q_A = M_a \cdot q_A, \text{ кВт} \quad (10)$$

Коефіцієнт перетворення циклу COP

$$COP = \frac{Q_0}{Q_{\Gamma}} \quad (11)$$

Повний енергетичний баланс машини (роботою насосу нехтуємо)

$$Q_{\Gamma} + Q_0 = Q_K + Q_A \quad (12)$$

Низькі значення COP характерні усім абсорбційним холодильним машинам, які працюють за найпростішою схемою.

					КРБ.КТ.613-03.1.8	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

2.2. Визначення характеристик циклів каскадів

Розрахунок характеристик здійснюється для кожного каскаду згідно до класичної моделі одноступеневої машини [17].

Масові витрати холодоагентів у каскадах розраховують з використанням енергетичного балансу випарника-конденсатора та віднесені до 1 кг/с масової витрати агента у НК-каскаді як головному

Масова витрата холодоагенту у верхньому каскаді:

$$M_{BK} = \frac{M_{HK} Q_{кHK}}{Q_{oBK}} \quad (13)$$

Масова витрата CO₂, що зріджується

$$M_{зР} = \frac{M_{HK} Q_{oHK}}{Q_{кЗР}} \quad (14)$$

Термодинамічні параметри у вузлових точках циклів визначено з залученням комп'ютерної програми REFPROP.

2.2.1. Розрахунок енергетичних характеристик циклу нижнього каскаду [17]

Вихідні дані для розрахунку

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

Тиск у випарнику $p_{oHK} = 1,0045 \text{ МПа}$

Температура конденсації у $T_{кHK} = -5^{\circ}\text{C}$

Тиск у конденсаторі $p_{кHK} = 3,04 \text{ МПа}$

Масова витрата холодоагенту $M_{HK} = 1,0 \text{ кг/с}$

Цикл надано у діаграмі $p-h$ на рис.8.

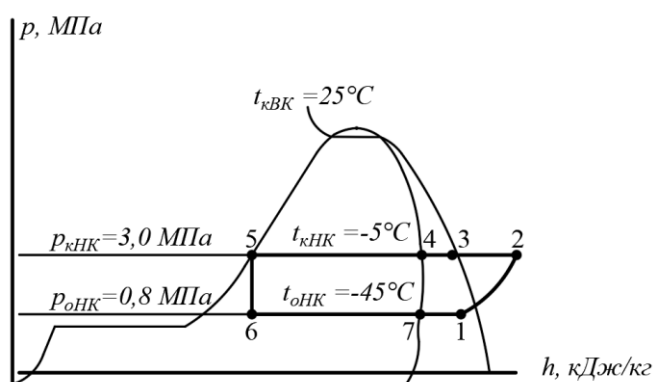


Рисунок 8. Цикл нижнього каскаду у діаграмі $p-h$

Параметри в вузлових точках циклу надано у таблиці 3.

Таблиця 3. Параметри у вузлових точках циклу

Номер точки	Тиск, P , бар	Температура, T , °C	Ентальпія, h кДж/кг	Ентропія, s , кДж/кг К	Об'єм, v , м ³ /кг
1	8,34	20	494		0,063
2	30,4	117	571,6		
3	30,4	42,8	493,5		
4	30,4	-5	433,6		
5	30,4	-5	188,3		
6	8,34	-45	188,3		
7	8,34	-45	434,1		

Ентальпію точки 3 визначено з теплового балансу теплообмінника ПТО

$$h_1 - h_7 = h_3 - h_4 \quad (15)$$

Питомі характеристики циклу

питома масова холодопродуктивність

$$q_{oHK} = h_7 - h_6 = 434 - 188 = 246, \text{ кДж/кг} \quad (16)$$

питома об'ємна холодопродуктивність

$$q_{vHK} = q_{oHK} / v = 246 / 0,063 = 3905, \text{ кДж/м}^3 \quad (17)$$

питома ізоентропна робота стиснення

$$w_{HK} = h_2 - h_1 = 572 - 494 = 78, \text{ кДж/кг} \quad (18)$$

питоме теплове навантаження на конденсатор-випарник

$$q_{кHK} = h_4 - h_5 = 434 - 188 = 246, \text{ кДж/кг} \quad (19)$$

Загальні характеристики нижнього каскаду.

дійсна об'ємна продуктивність компресора

$$V_{oHK} = M_{HK} v_1 = 1.0 \cdot 0,063 = 0,063, \text{ м}^3/\text{с} \quad (20)$$

коефіцієнт подавання компресора

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda'_w = 0,92 \cdot 0,85 = 0,78 \quad (21)$$

$$\text{де, } \lambda_c = 1 - c[(p_k / p_o)^{1/m} - 1] = 1 - 0,03[3,04 / 0,83 - 1] = 0,92 \quad (22)$$

$$\lambda_w = T_o / T_k = 228 / 268 = 0,85 \quad (23)$$

теоретична об'ємна продуктивність компресора

$$V_{hHK} = V_{oHK} / \lambda_{HK} = 0,063 / 0,78 = 0,081, \text{ м}^3/\text{с} \quad (24)$$

адіабатна потужність компресора

$$N_{aHK} = M_{HK} w_{aHK} = 1 \cdot 78 = 78, \text{ кВт} \quad (25)$$

індикаторна потужність компресора

$$N_{iHK} = N_{aHK} / \eta_{iHK} = 78 / 0,81 = 96,3, \text{ кВт} \quad (26)$$

$$\eta_{iHK} = \lambda_{wHK} + b t_{oHK} = 0,85 + (0,001 \cdot (-45)) = 0,81 \quad (27)$$

де η_i – індикаторний КПД; b – коефіцієнт; t_o – температура кипіння.

потужність тертя

$$N_{mHK} = V_{hHK} p_i = 0,081 \cdot 40 = 3,24, \text{ кВт} \quad (28)$$

де p_i – середній індикаторний тиск тертя.

