

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

КАФЕДРА КРІОГЕННОЇ ТЕХНІКИ



**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА  
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

**на тему: «Розробка програмного забезпечення для розрахунків процесів розширення робочого тіла в кріогенній гелієвій установці»**

Здобувач: Кушнір І. С.  
студент 2-го курсу групи КТ-262М  
Курівник: проф. Симоненко Ю. М.  
Консультант(и): проф. Морозюк Л. І.

**Кваліфікаційна робота допускається до захисту**

Рішення кафедри № \_\_\_\_\_ від «\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ року

Завідувач кафедри КТ

\_\_\_\_\_

(підпис)

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 природного газу»

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри КТ

\_\_\_\_\_ д.т.н., проф. Симоненко Ю. М.

(підпис)

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ року

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

Кушніра Ігоря Сергійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розробка програмного забезпечення для розрахунків процесів розширення робочого тіла в кріогенній гелієвій установці  
керівник роботи д.т.н., проф. Симоненко Юрій Михайлович

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

затверджені наказом ОНТУ № 897-03 від 30 листопада 2022 року

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи: 15 грудня 2023 року

3. Вихідні дані до роботи: Кріогенна гелієва установка з дросельним ступенем охолодження

4. Перелік питань, які потрібно розробити:

Детальний аналіз інформаційних джерел що стосуються вихідних даних. Постановка мети та завдань дослідження. Підготовка теоретичної частини роботи з описом технологій виробництва. Розрахунки параметрів технологічної схеми. Пошук та визначення критеріїв оцінки процесів та їх ефективності. Постановка задачі на розробку комп'ютерної програми для розрахунків. Розробка комп'ютерної програми та аналіз отриманих результатів.

5. Перелік графічного матеріалу:

Презентація, що містить загальну структурну схему технологічного процесу, аналітичні системи рівнянь та вирази для обчислення параметрів процесу, вирази для розрахунку критеріїв оцінки процесів та їх ефективності, блок-схеми або графі станів комп'ютерної програми, інтерфейс користувача та структурні схеми комп'ютерної програми.

6. Консультанти розділів роботи			
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
	проф. Морозюк Л. І.		

7. Дата видачі завдання: 06 лютого 2023 року

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ. Загальний огляд об'єкту дослідження. мета та постановка завдань дослідження	лютий-травень 2023 р.	
2	Термодинамічна модель гелієвої кріогенної установки	червень 2023 р.	
3	Розрахунок параметрів основних елементів кріогенної гелієвої установки	вересень 2023 р.	
4	Програма для розрахунку та аналізу циклу технологічного процесу	жовтень-листопад 2023 р.	
5	Висновки та пропозиції. Графічна частина	грудень 2023 р.	

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

Керівник роботи \_\_\_\_\_  
(підпис)

Кушнір І. С.  
(прізвище та ініціали)  
Симоненко Ю. М.  
(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 доброчесності.*

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

Кушнір І. С.  
(прізвище та ініціали)

## АНОТАЦІЯ

Виконано аналіз технологічного циклу кріогенної гелієвої установки та аналіз його ефективності з використанням енергетичних показників. Розглянуто математичну модель повного циклу кріогенної гелієвої установки, яка описує роботу в рефрижераторному та зріджувальному режимах. Наведено розрахунки робочих технологічних параметрів основних елементів кріогенної гелієвої установки. Розроблено граф станів для термодинамічного розрахунку циклу кріогенної гелієвої установки. Створено програму в програмному середовищі LabVIEW для термодинамічного розрахунку та аналізу кріогенної гелієвої установки для двох режимів та різних способів розрахунку ексергетичного ККД. Виконано дослідження результатів роботи програми, що отримані в процесі розрахунку параметрів рефрижераторного та зріджувального режимів роботи кріогенної гелієвої установки без урахування хімічної складової та з його урахуванням.

**Ключові слова:** Кріогенна установка, Гелій, енергетичні характеристики, ефективність, граф станів, комп'ютерна програма

## ABSTRACT

The analysis of the technological cycle of the cryogenic helium installation and the analysis of its efficiency using energy indicators was performed. The mathematical model of the full cycle of the cryogenic helium installation, which describes the operation in the refrigeration and liquefaction modes, is considered. Calculations of the working technological parameters of the main elements of the cryogenic helium installation are given. A graph of states was developed for the thermodynamic calculation of the cycle of a cryogenic helium installation. A program was created in the LabVIEW software environment for thermodynamic calculation and analysis of a cryogenic helium installation for two modes and different methods of calculating exergy efficiency. The study of the results of the program, obtained in the process of calculating the parameters of the refrigeration and liquefaction modes of operation of the cryogenic helium installation without taking into account the chemical component and taking it into account, was carried out.

**Keywords:** Cryogenic unit, Helium, energy characteristics, efficiency, state transition diagram, computer program

## ЗМІСТ

	С.
ВСТУП. ....	7
1 ЗАГАЛЬНИЙ ОГЛЯД ОБ’ЄКТУ ДОСЛІДЖЕННЯ. МЕТА ТА ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ .....	9
1.1 Аналітичний огляд використання ексергетичного методу аналізу для енергетичних установок .....	9
1.2 Технологічні установки зрідження гелію .....	13
2 ТЕРМОДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ КРІОГЕННОЇ ГЕЛІЄВОЇ УСТАНОВКИ .....	19
2.1 Опис технологічної схеми установки.....	19
2.2 Математична модель технологічного процесу.....	22
2.3 Ексергетичний ККД установки та методи його розрахунку.....	39
3 РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ КРІОГЕННОЇ ГЕЛІЄВОЇ УСТАНОВКИГЕНЕРУЮЧОЇ УСТАНОВКИ .....	54
3.1 Розрахунок технологічних параметрів основних елементів.....	54
3.2 Розрахунок технічних параметрів азотного теплообмінника.....	61
3.3 Розрахунок технічних параметрів детандера .....	67
4 ПРОГРАМА ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ТА АНАЛІЗУ ЦИКЛУ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ .....	78
4.1 Теоретичні основи програм для розрахунку термодинамічних властивостей .....	78
4.2 Опис основних блоків програми.....	83
4.3 Теоретико-практичні основи термодинамічного розрахунку циклу.....	91
4.4 Опис програми термодинамічного розрахунку гелієвого циклу .....	99
ВИСНОВКИ та ПРОПОЗИЦІЇ.....	107

					<i>КРМ.КТ.2.897-03.1.18</i>					
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Розробка програмного забезпечення для розрахунків процесів розширення робочого тіла в кріогенній гелієвій установці</i>			<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Розробив</i>		<i>Кушнір І. С.</i>						5	85	
<i>Перевірів</i>		<i>Симоненко Ю.М.</i>								
<i>Рецензент</i>										
<i>Н. Контр.</i>								<b>КТ-262М</b>		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ..... 108

Додаток А. Параметри рівняння Редліха-Квонга-Вілсона для чистих речовин ..... 110

Додаток Б. Загальний граф станів Програми. Граф станів внутрішнього кейсу Calc. .... 111

Додаток В. Структурна схема Програми ..... 112

					<i>KPM.KT.2.897-03.1.18</i>	Арк.
						6
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

## ВСТУП

Наразі дефіцит енергоресурсів є однією з найсерйозніших проблем, що хвилює світове суспільство. З кожним роком стає все більш суттєвим зниження питомого енергоспоживання в різних технологічних процесах протягом усього життєвого циклу отримання та утилізації кінцевого продукту.

Отримання технічних газів, отримання холоду як продукту забезпечується процесами холодо- та теплозабезпечення, що реалізується за рахунок споживання енергії (як правило електроенергії). Особливо багато енергії витрачається для отримання низьких температур на водневому та гелієвому рівні.

Питоме енергоспоживання систем охолодження часто є головним фактором стримування при створенні установок. Підвищення ефективності та економічності можливе на основі систематизації схемних та конструкторських рішень, аналізі теплових процесів і властивостей компонентів робочих тіл. Це, своєю чергою, сприяє формуванню єдиного підходу до проектування контурів охолодження. Побудова економних технологічних циклів кріогенних систем є актуальним завданням енергозбереження у холодильній та кріогенній техніці.

Важливим є пошук шляхів удосконалення роботи кріогенних систем та їх елементів, зниження питомого енергоспоживання установок для отримання кінцевого продукту. У роботі виконувався пошук відповідей на наступні основні запитання:

- систематизація технологічних прийомів отримання кріогенних продуктів, зокрема холоду, з урахуванням властивостей речовин;
- оцінка енергетичної ефективності систем холодо- та теплозабезпечення установок;
- побудова математичних моделей розрахунку кріогенних систем;

– пошук оптимальних (у відношенні енергоспоживання) робочих параметрів для елементів та устаткування в цілому, які працюють в області температур 10...300 К.

Об'єктами дослідження є кріогенні системи та їх елементи, зокрема ексергетичний ККД та способи його розрахунку.

Ексергетичний аналіз - це метод термодинамічного аналізу промислових систем (в т. ч. хіміко-технологічних систем), що розглядаються у взаємодії з навколишнім середовищем. Зв'язки, що встановлюються при ексергетичному аналізі між термодинамічними характеристиками і техніко-економічними показниками системи, дають можливість оцінити ефективність її роботи, а також визначити шляхи і способи її вдосконалення. Об'єктивність одержаних при такому аналізі оцінок обумовлена насамперед тим, що вони базуються на розрахунку мінімально необхідних матеріальних та енергетичних витрат на реалізацію технологічного процесу, щодо якого виконується дослідження. У більшості інших методів для таких цілей використовують деякі операції порівняння (наприклад, зміни ентропії системи), відносно яких і оцінюються показники об'єкту дослідження. Результат такого аналізу, звісно, залежить від успішного вибору операцій порівняння.

Ексергетичний аналіз позбавляє дослідника від необхідності підбору зазначених операцій для діючих установок, а для нових (проеКТованих) дозволяє відразу виявити можливість їх впровадження у виробництво шляхом зіставлення мінімально необхідних витрат з наявними ресурсами. Ексергетичний аналіз успішно використовують у галузях хіміко-лісового комплексу, металургії, кріогенної техніки та ін., причому все ширше для підвищення економічності енергоємних процесів і виробництв.

# 1. ЗАГАЛЬНИЙ ОГЛЯД ОБ'ЄКТУ ДОСЛІДЖЕННЯ. МЕТА ТА ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ

## 1.1 Аналітичний огляд використання ексергетичного методу аналізу для енергетичних установок

Нижче представлені результати інформаційного пошуку за існуючими методами визначення ексергетичних показників енергетичних установок. Особливу увагу приділено ексергетичному ККД. Глибина пошуку складала 10 років. Джерелами слугували інтернет-мережа, бібліографічні вказівники та авторські вказівники.

Основні положення про ексергетичні ККД кріогенних систем та їх елементів наведені в [2]. А саме в [2] викладено термодинамічні основи ексергетичного методу і показаний аналітичний і графічний апарат, необхідний для його практичного використання, зокрема ексергетичні діаграми стану. Розглянуто способи складання та аналізу ексергетичних балансів установок та їх окремих елементів. Наведено ряд прикладів використання ексергетичного методу у відношенні до завдань теплотехніки та техніки низьких температур. У [2] показано техніко-економічні програми ексергії.

У статті [3] розглянуто проблеми з великими питомими витратами палива на вироблення електроенергії та теплоти. Поділ загальної витрати палива між виробленими енергіями на ТЕЦ виробляється за умовним (періодично мінливим) способом і не враховані всі втрати енергії в реальних системах, справжня ефективність таких систем залишається невизначеною. Пропонується користуватися для цього системними показниками ефективності будь-яких енергокомплексів, що ґрунтуються на законах термодинаміки і не використовують жодних умовностей. Такими відомими показниками є загальний енергетичний ККД, що впливає із закону збереження та перетворення енергії та ексергетичний ККД, що базується на другому законі термодинаміки в його застосуванні для всієї системи в цілому.

Після проведеного аналізу було зроблено висновки, а саме:

					<i>KPM.KT.2.897-03.1.18</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		9

– для досягнення найбільшої економії палива у складних системах енергопостачання необхідно розраховувати їх об'єктивні показники – коефіцієнт використання теплоти палива та ексергетичний ККД, а також відповідні показники окремих її елементів;

– варто обов'язково встановлювати взаємозв'язок та взаємозалежність між показниками окремих елементів системи, відсутність такого обліку може призвести до значних помилок;

– найменша перевитрата палива в системі від втрат у тепловій мережі досягається за наявності комбінованого вироблення електроенергії та теплоти на ТЕЦ.

У [4] наведено в алгоритмічному викладі методики розрахунку теплової економічності паротурбінного енергоблока на основі енергетичного та ексергетичного балансів. Розглянуто основні екологічні втрати енергоблоку та їх розрахунок. Також в [4] попередньо обговорюються методичні підходи до використання в теплотехнічних розрахунках енергетичних та ексергетичних балансів, наведено приклади розрахунків. Показано, що застосування методів енергетичного та ексергетичного балансів для визначення теплової економічності енергоблоку при роботі його в теплофікаційному режимі призводить до абсолютно різних оцінок ефективності комбінованого енерговиробництва.