ефективна потужність компресора

$$N_{HKe} = N_{iHK} + N_{mHK} = 96,3 + 3,24 = 99,54 \text{ кВт} \quad (29)$$

повне теплове навантаження на конденсатор-випарник.

$$Q_{ккв} = M_{HK} q_{кHK} = 1 \cdot 246 = 246, \text{ кВт} \quad (30)$$

2.2.2. Розрахунок блоку отримання зрідженого CO2 [17]

Вихідні дані для розрахунку

Температура конденсації (зрідження CO2) $T_{кЗР} = -40^\circ\text{C}$

Тиск конденсації $p_{кЗР} = 1,0045 \text{ МПа}$

Температура CO2 на виході з блоку очищення $T_{1ЗР} = 30^\circ\text{C}$;

Тиск CO2 на виході з блоку очищення $p_{oЗР} = 0,17 \text{ МПа}$

Цикл надано у діаграмі $p-h$ на рис.9.

					КРБ.КТ.613-03.1.8	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

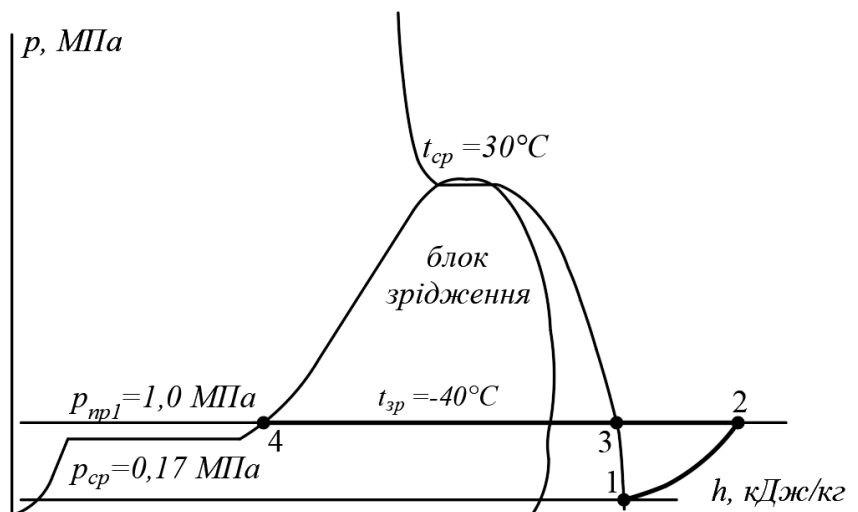


Рисунок 9. Цикл блоку отримання зрідженого CO₂

Параметри в вузлових точках циклу надано у таблиці 4.

Таблиця 4. Параметри в вузлових точках

Номер точки	Тиск, P , МПа	Температура, T , °С	Ентальпія, h , кДж/кг	Об'єм, v , м ³ /кг
1зр	0.17	30	747	9.14
2зр	1.0045	140	807	
3зр	1.0045	30	495	
4зр	1.0045	-45	124	
5зр	0.17	-70	124	

Питомі характеристики циклу скраплення

холодопродуктивність процесу скраплення

$$q_{зрк} = (h_{3зр} - h_{4зр}) = (495 - 124) = 371, \text{ кДж/кг} \quad (31)$$

питома ізоентропна робота компресора

$$w_{зр} = h_{2зр} - h_{1зр} = 807 - 747 = 60, \text{ кДж/кг} \quad (32)$$

масова витрата CO₂ блоку зрідження, віднесена до 1кг/с масової витрати у нижньому каскаді

$$M_{зр} = q_{оНК} / q_{зр} = 247 / 371 = 0.67 \text{ кг/с} \quad (33)$$

Енергетичний аналіз блоку зрідження

За циклом Карно робота зрідження

$$w_{КАРНО} = q_{озр} \frac{T_{сп} - T_{зр}}{T_{зр}} = 371 \frac{70}{233} = 111 \quad (34)$$

Мінімальна робота зрідження

$$w_{min} = T_{сер} (s_{3_{газ}} - s_{4_{рід}}) - (h_{3_{газ}} - h_{4_{рід}}) = 303(2,24 - 0,71) - 371 = 92,6 \quad (35)$$

Коефіцієнт ефективності циклу зрідження

$$\frac{w_{min}}{w_{\delta}} = \frac{92,6}{257} = 0,36 \quad (36)$$

Робота на одиницю холодопродуктивності зрідження

$$\frac{1}{COP} = \frac{w_{\delta}}{q_o} = \frac{257}{371} = 0,69 \quad (37)$$

2.2.3. Тепловий розрахунок верхнього каскаду [17]

Тепловий розрахунок еталонного циклу здійснюється відповідно до схеми в циклу (рис.10 та 11).

Вихідні параметри циклу для розрахунку такі:

- температура охолоджуючого середовища $T_{сер.}, ^\circ\text{C} = 20 ^\circ\text{C}$;
- температура кипіння у конденсаторі-випарнику $T_{хол.}, ^\circ\text{C} = -10 ^\circ\text{C}$;
- температура джерела, що гріє генератор $T_{гар.}, ^\circ\text{C} = 160 ^\circ\text{C}$.

Необхідні похідні параметри у вузлових точках циклу (таб.5).

Вища температура кипіння розчину в генераторі

$$T_{г} = T_2 = T_{гар.} - \Delta T = 160 - 10 = 150 \quad (38)$$

Нижча температура розчину в конденсаторі

$$T_{к} = T_6 = T_{сер.} + \Delta T = 20 + 5 = 25, ^\circ\text{C} \quad (39)$$

Нижча температура розчину в абсорбері за умови паралельного подавання води в конденсатор та абсорбер

$$T_{а} = T_4 = T_{сер.} + \Delta T = 20 + 5 = 25, ^\circ\text{C} \quad (40)$$

Вища температура розчину в випарнику

$$T_B = T_8 \cong T_{\text{хол.}} = -10, ^\circ\text{C} \quad (41)$$

Нижча температура розчину в випарнику (за обов'язкової умови $x_7 < x_d$)

$$T_0 = T_7 = T_{\text{хол.}} - \Delta T = -10 - 4 = -14, ^\circ\text{C} \quad (42)$$

Тиск у випарнику та абсорбері

$$P_0 = P'_0 - \Delta P_0 = 2,466 - 0,504 = 1,962, \text{ бар} \quad (43)$$

де P'_0 – тиск насиченої аміачної пари при $T_0 = -14 ^\circ\text{C}$

Параметри вузлових точок циклу

Таблиця 5. Параметри у вузлових точках еталонного циклу.

Стан речовини	№ точки	Темп-ра T °C	Тиск P бар	Конц-ція x кг/кг	Ентальпія h кДж/кг
<i>Рідина:</i>					
Після генератора	2	150	10,006	0,105	561,46
Після абсорбера	4	25	1,962	0,415	-142,46
На початку кипіння в генераторі	1	79	10,006	0,415	111,04
Після конденсатора	6	25	10,006	0,878	20,95
В кінці кипіння у випарнику	8	-10	1,962	0,726	228,36
<i>Пара:</i>					
Рівноважна до міцного розчину в генераторі	1	79	10,006	0,970	1470,69
Рівноважна до слабкого розчину в генераторі	2	150	10,006	0,535	2136,9
В кінці кипіння у випарнику	8	-10	1,962	0,878	609,64
На виході з генератора	5	112	10,006	0,878	1657,14

Кратність циркуляції розчину

$$f = \frac{x_d - x_a}{x_r - x_a} = \frac{0,878 - 0,105}{0,415 - 0,105} = 2,484, \text{ кг/кг} \quad (44)$$

Питоме теплове навантаження на генератор

$$q_{\Gamma} = h_5 - h_2 + f \times (h_2 - h_4) \quad (45)$$

$$q_{\Gamma} = 1657,14 - 561,46 + 2,494 \times (561,46 + 142,46) = 2851,29, \text{ кДж/кг}$$

Питоме теплове навантаження на конденсатор

$$q_{\kappa} = h_5 - h_6 = 1657,14 - 20,95 = 1636,19, \text{ кДж/кг} \quad (46)$$

Питома холодопродуктивність випарника

$$q_0 = h_8 - h_6 = 609,64 - 20,95 = 588,69, \text{ кДж/кг} \quad (47)$$

Питоме теплове навантаження на абсорбер

$$q_a = h_8 - h_2 + f \times (h_2 - h_4) \quad (48)$$

$$q_a = 609,64 - 561,46 + 2,494 \times (561,46 + 142,46) = 1803,79, \text{ кДж/кг.}$$

Тепловий баланс:

теплота підведена

$$q_{\Gamma} + q_0 = 2851,29 + 588,69 = 3439,98, \text{ кДж/кг} \quad (49)$$

теплота відведена

$$q_{\kappa} + q_a = 1636,19 + 1803,79 = 3439,98, \text{ кДж/кг} \quad (50)$$

Коефіцієнт перетворення

$$COP = \frac{q_0}{q_{\Gamma}} = \frac{588,69}{2851,29} = 0,206 \quad (51)$$

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.8</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

2.3. Вибір устаткування верхнього каскаду

Найбільш актуальним є використання утилізованого тепла для систем тригенерації, що відповідає задачам енергозберігаючих технологій, бо дозволяє замінити первинні енергоресурси, зменшити емісію парникових газів в навколишнє середовище і забезпечити комфортні умови існування і життєдіяльності автономних споживачів віддалених регіонів.

Інформація з використання водоаміачних машин в системах тригенерації малої енергетики в літературі відсутня. Однак саме такі машини доцільно використовувати у віддалених від централізованих енергетичних систем населених пунктах та незалежних малих виробництвах, зокрема, в сільськогосподарських підприємствах з малими енергетичними установками.

Перспективи водоаміачного розчину визначають: природне походження, низька вартість, середні робочі тиски, широкий інтервал реалізованих температур (-20...190°C). Сучасні конструкції пластинчастих теплообмінних апаратів для водоаміачних абсорбційних машин пропонує фірма AlfaLaval [16]. Наприкінці сімдесятих років у компанії AlfaLaval було розроблено паяний пластинчастий теплообмінник. Він знаходить все більш широке застосування в установках, де необхідні компактні та міцні теплообмінники з високими коефіцієнтами теплопередавання та великою кількістю теплоти, що передається. Одним із найважливіших застосувань теплообмінника є холодильні машини. Відбулося стирання кордону між невеликими паяними пластинчастими теплообмінниками для галогеновмісних вуглеводнів, що застосовуються в системах безпосереднього охолодження, і великими напівзварними пластинчастими теплообмінниками для аміачних систем затопленого типу.

Схемне рішення одноступеневої водоаміачної машини представлено фірмою AlfaLaval у каталогах (рис.10) [16].