У [5] досліджено роботу системи комфортного кондиціонування повітря - холодильної установки (СККП-ХУ), що складається з десятків центральних кондиціонерів, споживає до 15% електроенергії, що виробляється електростанцією пасажирського судна. Одним із шляхів зниження енергетичних витрат є оптимізація режимів роботи судової СККП, в результаті чого змінюється послідовність обробки повітря в центральному кондиціонері в залежності від значень параметрів зовнішнього повітря і повітря в обслуговуваних системою приміщеннях. Комплекс СККП-ХУ є технічною системою, на дослідження якої застосовано підхід, що спирається на використання термодинамічних потенціалів під час аналізу процесів

перетворення енергії у системі. Використання визначається ексергією на основі побудованої термодинамічної методики та дозволяє вирішувати різні технічні завдання.

В [5] ексергетичний метод широко використовується для визначення термодинамічної досконалості процесів, що протікають в різних енергетичних установках, меншою мірою - в автоматизованих системах і апаратах кондиціювання повітря. Застосування ексергетичного аналізу дозволяє вибрати енергетично ефективну систему організації роботи автоматизованого комплексу СККП-ХУ шляхом техніко- та термодинамічного порівняння різних варіантів з подальшою оптимізацією режиму роботи, при якій послідовність обробки повітря в центральному кондиціонері змінюється в залежності від значень параметрів зовнішнього повітря та повітря в приміщенні. Мета ексергетичного аналізу - оцінка ефективності агрегатів (тепломасообмінних апаратів, компресору, насосів, вентилятору, мережі повітроводів) та комплексу СККП-ХУ в цілому на основі визначення ексергетичного ККД.

При термодинамічній оптимізації комплексу в [5] використано структурний підхід на основі попереднього ексергетичного аналізу, що дозволяє виявити найважливіші зв'язки в агрегатах. При термодинамічному аналізі використано статичний рівень рішення задачі, у якому система розглядалася на кожному етапі та при тому, що у стаціонарному стані її параметри (витрати робочих тіл, температур, тощо) постійні. Ексергетичний аналіз комплексу проведено аналітичними методами за розмірними та безрозмірними показниками.

В [5] метою спрощення одержуваних виразів при побудові ексергетичної моделі зроблено припущення:

- втрати тиску в трубопроводах при транспортуванні робочого тіла, інших середовищ не оптимізуються та приймаються постійними;
- теплообмін робочого тіла з навколишнім середовищем, що відбувається в компресорі та теплообмінних апаратах, не враховується;

– перегрів пари, що всмоктується в компресор, і охолодження рідкого робочого тіла, що надходить до регулюючого вентиля, не оптимізуються, перший визначається правилом безпечної експлуатації, а друге здійснюється в конденсаторі і обумовлюється типом обраного апарату.

Отримані в [5] значення ексергетичного ККД для різних режимів роботи комплексу, характеристики зав'язків між окремими його частинами, облік взаємодії з навколишнім середовищем, термодинамічна оптимізація комплексу та його елементів послужили основою для подальшої роботи з удосконалення системи, розробки ефективної багатопроекторної системи автоматичного управління.

При роботі комплексу СККП-ХУ в енергозберігаючих режимах з керуванням за допомогою рекомендованої системи автоматичного контролю можливе зниження до 60 % річних енерговитрат із забезпеченням комфортних умов повітряного середовища в приміщеннях, що обслуговуються [5].

Як висновок можна сказати, що поняття ексергії використовують у різних ситуаціях виявлення непродуктивного використання природних ресурсів. Дані методики можуть застосовуватись для аналізу будь-яких теплових систем. Їхньою важливою перевагою є те, що вони допускають безпосереднє порівняння різних підприємств. Більш того, в ексергетичному аналізі є абсолютна точка відліку: ідеальна система, в якій відсутні втрати ексергії.

Описані підходи можуть використовуватися для аналізу характеристик діючої системи на основі даних вимірювань та зіставлення цих характеристик з проектними значеннями. Крім того, на етапі проектування ці методики можуть використовуватися для оцінки альтернатив і можливих удосконалень запропонованого процесу.

## 1.2 Технологічні установки зрідження гелію

Перше зрідження гелію було здійснено Хенке Камерлінг-Онессом у 1908 р. [6]. Було використано метод зрідження, за допомогою якого раніше вдалося здійснити зрідження водню. Основна ідея полягала в тому, щоб охолодити попередньо стислий гелій з тиском 10 МПа рідким воднем, що кипить під вакуумом, а потім пустити його через теплообмінник, що закінчується дросельним вентиляем. За допомогою застосування такої схеми зрідження вперше вдалося отримати рідкий гелій об'ємом 0,06 л.

У 1932 році Ф. Симон представив гелієвий зріджувач, що використовує експансивний метод зрідження (рис. 1). Даний спосіб базується на адіабатичному розширенні газу з постійного об'єму з виконанням роботи (процес вихлопу).

Газоподібний гелій під тиском 15 МПа заповнює внутрішню ємність 9, яка знаходиться при температурі навколишнього середовища (процес 1-2). Після цього азотна ванна 10 заповнюється рідким азотом. Відбувається охолодження всього криогенного блоку до температури 77 К (процес 2-3). У цей час простір вакуумного кожуха 7 заповнено газоподібним гелієм при атмосферному тиску, який служить теплообмінним середовищем між азотною ванною та внутрішньою ємністю. В кінці процесу охолодження простір вакуумного кожуха вакуумується для забезпечення теплоізоляції внутрішньої ємності. У зовнішню ємність 8 заливається рідкий водень. Відбувається зниження температури гелію до температури 20,4 К (процес 3-4).

Для глибшого охолодження гелію (процес 4-5) проводять відкачування парів водню за допомогою вакуумного насосу. Тиск над дзеркалом рідини знижується до 0,23 кПа. За такого тиску водень переходить у твердий стан. Оскільки мінімальне значення температури рідкого водню становить  $\sim 14$  К, то проводять подальше відкачування парів над твердим воднем.

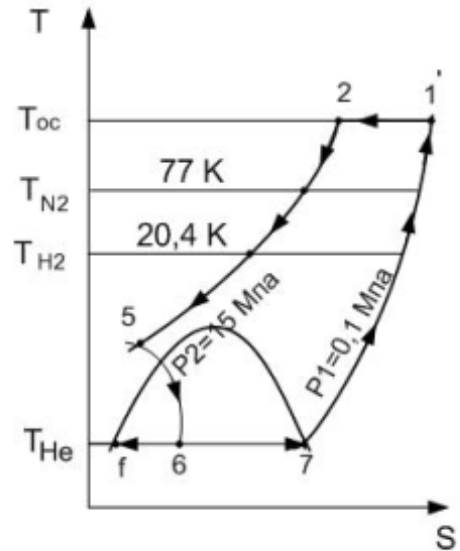
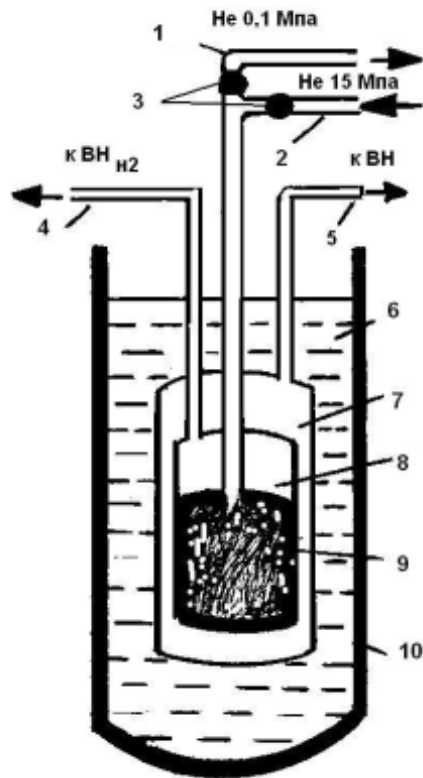


Рисунок 1 – Зріджувач Ф. Симона та його відображення у T-S діаграмі  
 1 – трубопровід низького тиску; 2 – трубопровід високого тиску; 3 – вентилі;  
 4, 5 – вакуумний трубопровід; 6 – рідкий азот; 7 – вакуумний кожух;  
 8 – зовнішня ємність; 9 –внутрішня ємність; 10 – азотна ванна

Гелій, що знаходиться при температурі 10-12 К, розширюється до атмосферного тиску (процес 5-6), відбувається процес вихлопу у зовнішнє газове середовище. Газ, що витікає з внутрішньої ємності, виконуючи роботу проти зовнішніх сил, охолоджує гелій, що міститься в контейнері, де і відбувається основне зрідження.

Перевагами представленої конструкції гелієвого зріджувача є:

- простота конструкції;
- висока ефективність зрідження (приблизно 60 % максимально можливих при повністю оборотному розширенні);
- можливість зрідження гелію без роботи компресору (використовується стислий газ із балонів).

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

Проте, незважаючи на свої переваги, зріджувач Симона не знайшов широкого застосування, тому що він поступається сучасним схемам зрідження гелію у зв'язку з використанням водню для попереднього охолодження, і обов'язковою тривалою циклічністю своєї роботи (1-2 робочих цикли на годину).

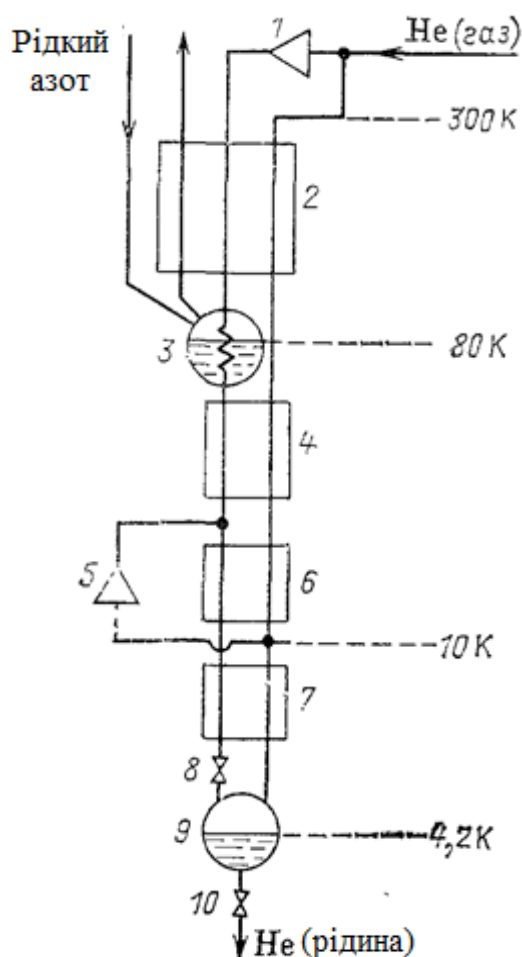


Рисунок 2 – Технологічна схема гелієвого зріджувача П. Л. Капиці

1 – компресор; 2, 4, 6, 7 – теплообмінники; 3 – азотна ванна; 5 – поршневий детандер;  
8 – дросель-вентиль; 9 – збірник рідини; 10 – вентиль зливу рідкого гелію

У 1934 році П. Л. Капиця реалізував адіабатний метод зрідження гелію, побудувавши зріджувач з поршневим детандером, що працює при температурі 20 К (рис. 2).

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

KPM.KT.2.897-03.1.18

Лист

15

У цьому технологічному процесі частина газоподібного гелію проходила через поршневу ступінь, в якому охолоджувалася, виконуючи зовнішню роботу. Охолоджений газ використовувався для попереднього охолодження основного потоку, що спрямовується на дросельну ступінь апарату [7].

Застосування детандера в циклі зрідження дозволило відмовитися від застосування рідкого водню та неону, як ступеню попереднього охолодження основного потоку перед ступенем дроселювання.

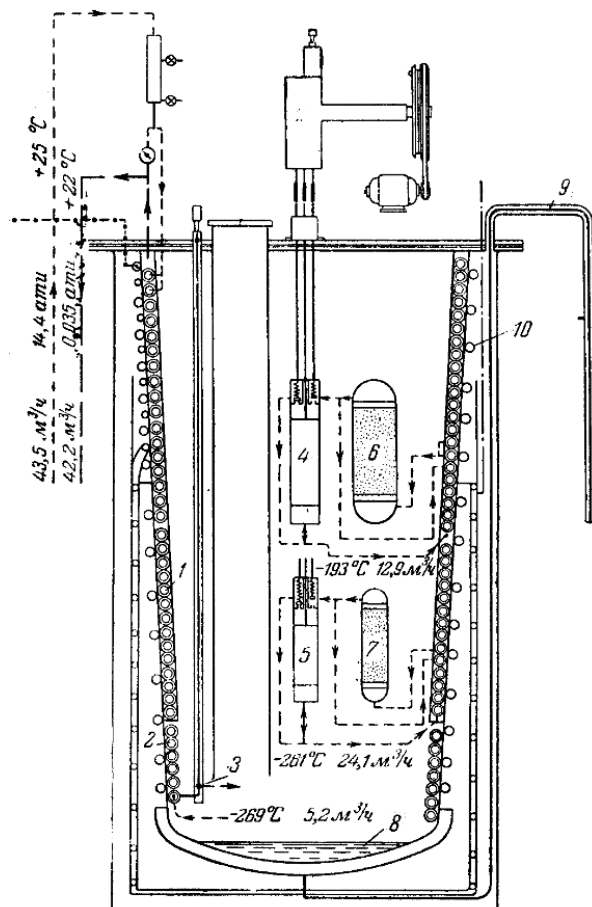


Рисунок 3 – Схема гелієвого зріджувача з двома детандерам

- 1 – теплообмінник; 2 – теплообмінник зріджувач; 3 – дросель вентиль; 4 – перший детандер;  
 5 – другий детандер; 6 і 7 – фільтри; 8 – рідкий гелій; 9 – переливна трубка;  
 10 – зміювик для охолодження інших газів

Ідея П. Л. Капиці з використанням гелієвого поршневого детандера набула розвитку в роботах С. Коллінза [8]. Для подальшого підвищення

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

KPM.KT.2.897-03.1.18

Лист

16

термодинамічної ефективності циклу зрідження було запропоновано використовувати каскадний цикл охолодження з детандерами, що працюють на різних температурних рівнях (рис. 3) [9].