					КРБ.КТ.613-03.1.8	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

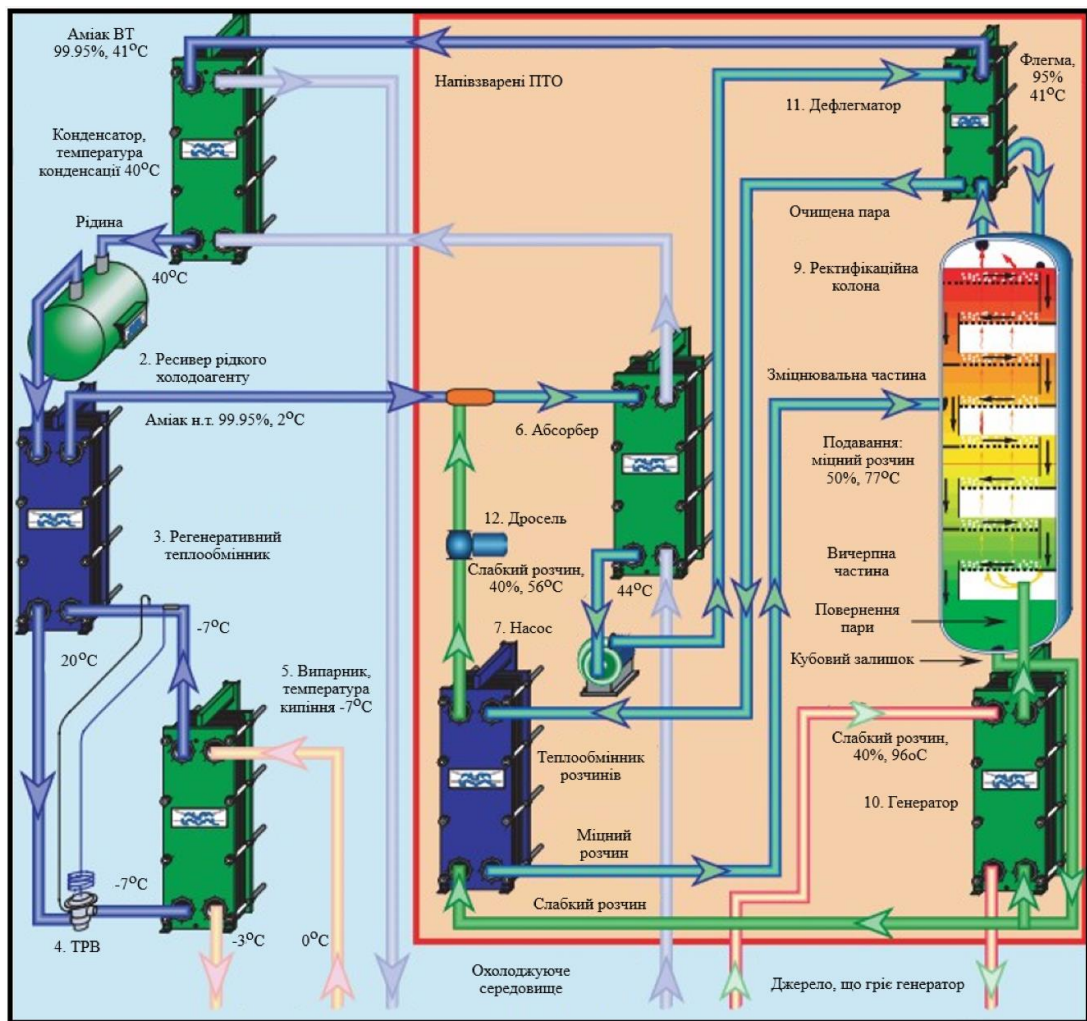


Рисунок 10. Конструктивна технологічна схема абсорбційної машини на основі пластинчастих апаратів фірми AlfaLaval [16]

Схема термохімічного компресора (праворуч на рис.10) містить: абсорбер, генератор, теплообмінник розчинів, дефлегматор, дросельний пристрій та насос. Теплообмінні апарати з процесами змішування і конденсації або кипіння з розділенням суміші.

Пластинчастий теплообмінник – чудовий абсорбер, завдяки здатності змішувати компоненти робочої речовини та одночасно охолоджувати їх. В абсорбер входять разом два потоки: пари з випарника і слабкий розчин після теплообмінника розчинів (рис.10).

Теплота дефлегмації та тепло слабого розчину за дизайном фірми забезпечують підігрівання міцного розчину до температури початку кипіння в

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

генераторі, при цьому слабкий розчин охолоджується. Використане інженерне рішення знижує витрату охолоджуючого середовища в дефлегматорі та абсорбері, що сприяє підвищенню енергетичної ефективності машини. Схемне рішення може бути використане в проєкті каскадної установки.

Каскадна холодильна машина з абсорбційним верхнім каскадом і компресорним нижнім являє собою енергоефективне рішення для отримання низьких температур, особливо в діапазоні від -40°C до -70°C . Така конфігурація дозволяє використовувати теплову енергію для роботи абсорбційного каскаду, знижуючи споживання електроенергії.

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.8</i>	Арк.
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		34

2.4. Розрахунок пластинчастого конденсатора випарника

Загальний вигляд апарату надано на рис.11.

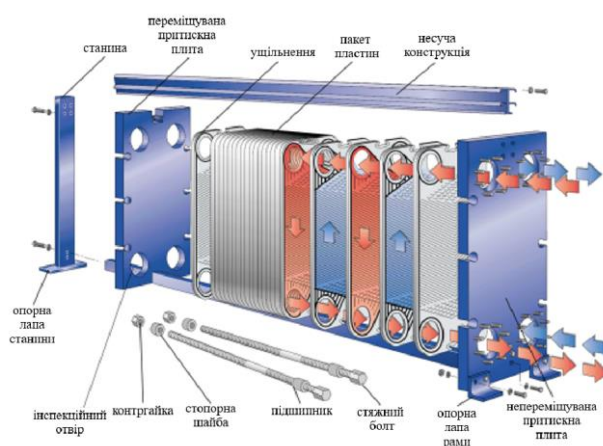


Рисунок 11. Конденсатор-випарник: загальний вигляд організації потоків:
червона лінія – конденсація CO₂, синя лінія – кипіння аміаку.

Пластинчастий теплообмінник складається з (n+1) пластин, які утворюють n каналів. Половина їх зарезервована для потоку аміаку, інша половина – для потоку CO₂. Два зовнішні канали, один гарячий і холодний, матимуть теплопередавання лише з одного боку, з другого боку каналу контакту з сусіднім потоком немає.

Вихідні дані для розрахунку:

Теплове навантаження $Q_{oBK} = Q_{кHK} = 250$ кВт;

Температура конденсації CO₂ (R744) $T_{кHK} = -5^{\circ}\text{C}$;

Температура кипіння аміаку (R717) $T_{oBK} = -10^{\circ}\text{C}$;

Масова витрата R744 $M_{HK} = 1,0$ кг/с;

Масова витрата R717 $M_{BK} = 0,21$ кг/с.

Геометричні характеристики пластин (рис.12):

Висота пластини – A=800 мм;

Ширина пластини B=300 мм;

Товщина пластини – $\delta = 1$ мм;

Ширина каналу – u=3 мм.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.КТ.613-03.1.8

Арк.

35



Рисунок 12. Характеристика теплообмінної поверхні пластини

Теплообмінна поверхня однієї пластини:

$$f_{ln} = AB \cdot 2 = 0,8 \cdot 0,3 \cdot 2 = 0,48 \text{ м}^2 \quad (52)$$

Живий перетин одного каналу:

$$f_{1к} = B \cdot u = 0,3 \cdot 0,003 = 0,009 \text{ м}^2 \quad (53)$$

Таблиця 6. Теплофізичні властивості **R744** при $T_k = -5^\circ\text{C}$ [18]

Властивість	Умовне позн.	Один. виміру	Рідина	Пара
Динамічна в'язкість	μ	м ² /с;	109.E-06	14.E-06
Теплопровідність	λ	Вт/(м·К);	0,115	0,018
Густина	ρ	кг/м ³	956	83,6
Теплоємність	c	кДж/(кг·К);	2,4	1,66
Критерій Прандтля			2,28	1.24

Таблиця 7. Теплофізичні властивості **R717** при $T_k = -10^\circ\text{C}$ [18]

Властивість	Умовне позн.	Один. виміру	Рідина	Пара
Динамічна в'язкість	μ	м ² /с;	184.E-06	87.6.E-06
Теплопровідність	λ	Вт/(м·К);	0,54	0,0228
Густина	ρ	кг/м ³	652	2,39
Теплоємність	c	кДж/(кг·К);	4.56	2.55
Критерій Прандтля			1.55	1.006

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.КТ.613-03.1.8

Арк.

36

Тепловіддавання при конденсації R744 [18,19]

Коефіцієнт тепловіддавання при конденсації холодоагенту у вертикальних щілинних каналах

$$\alpha_k = 0.2 \cdot \alpha_N \cdot Re^{0.12} \cdot Pr^{-0.33} \quad (54)$$

Об'ємна витрата пари агента на вході у канали:

$$V_{HK} = M_{HK} \cdot v_5 = 1.0 \cdot 0,047 = 0,047 \text{ м}^3/\text{с} \quad (55)$$

Швидкість руху пари R744 на вході у канал

$$w_n'' = \frac{2 \cdot V_{HK}}{f_{1,k} \cdot n} = \frac{0,048 \cdot 2}{0,009 \cdot n} = 10.67 / n, \text{ м/с} \quad (56)$$

n – кількість пластин в апараті.

Критерій Рейнольдса:

$$Re_n = \frac{w \rho_n A}{\mu_n n} = \frac{10.67 \cdot 83.6 \cdot 0.8}{n \cdot 14.1 \cdot 10^{-6}} = 50.6 \cdot 10^6 / n \quad (57)$$

Залежність Re від кількості пластин надано в таблиці 8.

Таблиця 8. Залежність Re від кількості пластин.

n	100	150
Re	506000	337000
$Re^{0,12}$	4,84	4,6

Коефіцієнт тепловіддавання для нерухомої пари на вертикальній стінці висотою A

$$\alpha_N = 0.725 \cdot \sqrt[4]{\frac{(g \cdot r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3)}{\mu \cdot \theta \cdot A}} = 0.725 \cdot \sqrt[4]{\frac{9.8 \cdot 245000 \cdot 652^2 \cdot 0.54^3}{184 \cdot 10^{-6} \cdot \theta \cdot 0.8}} = 3710 \theta^{0.25} \quad (58)$$

Таблиця 9. Коефіцієнт тепловіддавання R744 для нерухомої пари

θ град	1	2	3	4
α_N Вт/м ² К	3710	4411	4882	5246

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

$$\alpha_0 N = 3710 \cdot 1.7 = 6308, \text{ Вт/м}^2\text{К} \quad (59)$$

Коефіцієнт тепловіддавання

$$\alpha_k = 0.2 \cdot \alpha_N \cdot Re^{0.12} \cdot Pr^{-0.33} = 0.2 \cdot 6308 \cdot 1,0^{-0.33} Re^{0.12} = 1262 Re^{0.12} \quad (60)$$

Результати розрахунків густини теплового потоку в залежності від кількості пластин надано у таблиці 10.

Таблиця 10. Залежність густини теплового потоку від кількості пластин

n	100	150
$Re^{0,12}$	4,97	4,78
α_k	6272	6083
q_{TH} (Вт/м ² К) $T_k - T_{cm} = 1$	6272	6083

Тепловіддавання при кипінні R717 [18,19]

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

$$\alpha = 3,0(Re_n)^{0,3} (Bo)^{0,33} \frac{\lambda}{d_b} \quad (61)$$

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

$$V_a = M_{a(III)}^{квс} \cdot v_5 = 0.21 \cdot 0,435 = 0.09 \text{ м}^3/\text{с} \quad (62)$$

Швидкість пари на виході з каналу в залежності від кількості пластин

$$w_a = \frac{2V_a}{f_{1,k} \cdot n} = \frac{2 \cdot 0.09}{0.009n} = 20/n \quad (63)$$

Критерій Рейнольдса

$$Re_n = \frac{w \rho_n B}{\mu_n} = \frac{20 \cdot 2.34 \cdot 0.8}{n 87,6 \cdot 10^{-6}} = 0.427 \cdot 10^6 / n \quad (64)$$

Таблиця 11. Залежність Re від кількості пластин.

n	100	150
Re	4270	2846
$Re^{0,3}$	12.28	10.87

Критерій Бонда

$$Bo = g \rho d_b^2 / \sigma = 9,8 \cdot 652 \cdot 0,006^2 / 0,025 = 9.2 \quad (65)$$

Коефіцієнт тепловіддавання

$$\alpha = 3,0(0,427 * 10^6 / n)^{0,3} * (9,2)^{0,33} \frac{0,54}{0,006} \quad (66)$$

Питомий тепловий потік в залежності від кількості пластин

$$q_a = \alpha_a \cdot \theta_a \quad (67)$$

Результати розрахунків густини теплового потоку у залежності від кількості пластин надано у таблиці 12.

Таблиця 12. Залежність густини теплового потоку від кількості пластин

n	100	150
$Re^{0,3}$	12.28	10.87
α_k	304	270
q_{TH} (Вт/м2К)	304	270
$T_{cm} - T_o = 1$		

Визначення густини теплового потоку в апараті в залежності від кількості пластин здійснено графоаналітичним методом, наданим на рис. 13.