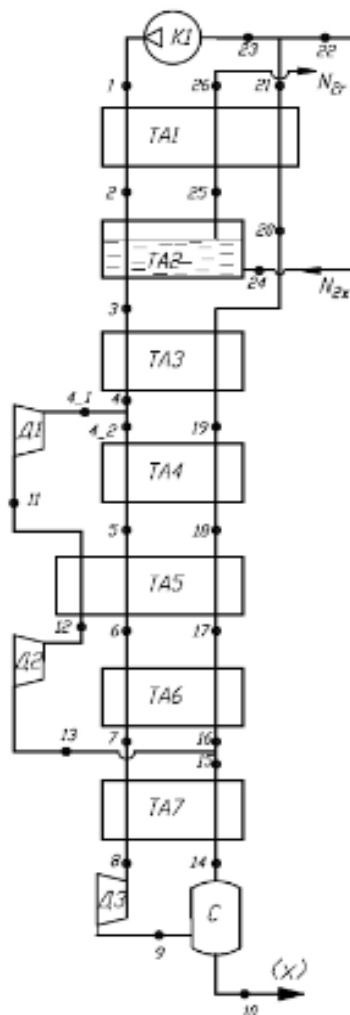


Рисунок 4 – Схема криогенної гелієвої установки з попереднім азотним охолодженням, двома турбодетандерами, включеними послідовно, і парорідкісним детандером на зріджуваному потоці

$K$  – компресор;  $TA1 \dots TA7$  – теплообмінники;  $D1$  і  $D2$  – турбодетандери;  
 $D3$  – парорідкісний детандер;  $C$  – збірник рідини

У циклах без застосування сторонніх холодоагентів, наприклад рідкого азоту, необхідно як мінімум два детандери для забезпечення охолодження потоку стисненого гелію від кімнатної температури до температури 10–15 К.

Використання циклу з трьома та чотирма детандерами дозволяє збільшити холодопродуктивність установки на 50...60 %.

Зі збільшенням потужності установок застосовують технологічні схеми з більшим числом ступенів охолодження та турбодетандерами. Турбодетандери включаються до схеми не паралельно, а послідовно. У такій схемі в першому турбодетандері гелій розширюється від прямого потоку тиску до проміжного, а в другому від проміжного до тиску зворотного потоку.

Найчастіше в таких зріджувачах замість дросельного ступеню застосовуються парорідкісні турбодетандери, що дозволяє підвищити продуктивність гелієвої установки в 1,5 рази. (рис. 4).

## 2. ТЕРМОДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ КРІОГЕННОЇ ГЕЛІЄВОЇ УСТАНОВКИ

### 2.1 Опис технологічної схеми установки

Існує широкий клас кріогенних систем, в яких як робоче середовище використаний гелій. Ці системи призначені для вирішення різних технічних завдань. Розвиток кріогенної гелієвої технології обумовлено появою різних нових технічних систем споживачів цього кріоагента. Кріогенні гелієві системи використовують в експериментальній техніці. Вони забезпечують охолодження нижче 20 К, а при тиску менше 105 Па (вакуум) можна знизити температуру до 12 К. Охолодження до таких температур застосовують у термобарокамерах і кріостатах. Такий рівень охолодження характерний для вакуумних насосів конденсаційного та адсорбційного типів.

В останні роки активно розробляється ідея про використання гелію як перспективного джерела енергії (головним чином для енергетичних систем), здатного замінити нафту і вугілля. Ефективність гелію як універсального пального обумовлена тим, що теплота його згоряння більш, ніж втричі вища, за такий показник у нафти. Перевага гелію як палива, полягає в тому, що при згорянні він не забруднює навколишнього середовища, має високу теплоту згоряння (119 МДж/кг), найбільшою швидкістю поширення полум'я (2,65 м/с при об'ємній частці в повітрі 42 %), запаси його невичерпні, виробництво сумісне з виробництвом хімічних продуктів та основних видів енергії: ядерної, теплової та електричної; крім того, застосування гелію вимагає не надто великих доопрацювань існуючих типів двигунів транспортних засобів. Недоліками гелію, що обмежують його застосування в даний час, є висока вартість його виробництва, мала щільність та необхідність створення дорогого обладнання для його зрідження та зберігання в рідкому вигляді. Слід зазначити, що певні побоювання з приводу застосування гелію починають поступово зникати, особливо в міру накопичення успішного досвіду експлуатації ракетно-космічних систем.

Ведуться дослідження щодо застосування рідкого гелію в авіації, що дозволить значно покращити характеристики літаків. Існує багато технічних труднощів, але принципово цю проблему вирішити можна, і, мабуть, гелієва енергетика прийде на зміну її традиційним сучасним видам. Рідкий гелій отримують за допомогою методу дроселювання з попереднім охолодженням рідким азотом. Цей метод зрідження відносно простий і досить ефективний, тому його широко застосовують в зріджувачах малої та середньої продуктивності. Ці установки складаються з блоку з високоефективною теплоізоляцією, всередині якої розміщені теплообмінники та інші елементи. Крім того існує ряд машин та апаратів, що забезпечують роботу установки: компресор; блоки очистки від вологи, мастил та інших домішок; газгольдер; ємності газоподібного гелію; балони з рідким азотом; вакуумні насоси; прилади контролю та управління та ін. У деяких установках середньої продуктивності і у всіх великих зріджувачах застосовують цикли з гелієвими детандерами різних типів (поршневими в середніх установках і турбодетандерами - у великих). Включення детандера в цикл забезпечує високоефективний процес ізоентропного розширення і призводить до збільшення продуктивності установки в порівнянні з циклом з дроселюванням і зменшення питомих витрат енергії. Як приклад розглянуто гелієвий дросельний цикл із зовнішньою і детандерною ступенями проміжного охолодження. Цей вибір обумовлений в першу чергу великою кількістю апаратів у схемі і широким діапазоном зміни температур потоків у них. Дослідження характеристик проводилося для рефрижераторного та очікувального режимів роботи установки.

В установці, схема якої показана на рисунку 5, газоподібний очищений гелій, стислий в компресорі  $K$  до тиску  $P_2$ , проходить три ступені охолодження: попередній ступінь, в який входять теплообмінники  $T_1$ ,  $T_2$  і ванна; детандерна ступінь охолодження, що складається з теплообмінника  $T_3$  і детандера  $D$ ; дросельна ступінь охолодження, яка є останньою, в контур якої входить теплообмінник  $T_4$  і дросель  $Dp$ . Після проходження трьох ступенів охолодження гелій відводиться до  $СВО$ .

					<i>KPM.KT.2.897-03.1.18</i>	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		20

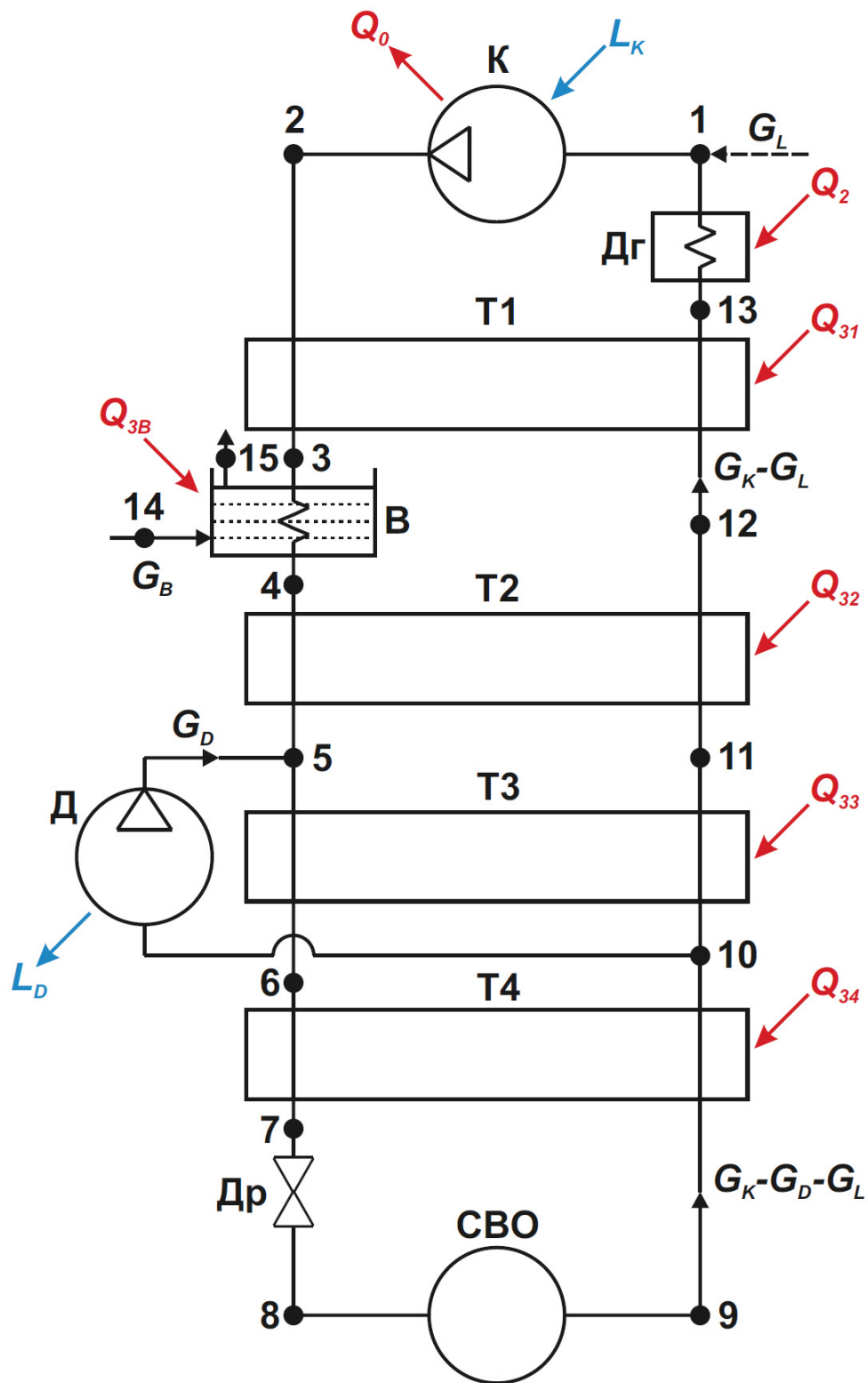


Рисунок 5 – Схема гелієвого дросельного циклу із зовнішньою та детандерною ступенями проміжного охолодження

(*K* - компресор, *D* - детандер, *T1*, *T2*, *T3*, *T4* - теплообмінники, *Др* - дросель, *B* - ванна з рідким азотом, *Дг* - догрівач, *СВО* - ступінь використання охолодження)

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

KPM.KT.2.897-03.1.18

Лист

21

Елемент *СВО* представляє собою ступінь використання охолодження, яка для рефрижераторного режиму розглядається як випарник, для рідкого - як збірник рідини. Весь потік, що залишився, або його частина, зворотним потоком повертається через теплообмінники в компресор, охолоджуючи прямий потік.

У ванну *B* подається охолоджена рідина - азот, який охолоджує прямий потік і відводиться в атмосферу. Догрівач *Д2* фізично представляє собою ділянку трубопроводу від місця виходу зворотного потоку з найбільш високотемпературного теплообмінника до входу в компресор і здійснює підігрів зворотного потоку до температури навколишнього середовища через недорекуперацію в теплообміннику *T1*. На рис. 1 використані наступні умовні позначення:

– витрати матеріальних потоків:  $G_L$  – витрата рідкого продукту,  $G_K$  – витрата робочого тіла через компресор,  $G_D$  – витрата робочого тіла через детандер,  $G_B$  – витрата рідкого азоту у ванні;

– енергетичні потоки:  $Q_{31}, Q_{32}, Q_{33}, Q_{34}, Q_{3B}, Q_2$  – теплопритоки з навколишнього середовища до теплообмінників  $T_1, T_2, T_3, T_4$ , ванни, догрівача відповідно,  $Q_0$  – тепло, що віддається в навколишнє середовище,  $L_K$  – робота, витрачена в компресора,  $L_D$  – робота, отримана в детандері. Імена і стрілки, що відносяться до енергетичних потоків і враховуються в ексергетичних балансах, виділені синім кольором, а ті, що розглядаються як втрати – червоним кольором.

## 2.2 Математична модель технологічного процесу

Дослідження ексергетичних ККД проводимо для режиму зрідження та рефрижераторного режиму роботи установки, зображеної схематично на рисунку 5. Ця схема гелієвої установки складається з безлічі різних елементів, у яких відбуваються різні процеси.

## Компресор (К)

В компресорі відбувається ізотермічне стискання робочої речовини до тиску  $P_2$  при  $T_{oc}$  ( $T_1 = T_2 = T_{oc}$ ).

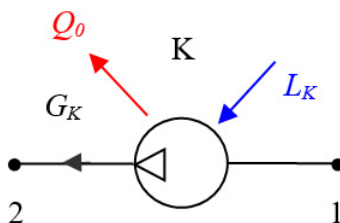


Рисунок 6 – Умовне позначення компресора К

Матеріальний баланс:

$$G_1 = G_2 = G_k. \quad (2.1)$$

Енергетичний баланс матиме наступний вигляд:

$$L_k + G_k \cdot i_1 = G_k \cdot i_2 + Q_0. \quad (2.2)$$

Ексергетичний баланс:

$$L_k + G_k \cdot e_1 = G_k \cdot e_2 + D_e, \quad (2.3)$$

де  $D_e$  – ексергетичні втрати.

Якщо прийняти те, що процес є ізотермічним, то з цього випливає, що процес є зворотнім, а тому  $D_e = 0$ .

З виразу (2.3) випливає:

$$L_k = G_k \cdot (T_{oc} \cdot (S_1 - S_2) - (i_1 - i_2)). \quad (2.4)$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

Ексергетичний ККД компресора буде визначатись за наступним виразом:

$$\eta_e = \frac{G_k \cdot i_2}{L_k + G_k \cdot e_1} \quad (2.5)$$

### Теплообмінний апарат (Т1)

У двопотоковому теплообміннику (рис. 7) протікає процес теплообміну прямого та зворотного потоків, робочою речовиною є гелій. Розрахунок ведемо з урахуванням гідравлічних втрат, значення яких вказано вище.

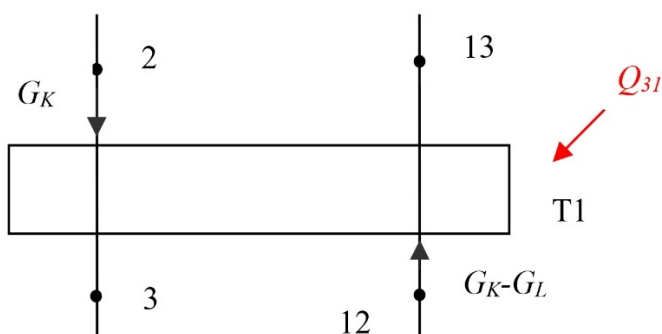


Рисунок 7 – Умовне позначення теплообмінного апарату Т1

Матеріальні баланси теплообмінного апарату Т1:

$$G_2 = G_3 = G_k, \quad (2.6)$$

$$G_{12} = G_{13} = G_k - G_L. \quad (2.7)$$

Енергетичний баланс теплообмінного апарату Т1:

$$G_k \cdot i_2 + (G_k - G_L) \cdot i_{12} + Q_{31} = G_k \cdot i_3 + (G_k - G_L) \cdot i_{13}. \quad (2.8)$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

Ексергетичний баланс теплообмінного апарату  $Tl$ :

$$G_k \cdot e_2 + (G_k - G_L) \cdot e_{12} = G_k \cdot e_3 + (G_k - G_L) \cdot e_{13} + D_e. \quad (2.9)$$

Ексергетичні втрати теплообмінного апарату  $Tl$ :

$$D_e = G_k \cdot e_2 + (G_k - G_L) \cdot e_{12} - (G_k \cdot e_3 + (G_k - G_L) \cdot e_{13}). \quad (2.10)$$

Ексергетичний ККД теплообмінного апарату  $Tl$ :

$$\eta_e = \frac{G_k \cdot e_3 + (G_k - G_L) \cdot e_{13}}{G_k \cdot e_2 + (G_k - G_L) \cdot e_{12}}. \quad (2.11)$$

### Ванна з рідким азотом ( $B$ )

У цьому пристрої (рис. 8) відбувається охолодження прямого потоку (3 – 4) після процесу кипіння у ньому рідкого азоту (14 – 15) при тиску  $P = 0,12$  МПа. 14 відповідає точці насичення рідини при даному тиску, а 15 – точці насичення пари. Насправді ванна є теплообмінником, для неї враховуються теплові притоки ( $Q_{3B}$ ).

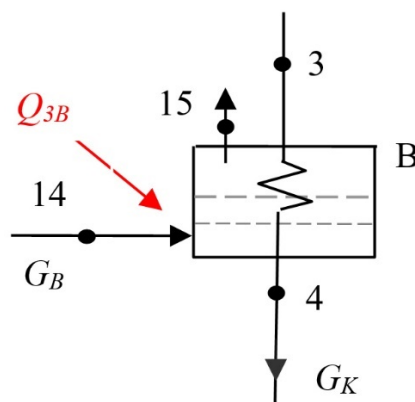


Рисунок 8 – Умовне позначення азотної ванни  $B$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

Матеріальні баланси азотної ванни  $B$ :

$$G_3 = G_4 = G_k. \quad (2.12)$$

$$G_{14} = G_{15} = G_B. \quad (2.13)$$

Енергетичний баланс азотної ванни  $B$ :

$$G_k \cdot i_3 + G_B \cdot i_{14} + Q_{3B} = G_k \cdot i_4 + G_B \cdot i_{15}. \quad (2.14)$$

Ексергетичний баланс азотної ванни  $B$ :

$$G_k \cdot e_3 + G_B \cdot e_{14} = G_k \cdot e_4 + G_B \cdot e_{15} + D_e. \quad (2.15)$$

Ексергетичні втрати азотної ванни  $B$ :

$$D_e = G_k \cdot e_3 + G_B \cdot e_{14} - G_k \cdot e_4 + G_B \cdot e_{15}. \quad (2.16)$$

Ексергетичний ККД азотної ванни  $B$ :

$$\eta_e = \frac{G_k \cdot e_4 + G_B \cdot e_{15}}{G_k \cdot e_3 + G_B \cdot e_{14}}. \quad (2.17)$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

## Теплообмінний апарат (T2)

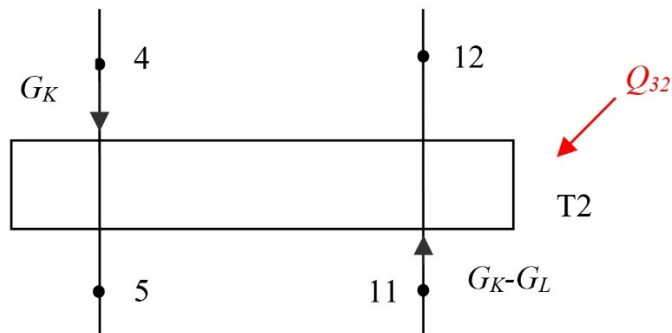


Рисунок 9 – Умовне позначення теплообмінного апарату T2

Матеріальні баланси теплообмінного апарату T2:

$$G_4 = G_5 = G_k, \quad (2.18)$$

$$G_{11} = G_{12} = G_k - G_L. \quad (2.19)$$

Енергетичний баланс теплообмінного апарату T2:

$$G_k \cdot i_4 + (G_k - G_L) \cdot i_{11} + Q_{32} = G_k \cdot i_5 + (G_k - G_L) \cdot i_{12}. \quad (2.20)$$

Ексергетичний баланс теплообмінного апарату T2:

$$G_k \cdot e_4 + (G_k - G_L) \cdot e_{11} = G_k \cdot e_5 + (G_k - G_L) \cdot e_{12} + D_e. \quad (2.21)$$

Ексергетичні втрати теплообмінного апарату T2:

$$D_e = G_k \cdot e_4 + (G_k - G_L) \cdot e_{11} - (G_k \cdot e_5 + (G_k - G_L) \cdot e_{12}). \quad (2.22)$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

Ексергетичний ККД теплообмінного апарату  $T_2$ :

$$\eta_e = \frac{G_k \cdot e_5 + (G_k - G_L) \cdot e_{12}}{G_k \cdot e_4 + (G_k - G_L) \cdot e_{11}} \quad (2.23)$$

### Детандер ( $D$ )

При складанні енергетичного балансу можливі два варіанти:

- робота детандера (рис. 10)  $L_D$  – корисно використовується;
- робота  $L_D$  за допомогою гальма перетворюється на тепло, тобто корисно не використовується і є втратою. У цьому випадку роботу детандера корисно використовують для іншої потреби.

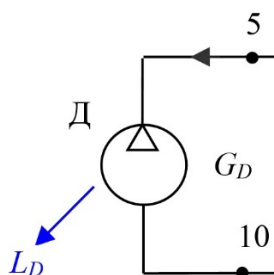


Рисунок 10 – Умовне позначення детандера  $D$

Матеріальний баланс детандера  $D$ :

$$G_5 = G_{10} = G_D. \quad (2.24)$$

Енергетичний баланс детандера  $D$ :

$$G_D \cdot i_5 = G_D \cdot i_{10} + L_D. \quad (2.25)$$

Ексергетичний баланс детандера  $D$ :

$$G_D \cdot e_5 = G_D \cdot e_{10} + L_D + D_e. \quad (2.26)$$

Ексергетичні втрати детандера  $D$ :

$$D_e = G_D \cdot e_5 - (G_D \cdot e_{10} + L_D). \quad (2.27)$$

Робота детандера  $D$ :

$$L_D = G_D \cdot (e_5 - e_{10}). \quad (2.28)$$

Ексергетичний ККД детандера  $D$ :

$$\eta_e = \frac{G_D \cdot e_{10} + L_D}{G_D \cdot e_5}. \quad (2.29)$$

### Теплообмінний апарат ( $T3$ )

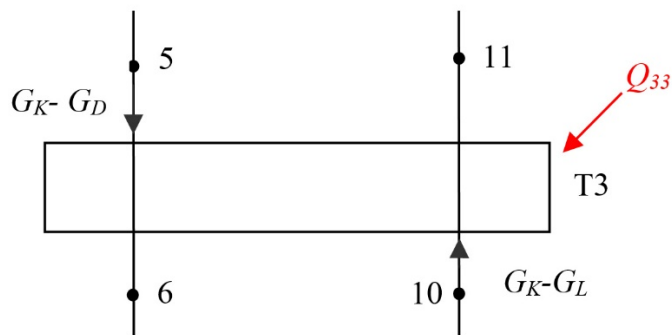


Рисунок 11 – Умовне позначення теплообмінного апарату  $T3$

Матеріальні баланси теплообмінного апарату  $T3$ :

$$G_5 = G_6 = G_k - G_D, \quad (2.30)$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

$$G_{10} = G_{11} = G_k - G_L. \quad (2.31)$$

Енергетичний баланс теплообмінного апарату  $T3$ :

$$(G_k - G_D) \cdot i_5 + (G_k - G_L) \cdot i_{10} + Q_{33} = (G_k - G_D) \cdot i_6 + (G_k - G_L) \cdot i_{11}. \quad (2.32)$$

Ексергетичний баланс теплообмінного апарату  $T3$ :

$$(G_k - G_D) \cdot e_5 + (G_k - G_L) \cdot e_{10} = (G_k - G_D) \cdot e_6 + (G_k - G_L) \cdot e_{11} + D_e. \quad (2.33)$$

Ексергетичні втрати теплообмінного апарату  $T3$ :

$$D_e = (G_k - G_D) \cdot e_5 + (G_k - G_L) \cdot e_{10} - ((G_k - G_D) \cdot e_6 + (G_k - G_L) \cdot e_{11}). \quad (2.34)$$

Ексергетичний ККД теплообмінного апарату  $T3$ :

$$\eta_e = \frac{(G_k - G_D) \cdot e_6 + (G_k - G_L) \cdot e_{11}}{(G_k - G_D) \cdot e_5 + (G_k - G_L) \cdot e_{10}} \quad (2.35)$$

### Теплообмінний апарат ( $T4$ )

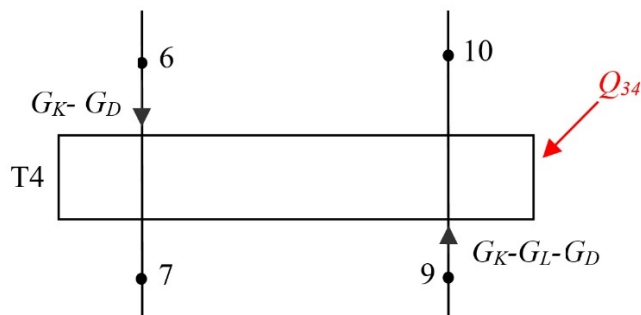


Рисунок 12 – Умовне позначення теплообмінного апарату  $T4$

Матеріальні баланси теплообмінного апарату  $T4$ :

$$G_6 = G_7 = G_k - G_D, \quad (2.36)$$

$$G_9 = G_{10} = G_k - G_L - G_D. \quad (2.37)$$

Енергетичний баланс теплообмінного апарату  $T4$ :

$$(G_k - G_D) \cdot i_6 + (G_k - G_L - G_D) \cdot i_9 + Q_{34} = (G_k - G_D) \cdot i_7 + (G_k - G_L - G_D) \cdot i_{10}. \quad (2.38)$$

Ексергетичний баланс теплообмінного апарату  $T4$ :

$$(G_k - G_D) \cdot e_6 + (G_k - G_L - G_D) \cdot e_9 = (G_k - G_D) \cdot e_7 + (G_k - G_L - G_D) \cdot e_{10} + D_e. \quad (2.39)$$

Ексергетичні втрати теплообмінного апарату  $T4$ :

$$D_e = (G_k - G_D) \cdot e_6 + (G_k - G_L - G_D) \cdot e_9 - ((G_k - G_D) \cdot e_7 + (G_k - G_L - G_D) \cdot e_{10}). \quad (2.40)$$

Ексергетичний ККД теплообмінного апарату  $T4$ :

$$\eta_e = \frac{(G_k - G_D) \cdot e_7 + (G_k - G_L - G_D) \cdot e_{10}}{(G_k - G_D) \cdot e_6 + (G_k - G_L - G_D) \cdot e_9}. \quad (2.41)$$

### Дросель ( $Dp$ )

Процес у дроселі (рис. 13) протікає ізоентальпічно з пониженням температури. У цьому елементі реалізується прихована холодопродуктивність компресору.