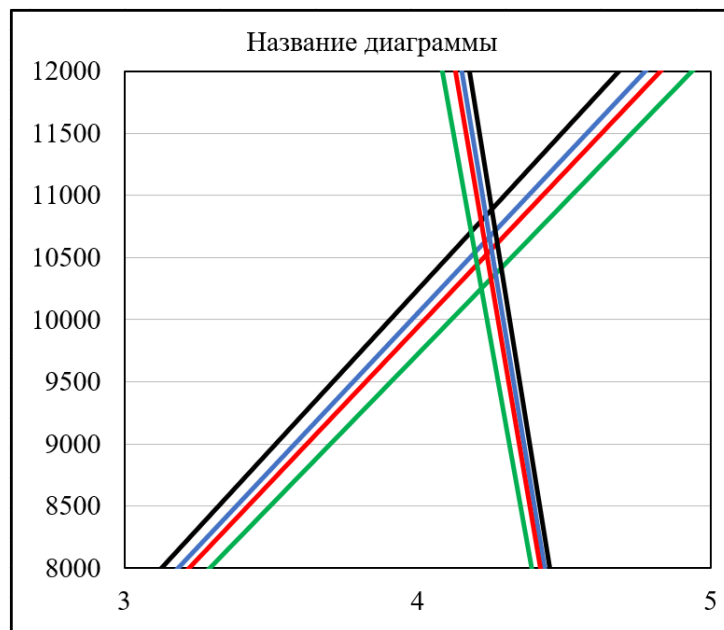


Рисунок 13. Графоаналітичний метод визначення густини теплового потоку в залежності від температурного напору θ в апараті та кількості касет.

Теплопередавальна поверхня апарату:

$$F = f_{in} \cdot n = 1,0 \cdot n \quad (68)$$

Дійсне теплове навантаження на апарат:

$$Q_k = q \cdot F \quad (69)$$

Розрахункову густину теплового потоку в апараті, теплопередавальну поверхню та теплове навантаження в залежності від кількості пластин надано у таблиці 13.

Таблиця 13. Результати розрахунків характеристик апарату

n	100	15
q, Вт/м ²	10900	10700
F, м ²	138,6	154,0
Q _к , Вт	541260	519920

На підставі отриманих результатів робимо висновок, що параметри конденсатора-випарника задовольняє блок з 100 пластин.

					КРБ.КТ.613-03.1.8	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ ТА ОСОБЛИВОСТІ В ОБСЛУГОВУВАННІ СИСТЕМИ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ CO₂

Проектування, монтаж, ремонт та експлуатацію вуглекислотних установок слід здійснювати відповідно до вимог “Правил техніки безпеки на заводах сухого льоду та рідкої вуглекислоти” [20].

Приміщення вуглекислотних установок повинні мати припливно-витяжну вентиляцію, що автоматично включається. Приймальні отвори витяжної вентиляції повинні бути розташовані в нижній частині приміщення (біля підлоги). Насамперед слід вентилювати канали та приямки.

Концентрація газів у повітрі приміщення вуглекислотної установки не повинна перевищувати допустимі норми, а саме, мг/л: CO – 0,02; SO₂ – 0,01 і H₂S – 0,01. Зміст метану і чадного газу вище норм концентрації недопустимо, тому що одночасна наявність 4,9-15% метану і 12,5-75% чадного газу в повітрі утворює вибухонебезпечну суміш.

При підвищенні концентрації у повітрі шкідливих газів повинна автоматично включатися припливно-витяжна вентиляція.

Працювати в приміщенні при підвищеній концентрації вуглекислого газу дозволяється тільки в шлангових або кисневих протигазах. Протигази, що фільтрують, для цієї мети непридатні.

Для визначення витoku підозрілі місця необхідно обмазати мильною водою та застосувати спеціальні індикатори. Визначати місця витoku нюхом ЗАБОРОНЯЄТЬСЯ.

При тепловому опіку парою або гарячим розчином під час обслуговування установки на обпечене місце треба покласти вату або марлю, рясно змочену розчином калію марганцевокислого, і негайно звернутися в медпункт. Розчин марганцевокислого калію завжди має бути в цеховий аптечці.

					КРБ.КТ.613-03.1.8	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При попаданні бризок моноетаноламіну в очі, щоб уникнути роздратування, їх необхідно відразу ж промити чистою холодною водою, а потім звернутися до медпункту.

Трубопроводи установок повинні бути пофарбовані в такі кольори:

а) вуглекислотні:

всмоктують – у рожевий;

нагнітальні – у червоний;

рідинні – у чорний;

холодні ($t < 0^{\circ} \text{C}$) – в сталевий.

б) розсільні та для розчину:

нагнітальні – у зелений;

зворотні (зливні) – у коричневий.

в) водяні:

нагнітальні – у блакитний;

зворотні (зливні) – у фіолетовий.

Перед включенням вуглекислотної установки необхідно:

– перевірити кількість мастила в маслянках, запірну арматуру, стан огорож рухомих частин, контрольно-вимірювальних приладів та запобіжних клапанів;

– прибрати від рухомих деталей сторонні предмети та інструмент.

Перед включенням компресорів необхідно прокачати вручну насос примусового мастила та пустити воду в сорочки циліндрів та на конденсатор.

У процесі роботи установки необхідно постійно стежити за показаннями манометрів, температурою парів, що нагнітаються компресором, нагріванням підшипників і електродвигунів; не рідше двох разів на зміну видаляти масло з масловідділювачів, періодично видаляти повітря із системи через продувні вентиля.

При зарядці балонів кожен літр їхньої ємності дозволяється заповнювати лише 750 г рідкої вуглекислоти.

					КРБ.КТ.613-03.1.8	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Під час роботи проводити ремонтні операції ЗАБОРОНЯЄТЬСЯ.
Можна лише обережно підтягувати болти сальників чи фланців.

Обігрівати вогнем труби та апарати, що перебувають під тиском,
ЗАБОРОНЯЄТЬСЯ.

Для ремонту або огляду необхідно вимкнути установку, знеструмити
двигуни та провентилувати апарати.

Усі апарати та машини, що працюють під тиском вище $0,7 \cdot 10^5$ Н/м²,
повинні бути випробувані та забезпечені перевіреними та запломбованими
запобіжними клапанами та манометрами.

На видних місцях повинні бути вивішені схеми, інструкції та плакати з
техніки безпеки.

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.

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.

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
380 В і вище змінного і 440 В і вище постійного струму.

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.8</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

Аналіз ризиків при експлуатації водоаміачних систем охолодження.

Експлуатація водоаміачних систем охолодження у центрах обробки даних супроводжується низкою потенційних ризиків, пов'язаних із фізико-хімічними властивостями робочих середовищ, технологічними процесами та умовами експлуатації обладнання. Основними аспектами аналізу ризиків є ідентифікація небезпек, оцінка їхнього впливу та розробка заходів з мінімізації загроз.

Одним із ключових ризиків є можливість витоку аміаку, який є основним робочим агентом у системі. Аміак характеризується високою токсичністю та вибухонебезпечністю у певних концентраціях у повітрі. Витік може статися через зношення ущільнювачів, пошкодження трубопроводів або порушення герметичності з'єднань. Наслідки включають ризик отруєння персоналу, ураження слизових оболонок та небезпеку пожежі.

Ще одним важливим фактором є висока температура та тиск у системі, які можуть призвести до механічного пошкодження обладнання у разі порушення режимів роботи або аварійних ситуацій. Особливої уваги потребують теплообмінники та компресори, які працюють у режимах підвищеного навантаження.

Крім того, важливими є ризики, пов'язані з впливом аміаку на матеріали обладнання. Корозія, викликана аміачним середовищем, може знижувати механічну міцність компонентів системи та збільшувати ризик аварій.

Для ефективного управління ризиками важливо проводити регулярну діагностику системи, впроваджувати автоматизовані системи моніторингу витоків та забезпечувати підготовку персоналу відповідно до стандартів безпеки. Основою управління ризиками є відповідність українським нормативам, зокрема ДСТУ 7251:2012 "Безпека машин" [20] та міжнародним стандартам, як-от ISO 45001:2018, які визначають вимоги до систем управління охороною праці.

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.8</i>	Арк.
						44
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

РОЗДІЛ 4

ЕКОНОМІЧНЕ ОЦІНЕННЯ НАУКОВОЇ РОБОТИ

Розрахунок вартості науково-дослідницької роботи [21]

4.1. Формування стрічкового графіку виконання роботи

Плани виконання наукової 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. Створення графіку показано на конкретному прикладі.

Загальний термін роботи 3 місяці, з 11 вересня до 10 грудня 2021 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 14 складаємо календарний графік виконання робіт, що відображає тривалість кожного виду робіт у вигляді відрізків часу, які розташовуються відповідно до послідовності виконання робіт

Таблиця 14. Дані для створення стрічкового графіка

Стадія	Назва стадії	Трудомісткість робіт (посада виконавців)	Тривалість, доба
1	Розробка та затвердження технічного завдання	М.н.с./ керівник	0/2
2	Вивчення технічного завдання	М.н.с / керівник	5/0

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

Час роботи , дні

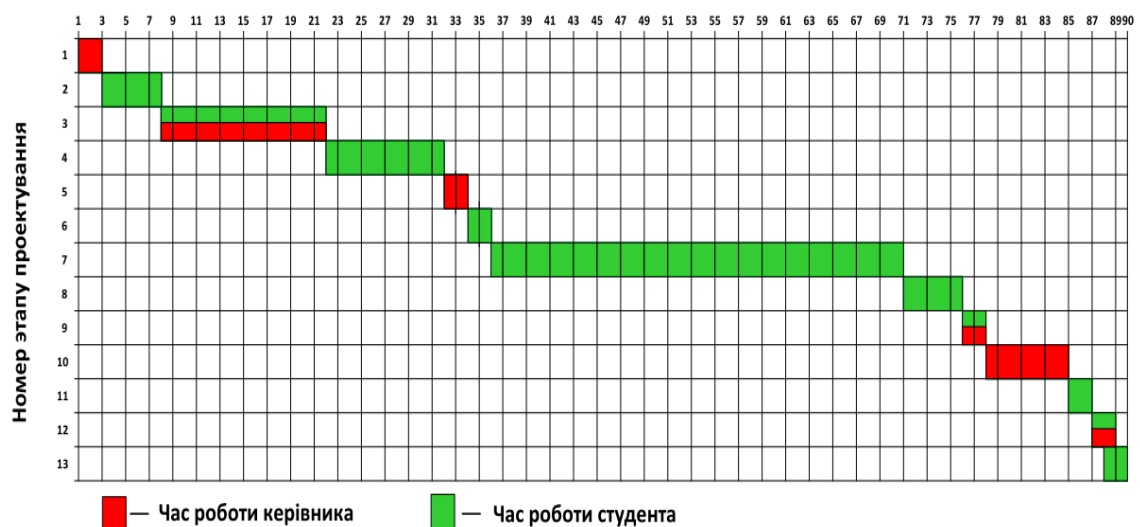


Рисунок 14. Стрічковий графік виконання роботи

4.2. Розрахунок вартості досліджень і розробок

Кошторис витрат на НДР 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 надано в таблиці 15.

Таблиця 15. Список матеріальних витрат

Назва	Одиниці	Кількість	Ціна за одиницю, гривень.	Сума, гривень.
Канцелярські товари	шт.	8	50	400
USB флеш-пам'ять	шт.	1	350	350
Чорнило для лазерного принтера	шт.	1	250	250
Разом				

Витрати на електроенергію включають до статті матеріальних

$$B_{el} = N \cdot c_{el} \cdot \tau_g, \quad (70)$$

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, 8 годин на добу, принтера – 6 хвилин.

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

Вартість електроенергії становить:

$$B_{ел} = 0,35 \cdot 1,68 \cdot 50 \cdot 8 + 0,01 \cdot 1,68 \cdot 0,1 = 235,2 \text{ грн.} \quad (71)$$

Загалом матеріальні витрати дорівнюють:

$$\sum B = B_m + B_{ел} = 1000 + 235,2 = 1235,2 \text{ грн.} \quad (72)$$

Витрати на заробітну плату включають заробітну плату керівника (к.т.н. і м.н.с).