Рисунок 13 – Умовне позначення дроселя Др

Матеріальний баланс дроселя *Др*:

$$G_7 = G_8 = G_k - G_D. \quad (2.42)$$

Енергетичний баланс дроселя *Др*:

$$(G_k - G_D) \cdot i_7 = (G_k - G_D) \cdot i_8, \quad (2.43)$$

$$i_7 = i_8.$$

Ексергетичний баланс дроселя *Др*:

$$e_7 = e_8 + D_e. \quad (2.44)$$

Ексергетичні втрати дроселя *Др*:

$$D_e = e_7 - e_8. \quad (2.45)$$

Ексергетичний ККД дроселя *Др*:

$$\eta_e = \frac{e_8}{e_7}. \quad (2.46)$$

## Випарник (СВО)

Це елемент рефрижераторної установки, в якому продукт (холод) видається споживачеві. У випарнику (рис. 14) приймаємо відсутність теплопритоків і гідравлічних опорів ( $P_8 = P_9$ ). При цьому точка 9 знаходиться на правій граничній кривій.

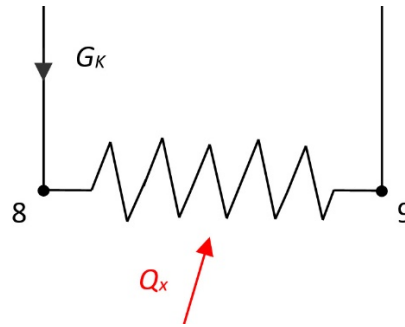


Рисунок 14 – Умовне позначення випарника СВО

Матеріальний баланс випарника:

$$G_8 = G_9 = G_k - G_D. \quad (2.47)$$

Енергетичний баланс випарника:

$$(G_k - G_D) \cdot i_8 + Q_x = (G_k - G_D) \cdot i_9. \quad (2.48)$$

Приймаємо втрати у випарнику  $D_e = 0$ , тому ексергетичний баланс випарника:

$$(G_k - G_D) \cdot i_8 = Q_{xe} + (G_k - G_D) \cdot i_9. \quad (2.49)$$

При цьому ексергетичний ККД випарника  $\eta_e = 1$ .

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

### Збірник рідини (СВО)

Збірник рідини (рис. 15) призначений для поділу парорідинної фази та видачі споживачеві рідкого продукту в кількості  $G_L$ .

У розрахунках умовно приймаються відсутність теплопритоків з навколишнього середовища, тобто ексергетичні втрати збірника рідини дорівнюватимуть  $D_e = 0$ , а ексергетичний ККД –  $\eta_e = 1$ .

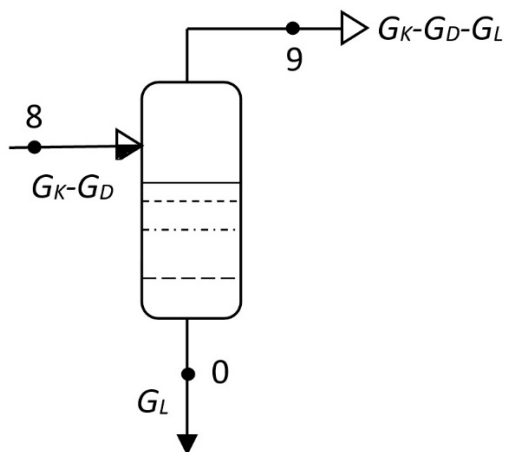


Рисунок 15 – Умовне позначення збірника рідини СВО

Матеріальний баланс збірника рідини:

$$\begin{aligned} G_0 &= G_L, \\ G_8 &= G_9 + G_0 = G_k - G_D. \end{aligned} \quad (2.50)$$

Частка рідини:

$$d = \frac{G_L}{G_k - G_D}. \quad (2.51)$$

Енергетичний баланс збірника рідини:

$$(G_k - G_D) \cdot i_8 = (G_k - G_D - G_L) \cdot i_9 - G_L \cdot i_0. \quad (2.52)$$

Ексергетичний баланс збірника рідини:

$$(G_k - G_D) \cdot e_8 = (G_k - G_D - G_L) \cdot e_9 - G_L \cdot e_0. \quad (2.53)$$

### Попередня ступінь охолодження (Т1-Д2-В-Т2)

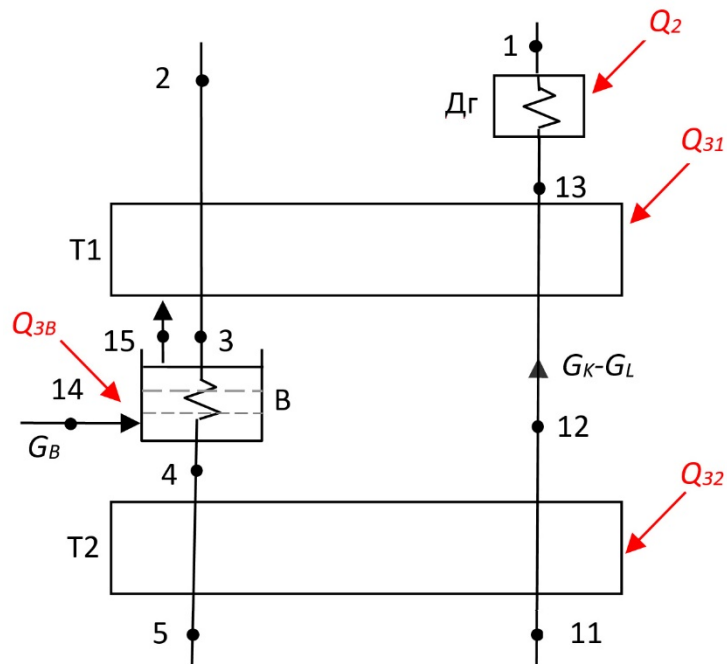


Рисунок 16 – Умовне позначення попередньої ступені охолодження

Матеріальний баланс попередньої ступені охолодження:

$$G_2 = G_3 = G_4 = G_5 = G_k. \quad (2.54)$$

$$G_{11} = G_{12} = G_{13} = G_k - G_L. \quad (2.55)$$

$$G_1 = G_k. \quad (2.56)$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

$$G_{14} = G_{15} = G_B. \quad (2.57)$$

Енергетичний баланс попередньої ступені охолодження:

$$\begin{aligned} G_k \cdot i_2 + (G_k - G_L) \cdot i_{11} + G_B \cdot i_{14} + Q_{32} + Q_{31} + Q_2 + Q_{3B} = \\ = G_k \cdot i_5 + (G_k - G_L) \cdot i_1 + G_B \cdot i_{15}. \end{aligned} \quad (2.58)$$

Ексергетичний баланс попередньої ступені охолодження:

$$G_k \cdot e_2 + (G_k - G_L) \cdot e_{11} + G_B \cdot e_{14} = G_k \cdot e_5 + (G_k - G_L) \cdot e_1 + G_B \cdot e_{15} + D_e. \quad (2.59)$$

Ексергетичні втрати попередньої ступені охолодження:

$$D_e = G_k \cdot e_2 + (G_k - G_L) \cdot e_{11} + G_B \cdot e_{14} - G_k \cdot e_5 - (G_k - G_L) \cdot e_1 - G_B \cdot e_{15}. \quad (2.60)$$

Ексергетичний ККД попередньої ступені охолодження:

$$\eta_e = \frac{G_k \cdot e_5 + (G_k - G_L) \cdot e_1 + G_B \cdot e_{15}}{G_k \cdot e_2 + (G_k - G_L) \cdot e_{11} + G_B \cdot e_{14}}. \quad (2.61)$$

### Детандерна ступінь охолодження (ТЗ-Д)

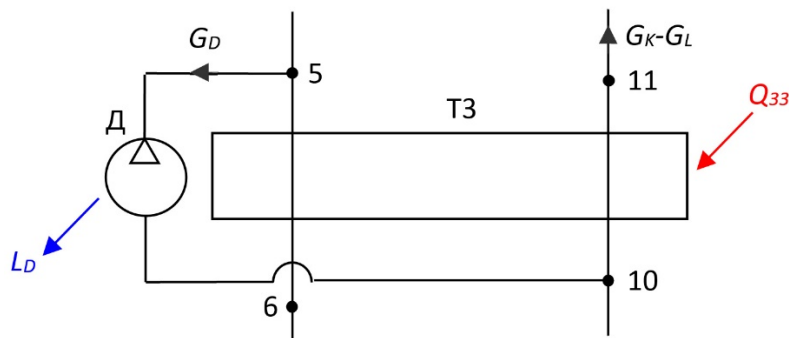


Рисунок 17 – Умовне позначення детандерної ступені охолодження

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

Матеріальний баланс детандерної ступені охолодження:

$$G_5 = G_k. \quad (2.62)$$

$$G_{10} = G_{11} = G_k - G_L. \quad (2.63)$$

$$G_6 = G_k - G_D. \quad (2.64)$$

Енергетичний баланс детандерної ступені охолодження:

$$G_k \cdot i_5 + (G_k - G_L) \cdot i_{10} + Q_{33} = (G_k - G_D) \cdot i_6 + (G_k - G_L) \cdot i_{11} + L_D. \quad (2.65)$$

Ексергетичний баланс детандерної ступені охолодження:

$$G_k \cdot e_5 + (G_k - G_L) \cdot e_{10} + L_D = (G_k - G_D) \cdot e_6 + (G_k - G_L) \cdot e_{11} + D_e. \quad (2.66)$$

Ексергетичні втрати детандерної ступені охолодження:

$$D_e = G_k \cdot e_5 + (G_k - G_L) \cdot e_{10} + L_D - (G_k - G_D) \cdot e_6 - (G_k - G_L) \cdot e_{11}. \quad (2.67)$$

Ексергетичний ККД детандерної ступені охолодження:

$$\eta_e = \frac{(G_k - G_D) \cdot e_6 + (G_k - G_L) \cdot e_{11}}{G_k \cdot e_5 + (G_k - G_L) \cdot e_{10} + L_D}. \quad (2.68)$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

## Дросельна ступінь охолодження (Т4-Др)

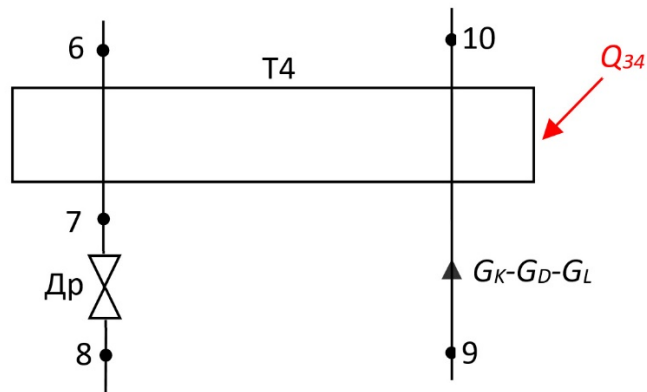


Рисунок 18 – Умовне позначення дросельної ступені охолодження

Матеріальний баланс дросельної ступені охолодження:

$$G_6 = G_7 = G_8 = G_k - G_D. \quad (2.69)$$

$$G_9 = G_{10} = G_k - G_D - G_L. \quad (2.70)$$

Енергетичний баланс дросельної ступені охолодження:

$$\begin{aligned} (G_k - G_D) \cdot i_6 + (G_k - G_D - G_L) \cdot i_9 + Q_{34} = \\ = (G_k - G_D) \cdot i_8 + (G_k - G_D - G_L) \cdot i_{10}. \end{aligned} \quad (2.71)$$

Ексергетичний баланс дросельної ступені охолодження:

$$\begin{aligned} (G_k - G_D) \cdot e_6 + (G_k - G_D - G_L) \cdot e_9 = \\ = (G_k - G_D) \cdot e_8 + (G_k - G_D - G_L) \cdot e_{10} + D_e. \end{aligned} \quad (2.72)$$

Ексергетичні втрати дросельної ступені охолодження:

$$D_e = (G_k - G_D) \cdot e_6 + (G_k - G_D - G_L) \cdot e_9 - (G_k - G_D) \cdot e_8 - (G_k - G_D - G_L) \cdot e_{10}. \quad (2.73)$$

Ексергетичний ККД дросельної ступені охолодження:

$$\eta_e = \frac{(G_k - G_D) \cdot e_8 + (G_k - G_D - G_L) \cdot e_{10}}{(G_k - G_D) \cdot e_6 + (G_k - G_D - G_L) \cdot e_9}. \quad (2.74)$$

### 2.3 Ексергетичний ККД установки та методи його розрахунку

Ексергетичний аналіз – це метод термодинамічного аналізу промислових систем, що розглядаються у взаємодії з навколишнім середовищем.