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

Керівник – к.т.н. має ставку 10981 гривень, м.н.с. має 1800 гривень.

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

$$z_{кер} = \frac{10981}{22} \cdot 29 = 14474,95 \text{ грн} - \text{зарплата керівника;} \quad (73)$$

$$z_{ст} = \frac{1800}{22} \cdot 77 = 6300 \text{ грн} - \text{зарплата виконавця.} \quad (74)$$

Витрати на заробітну плату:

$$\sum z = z_{кер} + z_{ст} = 14474,95 + 6300 = 20774,95 \text{ грн.} \quad (75)$$

Додаткова зарплата становить 15% від основної суми:

$$z_{дод} = \sum z \cdot 0,15 = 20774,95 \cdot 0,15 = 3116,24 \text{ грн.} \quad (76)$$

Фонд оплати праці:

$$\Phi_{зн} = z_{дод} + \sum z = 3116,24 + 20774,95 = 23891,191 \text{ грн.} \quad (77)$$

Загальні прямі витрати

$$\sum B_{пр} = \Phi_{зн} + \sum B = 23891,191 + 1235,2 = 25126,39 \text{ грн.} \quad (78)$$

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.8</i>	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 16. Необхідні витрати

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

Орієнтовно вартість виконання конкретної роботи становить 25126,39 гривень.

					КРБ.КТ.613-03.1.8	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

1. Діоксид вуглицю використовують у якості робочої речовини холодильних машин і теплових насосів та продукту багатьох технологічних процесів.
2. Каскадна холодильна машина з абсорбційним верхнім каскадом і компресорним нижнім являє собою енергоефективне рішення для отримання низьких температур, особливо в діапазоні від -40°C до -70°C . Така конфігурація дозволяє використовувати теплову енергію для роботи абсорбційного каскаду, знижуючи споживання електроенергії.
3. Зріджений CO_2 отримують у машині за температурним рівнем -40°C та відповідними тисками – 1,0 МПа.
4. Коефіцієнт ефективності циклу зрідження у складі каскадної машини залежно від схемно-циклового рішення становлять 0,36 та в той же час робота на одиницю холодопродуктивності зрідження становить у випадку – 0,63.
5. Отримані в результаті термодинамічного аналізу характеристики каскадної машини зрідження CO_2 не є альтернативою, машина має право на існування, а замовник обере варіант після ретельного економічного аналізу прийнятого рішення.

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.8</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

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. –
2. Yamaguchi, H. Investigation of dry ice blockage in an ultra-low temperature cascade refrigeration system using CO₂ as a working fluid [Text] / H. Yamaguchi, X.-D. Niu, K. Sekimoto, P. Neksa // International Journal of Refrigeration. – 2011. – Vol. 34, Issue 2. – P. 466–475. – doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.11.001
3. Теплообмінне устаткування Кельвион Машімпекс [Електронний ресурс] / Компанія «Кельвион Машімпекс». <http://www.kelvion.ru/products/> г.
4. Y.J. He, R.H. Hong, G.M. Chen, Heat driven refrigeration cycle at low temperatures, Chinese Sci. Bull. 50 (5) (2005) 485–489.
5. A. Chesi, G. Ferrara, L. Ferrari, F. Tarani, Analysis of a solar assisted vapour compression cooling system, Renew. Energy 49 (2013) 49–52.
6. X.N. Yan, G.M. Chen, D.L. Hong, S.R. Lin, L.M. Tang, A novel absorption refrigeration cycle for heat sources with large temperature change, Appl. Therm. Eng. 52 (1) (2013) 179–186.\
7. S. Garimellaa, A.M. Brownb, A.K. Nagavarapua, Waste heat driven absorption/vapor-compression cascade refrigeration system for megawatt scale, high-flux, low-temperature cooling, Int. J. Refrig 34 (8) (2011) 1776– 1785.\
8. C. Cimsit, I.T. Ozturk, Analysis of compression-absorption cascade refrigeration cycles, Appl. Therm. Eng. 40 (2012) 311–317. €
9. Компресори Copeland [Електронний ресурс] / Emerson Climate Technologies \www/ URL: <http://www.copeland.com.ua> – 28.12.2016 г..
10. Каталог компресор <http://www.carrier.com/carrier/en/ua/>
11. Каталог компресорів <http://uascold.ua/catalog/xladoni/x507c2>
12. Каталог компресорів <http://www.daikin.com.ua1>

					КРБ.КТ.613-03.1.8	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

13. L. Kairouani, E. Nehdi, Cooling performance and energy saving of a compression–absorption refrigeration system assisted by geothermal energy, Appl. Therm. Eng. 26 (2–3) (2006) 288–294.
14. P.W. Tang, G.M. Chen, L.M. Tang, L.H. Liu, Simulation of a new combined absorption-compression refrigeration cycle, Cryogenics 182 (4) (2011) 21–26. 2020. № 205
15. Xu Z., Wang R. Solar-powered absorption cooling systems // Advances in Solar Heating and Cooling. Sawston, 2016. P. 251 – 298. чотири
16. Паяні теплообмінники AlfaLaval [Електронний ресурс] / <http://www.teploprofi.com/payanie-teploobmenniki-alfa-laval/>.
17. Морозюк Т.В. Теорія холодильних машин и теплових насосів. – Одеса: Студія «Негоціант», 2006. -712с.
18. Вассерман, О. А. Технічна термодинаміка і теплообмін : підручник / О. А. Вассерман, О. Г. Слинько. - Одеса : Фенікс, 2019. - 496 с. <https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdONANT.1596075>
19. Погорелов А. І. 4 // Тепломасообмін (основи теорії і розрахунку): навчальний посібник для вузів. Львів, 2006. С. 14
20. Техніка безпеки при виробництві CO2 <https://rykovodstvo/instr/21292/index.html?page=11>
21. Розрахунок вартості на науково-дослідну розробку (НДР). <https://lektsii.org/8-24777.html>

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.8</i>	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		