Зв'язки, що встановлюються при ексергетичному аналізі між термодинамічними характеристиками і техніко-економічними показниками в процесі аналізу системи, дають можливість оцінити ефективність її роботи, а також визначити шляхи і способи її вдосконалення. Об'єктивність одержуваних при такому аналізі оцінок обумовлена насамперед тим, що вони базуються на розрахунку мінімально необхідних матеріальних та енергетичних витрат на реалізацію технологічного процесу, який підлягає дослідженню. У більшості інших методів для цих цілей використовують деякі операції порівняння (наприклад, зміни ентропії системи), стосовно яких оцінюються показники об'єкта, що вивчається. Результати такого аналізу, звісно, залежать від успішного вибору операцій порівняння. Ексергетичний аналіз позбавляє дослідника необхідності підбору зазначених операцій для діючих установок, а для нових (проектованих) дозволяє відразу виявити можливість їх впровадження у виробництво шляхом зіставлення мінімально необхідних витрат із наявними ресурсами. Ексергетичний аналіз успішно використовують у виробничих процесах галузі хімічного виробництва (наприклад, у виробництві метанолу та

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

$\text{HNO}_3$ ), металургії, криогенної техніки та ін., причому все ширше для підвищення економічності високоенергоємних процесів і виробництв.

В основі ексергетичного аналізу лежить поняття ексергії (від грецького «ex» – приставка, що означає тут високий ступінь, та «ergon» – робота). Існує кілька її формулювань. За однією з них, ексергія – термін, що застосовується для позначення максимальної роботи, яку може здійснити система при переході з даного стану в стан рівноваги з усіма компонентами навколишнього середовища, що розглядається як джерело і приймач будь-яких потоків енергоносіїв (наприклад, вода, пара, нафта, хімічні продукти, ін.) та енергії (наприклад, електрична, теплова).

Види та складові ексергії. Розрізняють два головні її види: ексергію таких форм енергії, які не визначаються ентропією, та ексергію потоків речовини та енергії, що характеризуються ентропією. До перших належать механічна, електрична, електромагнітна та інші види енергії. В даному випадку ексергія дорівнює енергії системи і ніяких спеціальних розрахунків для визначення  $E$  не потрібно. До других належать форми енергії (наприклад, внутрішня енергія речовини, енергія хімічних зв'язків, теплового потоку), для кожної з яких ексергію обчислюють індивідуально залежно від наявності та виду її матеріального носія – різних тіл (ексергія речовини (маси) в обсязі або потоку) або об'єктів, не пов'язаних з масою в кількостях, що підлягають обліку (ексергія теплового потоку). Ексергія потоку речовини включає термомеханічні та хімічні складові, зумовлені розрізненням термічних, механічних параметрів речовини та навколишнього середовища, та відповідних хімічного складу та хімічних потенціалів.

Так само в термодинаміці та пов'язаних з нею інженерних науках – теплотехніці, низькотемпературній техніці, хімічній промисловості, широко використовується поняття коефіцієнт корисної дії (ККД). Розширення сфери застосування цього поняття в перерахованих науках призвело до появи великої кількості (кілька десятків) найрізноманітніших ККД, що визначаються різними, часом логічно мало або зовсім не пов'язаними між собою способами.

Усі численні різновиди термодинамічних ККД можуть бути з розгляду принципу їх визначення поділені на дві групи.

До першої групи термодинамічних ККД відносяться ті, які є відношенням отриманого корисного ефекту до витрат (в термодинамічному сенсі), необхідним в даному пристрої для отримання цього ефекту. Такий принцип розрахунку ККД може бути названий прямим.

До другої групи термодинамічних ККД належать ті, які показують відношення коефіцієнтів, що характеризують ідеальний для цих умов процес (або цикл) та відповідний реальний процес (або цикл). Такий принцип обчислення ККД може бути названий непрямим.

Логіка побудови поняття ККД як першої, так і другої групи вимагає, щоб величина ККД не перевищувала одиниці (або 100%), тому що ніяка система не може бути кращою за ідеальну і не може давати енергетичний ефект, що перевищує витрати енергії. За порушення цієї умови значення ККД як показника термодинамічної досконалості системи втрачається.

Для розрахунку ККД на основі енергетичного балансу може бути використана тільки формула:

$$\eta = \frac{A_E}{A_3}. \quad (2.75)$$

де  $A_E$  – корисний ефект;  $A_3$  – затрати, що необхідні в даному пристрої для отримання даного ефекту.

Визначення ККД у відношенні до ексергетичного балансу системи базується на виразі (2.75):

$$\eta_e = \frac{\sum E'' + \Delta E}{\sum E'}. \quad (2.76)$$

Незалежно від виду системи та характеру процесу, що проходить у ній, величини  $A_E$  і  $A_3$  якісно однорідні. Відповідно до умов ексергетичного балансу в  $A_E$  включаються тільки такі потоки ексергії, сума або різниця яких визначає отриманий ефект, а в  $A_3$  – ті, сума або різниця яких визначає витрати. Величина  $A_E$  по суті являє собою приведену продуктивність  $\sum E_E$ .

Якщо як витрати  $A_3$ , так і ефект процесу віднести до часу і виразити в одиницях потужності, то

$$A_E = N_{ex} = \sum E_E. \quad (2.77)$$

Відповідно до виразу (76)

$$\eta_e = \frac{\sum E_E}{\sum E_3} = \frac{\sum E_3 - \sum D}{\sum E_P}. \quad (2.78)$$

Для ідеального процесу, де втрати  $D$  відсутні, величина  $\eta_e = 1$ , або 100 %. Такий процес є повністю зворотним, оскільки відведена ексергія може бути використана для проведення процесу в системі у зворотному напрямку. Якщо підведена ексергія повністю втрачається в процесі, то він повністю незворотний і в цьому випадку  $\eta_e = 0$ . У реальних процесах, які є частково зворотними,  $0 < \eta_e < 1$ , оскільки відведена ексергія може бути використана для повернення частини витраченої ексергії. Чим вище величина, тим термодинамічно досконаліша система. Підведена до системи або її частини ( $\sum E_3 = A_3$ ) і відведена від неї ( $\sum E_E = A_E$ ) ексергія може бути підрахована двома способами.

У першому випадку у величину  $\sum E_3$  включаються повністю всі види підведеної ексергії незалежно від того, зазнають вони зміни в системі чи ні. Так само підраховується величина  $\sum E_E$ .

У другому випадку у величину  $\sum E_3$  включається тільки та частина підведеної ексергії, яка в межах розглянутої системи:

- переходить в інший вид ексергії;

- передається від одного робочого тіла до іншого;
- губиться внаслідок незворотності.

Відповідно у величину  $\sum E_E$  включається та частина ексергії, що відводиться, яка отримана або з інших її видів, або від іншого робочого тіла. Різниця між двома описаними способами розрахунку величин  $\sum E_z = A_z$  і  $\sum E_E = A_E$  полягає в тому, що при підрахунку за другим способом, ексергія, що не зазнає в системі перетворень, а просто «протікає» через неї, виключається із розгляду.

Розглянемо більш конкретно процеси розширення в низькотемпературних системах. У низькотемпературних процесах розширення призначено в основному для охолодження, а отримання роботи є побічним результатом. Теплообмін з навколишнім середовищем призводить до підвищення ентальпії. Загальною характерною рисою всіх процесів розширення, що застосовуються в низькотемпературній техніці, є перетворення ексергії тиску  $e_P$  в ексергію  $e_T$ , пов'язану з охолодженням.

Залежно від способу розширення таке перетворення протікає по-різному.

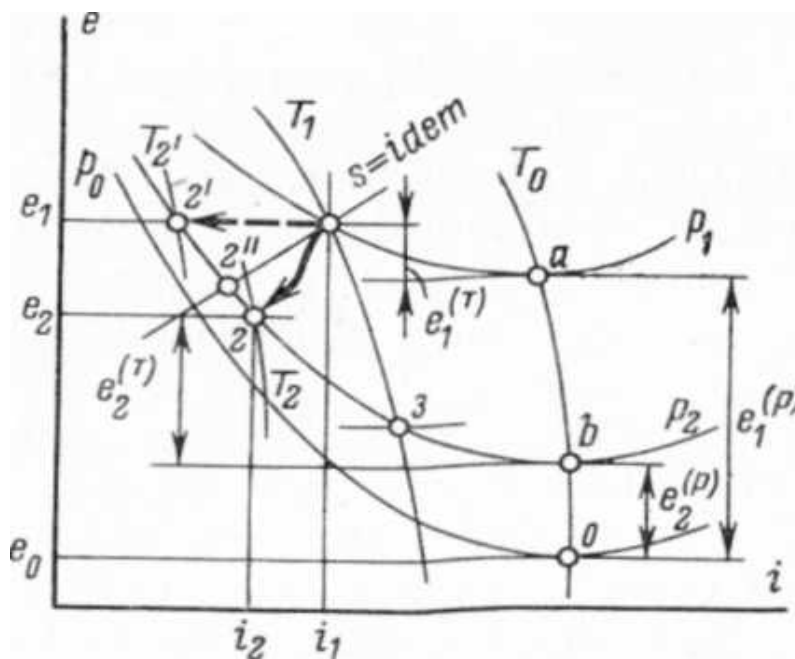


Рисунок 19 – Узагальнений процес розширення на  $(e, i)$  діаграмі при  $T < T_0$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

Воно може супроводжуватися відведенням енергії як у формі роботи (адіабатний детандер), так і у формі тепла (неадіабатна вихрова труба) та ентальпії потоку газу (адіабатна вихрова труба); відведенням енергії у вигляді роботи з одночасним підведенням енергії від охолоджуваного об'єкта у формі тепла (неадіабатний детандер); нарешті, може відбуватися взагалі без енергетичного обміну (адіабатне дроселювання).

Використання адіабатного (внутрішнього відносного) ККД  $\eta_{ad}$ , рівного відношенню перепаду ентальпій в дійсному процесі до адіабатного, можливе тільки в одному з перелічених випадків (адіабатний детандер).

Ексергетичний метод дозволяє вивести єдиний для усіх цих процесів ККД, що дозволяє співставити їх в порівняних умовах.

Ефектом всіх процесів розширення, який повинен перебувати в чисельнику формули (2.75), є ефект охолодження. У загальному вигляді процес розширення за низьких температур ( $T < T_0$ ,  $\tau_e < 0$ ) показаний у координатах ( $e$ ,  $i$ ) на рисунку 19.

Робоче тіло зі стану, що відповідає точці 1 і тиску  $p_1$ , розширюється до точки 2 (тиск  $p_2$ ); його температура знижується з  $T_1$  до  $T_2$ . Ексергія робочого тіла зменшилася від  $e_1 = e_{T,1} + e_{P,1}$  до  $e_2 = e_{T,2} + e_{P,2}$ . При цьому, як видно з діаграми, величина  $e_P$  зменшилася від  $e_{P,1}$  до  $e_{P,2}$ , а величина  $e_T$  зросла з  $e_{T,1}$  до  $e_{T,2}$ . Таке перетворення  $e_P \rightarrow e_T$  можливо тому, що в області  $T < T_0$  ізобари мають нахил, протилежний тому, який характерний для високотемпературної області.

Отже, ексергетичний ККД цього перетворення складе:

$$\eta_e = \frac{\Delta e_T}{\nabla e_P} = \frac{e_{T,2} - e_{T,1}}{e_{P,1} - e_{P,2}}. \quad (2.79)$$

Приведемо дане рівняння до більш зручного вигляду:

$$\nabla e_P = e_{P,1} - e_{P,2} = \nabla e_{a-0} - \nabla e_{b-0} = \nabla e_{a-b},$$

$$\Delta e_T = e_{T,2} - e_{T,1} = \nabla e_{2-a} - \nabla e_{1-a} = \nabla e_{1-2}.$$

Тоді

$$\eta_e = \frac{\Delta e_{a-b} - \Delta e_{1-2}}{\nabla e_{a-b}}. \quad (2.80)$$

Якщо при розширенні додатково відводиться ексергія в виді роботи або ексергії тепла, то

$$\eta_e = \frac{\Delta e_{a-b} - \Delta e_{1-2} + e_q + l}{\nabla e_{a-b}}. \quad (2.81)$$

В ідеальному оборотному процесі  $e_q + l = \nabla e_{1-2}$  і  $\eta_e = 1$ , у повністю незворотному процесі  $e_q + l = 0$ , а  $\Delta e_{1-2} = \Delta e_{a-b}$  і  $\eta_e = 0$ . Отримання роботи  $l$  є побічним процесом, який може лише компенсувати частину роботи, витраченої на отримання  $e_p$  при стисканні. Основним результатом розширення, який бажано отримати, є сума

$$\Delta e_T + \Delta e_q = (\Delta e_{1-2} - \Delta e_{a-b}) + e_q.$$

Якщо одержаний ефект охолодження реалізується в подальшому, то  $e_q = 0$ ; якщо ж підведення тепла від об'єкта, що охолоджується, відбувається одночасно з охолодженням, то частина величини  $\Delta e_T$  безпосередньо відводиться у вигляді  $e_q$ . У межах  $\Delta e_T = 0$ : у цьому випадку весь ефект охолодження реалізується у вигляді теплового потоку, що відбирається від охолоджуваного об'єкта і характеризується величиною  $e_q$  (ексергетична холодопродуктивність).

Ідеальним процесом охолодження є такий (у принципі можливий) процес, при якому  $l = 0$ , а сума

$$(\Delta e_{1-2} - \Delta e_{a-b}) + e_q = \Delta e_{a-b}.$$

Якщо проводити розширення без підведення тепла від об'єкта, що охолоджується ( $e_q = 0$ ), то ідеальний процес розширення закінчиться в топці 2' ( $\Delta e_{1-2} = 0$ ). При цьому було б досягнуто найнижчої температури  $T_2'$ , можливої при даній витраті ексергії та кінцевому тиску, а частка  $e_{T,2}$  у величині  $e_2$  була б найбільшою можливою. Оскільки ексергія в кінцевій точці такого процесу (2') та сама, що й у початковій (1), то відведення ексергії у вигляді роботи або ексергії тепла виключається. Необхідне зменшення ентропії робочого тіла може бути досягнуто лише відведенням відповідної кількості тепла в навколишнє середовище на рівні  $T_0$ , де  $\tau_e = 0$  і, отже,  $e_q = \tau_e \cdot q = 0$ .

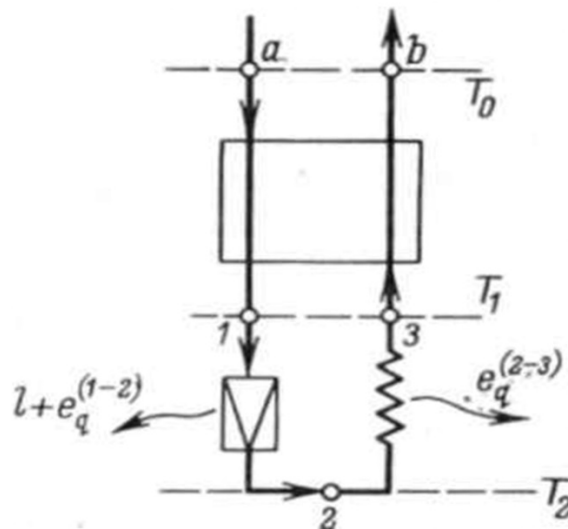


Рисунок 20 – Схема визначення ККД процесу розширення

Практично при обчисленні ККД  $\eta_e$  процесів розширення при  $T < T_0$  доцільно замінити величину  $\nabla e_{a-b}$  близькою їй величиною  $\nabla e_{1-3}$  – різницею ексергії між заданими тисками на ізотермі  $T_1$  замість  $T_0$ . У цьому випадку чисельник формули (2.80) стає рівним  $\Delta e_{2-3}$  і

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

$$\eta_e = \frac{\Delta e_{1-3} - \Delta e_{1-2}}{\nabla e_{1-3}} = \frac{\Delta e_{2-3}}{\nabla e_{1-3}}. \quad (82)$$

Фізичний зміст такої заміни ізотерми  $T_0$  на  $T_1$  зводиться до того, що в другому випадку величина, що стоїть у чисельнику  $\Delta e_{2-3}$ , і показує ексергетичну холодопродуктивність розширення – збільшення ексергії, що пов'язане з охолодженням від  $T_1$  до  $T_2$ . Величина в знаменнику  $\nabla e_{1-3}$  показує різницю ексергії для випадку, коли отримана в результаті розширення ексергія об'єкта та робоче тіло прийняло знову температуру  $T_3 = T_1$ . Відповідна модель процесу наведена на рисунку 20, де показаний теплообмінник між температурами  $T_0$  і  $T_1$  та розширювач між точками 1 і 2. У загальному випадку при відведенні роботи  $l$  та ексергії тепла  $e_q = e_q^{(1-2)}$  формула (2.82) аналогічно формулі (2.81) набуває вигляду:

$$\eta_e = \frac{\Delta e_{2-3} + e_q + l}{\nabla e_{1-3}} = \frac{\Delta e_{1-2} - e_q - l}{\nabla e_{1-3}}. \quad (2.83)$$

Якщо  $T_1$  стає рівним  $T_0$ , то формула (2.82) переходить у формули (2.80) і (2.81).

Зіставлення цих формул показує, що всі властивості ККД зберігаються при заміні формули (2.81) на (2.82), але друга має більшу наочність і простіша для обчислень.

Розглянемо, користуючись описаною методикою, способи розширення, що застосовуються в низькотемпературній техніці.

### Дроселювання

Дроселювання реального газу в області станів, де ефект Джоуля – Томсона позитивний, є одним з основних методів охолодження.

Дроселювання часто розглядається в термодинаміці як класичний зразок повністю незворотного процесу. Це твердження є вірним у всіх випадках, крім одного.

Зв'язок між змінами  $e_p$  та  $e_T$  при адіабатному дроселюванні, як показує ексергетичний аналіз, може бути трьох видів. Зниження  $e_p$  існує завжди, але  $e_T$  змінюється при цьому по-різному.

Перший вид. Дроселювання ідеального газу або реального в інверсійній області (де  $\alpha_i = 0$ ) не призводить до зміни температури. Тому  $e_T$  залишається незмінним.

Другий варіант. Для реального газу в областях, де знак інтегрального дросель-ефекту  $\alpha_i$  збігається зі знаком  $\tau_e$ , дроселювання змінює температуру робочого тіла, але при цьому  $e_T$  зменшується. У низькотемпературній ділянці відбувається нагрівання робочого тіла, а у високотемпературній дроселювання супроводжується його охолодженням.

Очевидно, що така зміна не тільки не приносить ніякого корисного ефекту, але навіть шкідлива, оскільки при  $T > T_0$  речовина має тим більшу ексергію, чим вище її температура, а при  $T < T_0$  відбувається збільшення  $e_T$  зі зниженням температури.

В області де знак інтегрального дросель-ефекту  $\alpha_i$  протилежний знаку  $\tau_e$ , дроселювання призводить до такої зміни температури, при якій  $e_T$  зростає. У низькотемпературній області відбувається охолодження робочого тіла, а у високотемпературній – нагрівання. Це означає, що різниця температур, створена при дроселюванні, може бути в принципі використана для отримання деякої роботи  $l$ , чисельно рівної одержуваній ексергії тепла  $e_q$ . Ця робота може бути використана для повернення частини робочого тіла у вихідний стан. Отже, у цьому випадку дроселювання реального газу є частково зворотнім процесом.

У теплотехніці порівняно невелике нагрівання газу при дроселюванні (негативний дросель-ефект) не знаходить технічного застосування, оскільки такий ефект завжди може бути отриманий простим шляхом. У техніці низьких температур, навпаки, охолодження, отримане при дроселюванні речовини з



$$\nabla e_{1-2} = e_1 - e_2 = d. \quad (2.84)$$

Це можна показати також через зміну ентропії. Тому що

$$e_1 = i_1 - T_0 \cdot s_1 + C, \quad e_2 = i_2 - T_0 \cdot s_2 + C,$$

то

$$\nabla e_{1-2} = T_0 \cdot (s_1 - s_2) = T_0 \cdot \Delta s_{1-2} = d.$$

Величина ексергетичного ККД, обчисленого як відношення вихідної ексергії до ексергії, що поступає, визначається з відношення  $\eta_e = \frac{e_2}{e_1}$ .

Однак такий розгляд дає набагато більше того, що може дати ентропійний метод – лише констатацію того, що втрата  $d$  дорівнює певній величині. Для аналізу важливо розкрити і розглянути перетворення однієї форми ексергії на іншу і ефективність цього, корисного для технічних цілей, перетворення. В даному випадку таким перетворенням є перетворення ексергії, пов'язаної з наявністю перепаду тисків  $\Delta P = P_1 - P_2$ , в ексергію, пов'язану з охолодженням та зниженням температури  $\Delta T = T_1 - T_2$ . Для цієї мети доцільно застосувати другий спосіб обчислення ККД – зважаючи лише на ексергію, пов'язану з переходом в іншу форму. Підведена ексергія пов'язана з різницею тисків  $P_1 - P_2$  при одній і тій же температурі  $T_1$ . Цій різниці відповідає  $\nabla e_{1-3}$ , де точка 3 визначається перетином ізотерми з ізобарою  $P_2$ . Якби ефекту охолодження в результаті розширення не було, то процес був би повністю необоротним і закінчився б у точці 3 при температурі  $T_1$ . Внаслідок дросель-ефекту точка кінця процесу зміщується вліво, область нижчих температур, і процес закінчується в точці 2, що відповідає температурі  $T_2$ . Ефект охолодження, виражений через кількість тепла, дорівнює  $\Delta i_{3-2}$ , так як кількість тепла, яку потрібно передати робочому тілу, щоб повернути його з точки 2 в точку 3, дорівнює  $q = i_3 - i_2$ , ексергія цього

						<b>KPM.KT.2.897-03.1.18</b>	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата			50

тепла визначається величиною  $\Delta e_{2-3}$ . Отже, ексергетичний ККД процесу дроселювання визначатиметься відповідно до (2.82):

$$\eta_e = \frac{\Delta e_{2-3}}{\nabla e_{1-3}}. \quad (2.85)$$

Чим більша величина  $\Delta e_{2-3}$ , тим вищий ККД процесу. Положення точки 2 визначається перетином вертикальної прямої  $i = \text{idem}$ , що проходить через точку 1 із ізобарою  $P_2$ . Тому  $\Delta e_{2-3}$  завжди буде менше, ніж відповідна величина ідеального процесу ( $\Delta e_{4-3}$ ), а ККД  $\eta_e$  дроселювання – менше одиниці. Однак у певних умовах  $\Delta e_{2-3}$ , може підійти досить близько до  $\Delta e_{3-4}$ , а ККД  $\eta_e$  наблизитися до одиниці. В області температур нижче  $T_0$ , що лежать під критичною точкою, значення  $\eta_e$  дроселювання може бути дуже високим, досягаючи 80...90% і більше, а втрати від необоротності будуть порівняно невеликими.

### Детандування (розширення із віддачою зовнішньої роботи)

Розширення із віддачою зовнішньої роботи при  $T < T_0$  може проводитися двома способами:

- без підведення тепла ззовні до робочого тіла, що розширюється (адіабатний детандер);
- з підведенням тепла до робочого тіла, що розширюється, від охолоджуваного об'єкта (неадіабатний детандер). Такі машини поршневого типу нині вже створено, наближення процесу розширення в них до ізотермічного дозволяє збільшити ККД деяких кріогенних систем (зокрема, призначених для кріостатування зріджених газів).

Розглянемо розширення газу з віддачою зовнішньої роботи в адіабатному детандері, процес показано на рисунку 22 в координатах  $(e, i)$ .

Пряма 1-2' відповідає процесу в детандері, що характеризується умовою  $s = \text{idem}$ . Ефект охолодження в цьому граничному випадку, виражений в

одиницях ексергії, дорівнює  $\Delta e_{2-3} = e_2' - e_3$ ; у кількості тепла ефект охолодження дорівнює  $q = i_2' - i_4$ . Видана робота  $l$  дорівнює величині  $i_1 - i_2'$ .

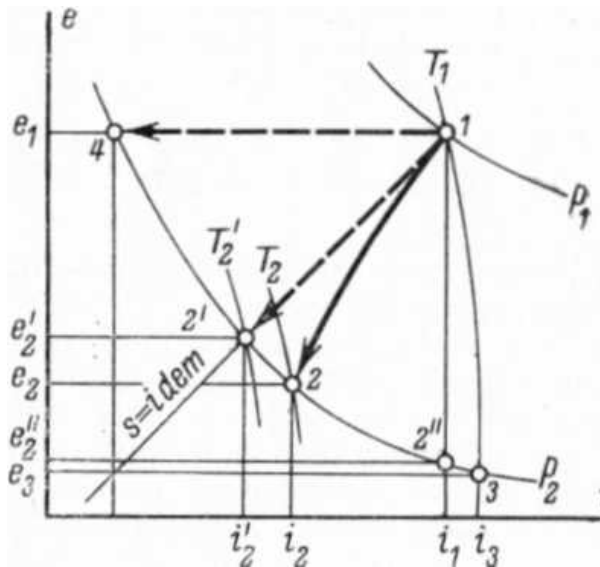


Рисунок 22 – Зображення процесу розширення газу в адіабатному детандері

Практично, завдяки внутрішньому теплообміну, тертю, припливу тепла ззовні та іншим незворотним ефектам процес у детандері протікає зі збільшенням ентропії та більшим зниженням ексергії, ніж при  $s = idem$  (лінія 1-2). При цьому ефект охолодження зменшується, оскільки  $T_2 > T_2'$ . Зменшується і кількість роботи, що віддається. У першому випадку  $l_{id} = i_1 - i_2'$ , а в другому  $l \leq i_1 - i_2 < l_{id}$ . Чим більше втрат від незворотності, тим менше і ефект охолодження, і зовнішня робота. Коли точка 2 збігається з точкою 2'', процес поведеться до дроселювання. Ефект охолодження дорівнюватиме  $\Delta e_{2''-3}$ , а видана зовнішня робота  $l = 0$ . Пряма 1-4, як і в попередньому прикладі, відповідає ідеальному процесу охолодження  $e = idem$ , а лінія 1-3 – ізотермічного процесу розширення без будь-якого ефекту охолодження.

Ексергетичний ККД реального детандера

$$\eta_e = \frac{\Delta e_{2-3} + \Delta i_{1-2}}{\nabla e_{1-3}} \quad (2.86)$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

Ексергія  $\nabla e_{1-3}$ , пов'язана з різницею тисків, розходитья на ефект охолодження ( $\Delta e_{2-3}$ ) та зовнішню роботу ( $l = \Delta i_{1-2}$ ). За умови  $s = \text{idem}$   $\Delta i_{1-2} = \Delta e_{1-2}$ ; чисельник формули (86) матиме вигляд  $\Delta e_{2-3} + \Delta e_{1-2} = \nabla e_{1-3}$  і  $\eta_e$  стає рівним одиниці. У процесі 1-3, якщо його провести повністю необоротно, ефект охолодження та зовнішня робота дорівнюватимуть нулю. Відповідно дорівнюватиме нулю і  $\eta_e$ . Величина втрати у детандері  $d = \nabla e_{1-3} - (\Delta e_{2-3} + \Delta i_{1-2})$  в ідеальному випадку дорівнює нулю, а в повністю незворотному процесі збігається з  $\nabla e_{1-3}$ .

Співвідношення між величинами роботи і наведеної холодопродуктивності детандера визначається положенням лінії  $s = \text{idem}$  на діаграмі і властивостями речовини в даній області температур.

Для кожного випадку максимальне значення ефекту охолодження  $\Delta e_{2-3}$  має межу, що визначається положенням прямої  $s = \text{idem}$ , тому при рівних початковому та кінцевому тисках та однаковій початковій температурі величина  $\Delta e_{2-3}$  у детандера завжди більша, ніж у дроселя, де межею є лінія  $i = \text{idem}$ . Остання перетинає ізобару кінця розширення далі від точки 4, що характеризує ідеальний процес охолодження більше, ніж лінія  $s = \text{idem}$ . Друга відмінність детандування від дроселювання полягає в тому, що решта ексергії у дроселя неминуче втрачається, тоді як у детандера вона може бути отримана у вигляді роботи і за вирахуванням втрат повторно використана для приводу установки. Тому в однакових умовах  $\eta_e$  детандера завжди значно вище, ніж у дроселя.

### 3. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ КРІОГЕННОЇ ГЕЛІЄВОЇ УСТАНОВКИ

Для виконання розрахунків технологічних параметрів основних елементів кріогенної технологічної установки використовуються вихідні дані реальної кріогенної гелієвої установки моделі М-1400. Технічні дані отримані з відповідних джерел [11, 15].

#### 3.1 Розрахунок технологічних параметрів основних елементів

Розрахуємо масові витрати потоків гелію та азоту, що циркулює в циклі, визначимо параметри потоків у розрахункових точках циклу кріогенної гелієвої установки, а також знайдемо питомі витрати енергії, необхідні для отримання 1 Вт холоду.

За відомими значеннями тиску, температури і температури недорекуперації теплообмінників Т1, Т2, Т3 визначимо параметри для точок 1, 2, 3, 5, 6, 13, 14, 15, 16.

Таблиця 3.1

Вихідні дані для розрахунку циклу кріогенної гелієвої установки

#	Параметр	Значення
1	Тиск гелію прямого потоку, МПа	$P_{np}=1,6$
2	Тиск гелію зворотного потоку, МПа	$P_{обр}=0,11$
3	Тиск азоту на виході, МПа	$P_{16}=0,12$
4	Холодопродуктивність установки, Вт	$Q_x=50$
5	Об'ємна продуктивність компресора, $нм^3/год$	$V_k=160$
6	Температура прямого потоку перед Т1, К	$T_1=293$
7	Температура прямого потоку перед Т2, К	$T_2=90$
8	Температура прямого потоку перед Т3, К	$T_3=60$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

9	Температура прямого потоку перед Т5, К	$T_5=20$
10	Температура прямого потоку перед дросель-вентилем, К	$T_6=6$
11	Температура потоку рідкого азоту на вході, К	$T_{15}=79$
12	Недорекуперація на теплому краю Т1, К	$\Delta T_{1-14}=8$
13	Недорекуперація на теплому краю Т2, К	$\Delta T_{2-13}=8$
14	Недорекуперація на теплому краю Т6, К	$\Delta T_{1-16}=10$
15	Частка потоку 1-го ступеню детандера	$X_{Д1}=0,625$
16	Частка потоку 2-го ступеню детандера	$X_{Д2}=0,375$
17	ККД 1-го ступеню детандера	$\eta_{Д1}=0,7$
18	ККД 2-го ступеню детандера	$\eta_{Д2}=0,7$

### Визначення масових витрат

Кількість гелію, що циркулює у циклі, визначається через об'ємну продуктивність компресора.

Масова витрата гелію через компресор К:

$$G_K = V_K \cdot \rho_{He} = 26,56 \frac{\text{кг}}{\text{год}}, \quad (3.1)$$

де  $\rho_{He} = 0,166 \text{ кг/м}^3$  – щільність гелію за нормальних умов ( $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $P = 0,1 \text{ МПа}$ ).

Кількість гелію, що циркулює в гелієвому дросельному циклі, визначаємо, виходячи з навантаження на цей цикл.

Потік гелію через дросель-вентиль:

$$G_{ДВ} = \frac{Q_X}{i_8 - i_7} = 6,41 \frac{\text{кг}}{\text{год}}. \quad (3.2)$$

Частка рідини після дросель-вентилю:

$$X_{He} = \frac{i_8 - i_7}{i_8 - i_0} = 0,387. \quad (3.3)$$

Кількість гелію, що циркулює в детандерному гелієвому циклі, визначаємо через частку гелію, що направляється на детандери, по відношенню до кількості гелію, стисненого компресором з урахуванням дросельного потоку, що відводиться.

Потік гелію через детандер Д1:

$$G_{Д1} = (G_K - G_{ДВ}) \cdot X_{Д1} = 12,60 \frac{кг}{год}. \quad (3.4)$$

Потік гелію через детандер Д2:

$$G_{Д2} = (G_K - G_{ДВ}) \cdot X_{Д2} = 7,55 \frac{кг}{год}. \quad (3.5)$$

Виконаємо перевірку отриманого результату. Визначимо частку потоків  $G_{Д1}$ ,  $G_{Д2}$ ,  $G_{ДВ}$ , по відношенню до кількості гелію, стисненого компресором  $G_K$ :

Частка потоку детандера Д1:

$$D_1 = \frac{G_{Д1}}{G_K} = 0,474. \quad (3.6)$$

Частка потоку детандера Д2:

$$D_2 = \frac{G_{Д2}}{G_K} = 0,284. \quad (3.7)$$

Частка потоку, що відводиться на дросель-вентиль:

$$D_3 = \frac{G_{ДВ}}{G_K} = 0,241. \quad (3.8)$$

Перевірка результату:

$$D_1 + D_2 + D_3 = 0,999. \quad (3.9)$$

З виразу (3.9) випливає, що похибка результату визначення масових витрат у циклі не перевищує 0,1 %.

### **Визначення масової витрати рідкого азоту**

Витрата рідкого азоту, що йде на попереднє охолодження потоку гелію після компресора, визначаємо виходячи з холодильного навантаження на рідкий азот, необхідного для зниження температури потоку гелію від  $T_1$  до  $T_2$ .

З енергетичного балансу теплообмінника визначимо масову витрату рідкого азоту:

$$G_{N_2} = \frac{G_K \cdot (i_2 - i_1)}{i_{15} - i_{16}} = 68,0 \frac{\text{кг}}{\text{год}}, \quad (3.10)$$

де  $i_1$  и  $i_2$  – ентальпія потоку гелію на вході та виході з теплообмінника;  $i_{15}$  и  $i_{16}$  – ентальпія потоку азоту на вході та виході з теплообмінника.

### **Визначення параметрів точок технологічної схеми**

#### **Визначення параметрів точки 9**

Параметри точки 9 визначаються через рівняння адіабатного ККД 2-го детандера:

$$\eta_{Д2} = \frac{i_5 - i_9}{i_5 - i_{9S}}, \quad (3.11)$$

де  $i_{9S}=32,1$  кДж/кг – ентальпія гелію після ізоентропного розширення газу в 2-й ступені детандера при  $P_9=0,11$  МПа.

$$i_9 = i_5 - \eta_{Д2} \cdot (i_5 - i_{9S}) = 56,43 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (3.12)$$

Визначення параметрів точки 10

З енергетичного балансу теплообмінника Т5 визначаємо ентальпію зворотного потоку гелію на виході з теплообмінника:

$$i_{10} = \frac{G_{ДВ} \cdot (i_8 - i_6) + (G_{ДВ} + G_{Д2}) \cdot i_5}{G_{ДВ} + G_{Д2}} = 104,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (3.13)$$

Визначення параметрів точки 11

Параметри точки 11 визначаються через рівняння адіабатного ККД 1-го детандера

$$\eta_{Д1} = \frac{i_3 - i_{11}}{i_3 - i_{11S}}, \quad (3.14)$$

де  $i_{11S}=111,3$  кДж/кг – ентальпія гелію після ізоентропного розширення газу в 1-й ступені детандера при  $P_{11}=0,11$  МПа.

$$i_{11} = i_3 - \eta_{Д1} \cdot (i_3 - i_{11S}) = 173,52 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (3.15)$$

Визначення параметрів точки 12

З енергетичного балансу теплообмінника Т2 визначаємо ентальпію зворотного потоку гелію на виході з теплообмінника:

$$i_{12} = \frac{G_K \cdot (i_3 - i_2) + (G_{ДВ} + G_{Д1} + G_{Д2}) \cdot i_{13}}{G_{ДВ} + G_{Д1} + G_{Д2}} = 273,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (3.16)$$

Визначення параметрів точки 4

З енергетичного балансу теплообмінника ТЗ визначаємо ентальпію прямого потоку гелію на виході з теплообмінника:

$$i_4 = \frac{G_K \cdot i_3 + (G_{ДВ} + G_{Д2}) \cdot i_{11} - (G_K) \cdot i_{12}}{G_K - G_{Е1}} = 259,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (3.17)$$

Результати розрахунків точок циклу внесені в зведену таблицю параметрів циклу (табл. 3.2).

Таблиця 3.2

Результати розрахунків точок циклу криогенної гелієвої установки

#	$P, \text{МПа}$	$T, \text{К}$	$i, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$s, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	Речовина	Примітка
0	0,11	4,3	0,47	0,10	123,18	He	
1	1,6	293	1532,0	22,16	2,61	He	
2	1,6	90	476,0	16,01	8,35	He	
3	1,6	60	318,7	13,89	12,44	He	
4	1,6	48,9	259,9	12,8	15,21	He	
5	1,6	20	101,4	7,862	38,42	He	
6	1,6	6	12,8	0,37	145,82	He	
7	0,11	4,3	12,8	2,96	27,37	He	
8	0,11	4,3	20,6	4,76	18,40	He	
9s	0,11	6,7	37,15	7,86	8,61	He	Ізоентропний
9	0,11	10,2	56,43	10,174	5,34	He	
10	0,11	19,3	104,9	13,57	2,75	He	



## Ексергетичний ККД установки

Ексергетичний ККД установки визначається наступним чином:

$$\eta_E = \frac{Q_X}{L} \cdot |\tau_E| = \frac{|\tau_E|}{L_{y0}}, \quad (3.20)$$

де  $|\tau_E|$  – ексергетична температура.

$$|\tau_E| = \frac{T_0 - T_1}{T_0} = 67. \quad (3.21)$$

З виразу (21) випливає, що ексергетичний ККД дорівнює:

$$\eta_E = 18,1 \text{ \%}.$$

### 3.2 Розрахунок технічних параметрів азотного теплообмінника

Азотний теплообмінник використовується як ступінь зовнішнього охолодження для зниження температури прямого потоку гелію. Він є протитоковим теплообмінником, який з'єднується паралельно з першою секцією основного теплообмінника всередині вакуумної камери.

Частина стиснутого гелію відокремлюється від основного потоку і проходить через пристрій попереднього охолодження. Рідкий азот та холодна пара проходять протитечією через ребра змійовика і таким чином знижується температура потоку стисненого гелію. Попередньо охолоджений газ знову приєднується до основного прямого потоку стисненого гелію і змішується з ним у змійовику головного теплообмінника.

Таблиця 3.3

Вихідні дані для розрахунку технічних параметрів  
азотного теплообмінника

#	Параметр	Значення
1	Тиск потоку гелію, МПа	$P_1=1,6$
2	Тиск потоку азоту, МПа	$P_{N_2}=0,12$
3	Температура гелію на вході, К	$T_1=293$
4	Температура азоту на вході, К	$T_{15}=79$
5	Ентальпія гелію на вході, кДж/кг	$i_1=1532,0$
6	Ентальпія азоту на вході, кДж/кг	$i_{15}=-119,0$
7	Температура гелію на виході, К	$T_2=90$
8	Температура азоту на виході, К	$T_{15}=283$
9	Ентальпія гелію на виході, кДж/кг	$i_2=476,0$
10	Ентальпія азоту на виході, кДж/кг	$i_{16}=293,5$
11	Масова витрата гелію, кг/год	$G_K=26,56$
12	Масова витрата азоту, кг/год	$G_{N_2}=68$

Теплове навантаження теплообмінника:

$$Q = G_K \cdot (i_1 - i_2) = 7791 \text{ Вт.} \quad (3.22)$$

Середня логарифмічна різниця температур:

$$\Delta T_{\log} = \frac{(T_1 - T_{16}) - (T_2 - T_{15})}{\ln\left(\frac{T_1 - T_{16}}{T_2 - T_{15}}\right)} = 10,492 \text{ К.} \quad (3.23)$$

## Визначення коефіцієнта тепловіддачі потоку гелію до стінки теплообмінника

Середня температура прямого потоку:

$$T_{Cp}^{He} = \frac{T_1 + T_2}{2} = 191,5 \text{ К.} \quad (3.24)$$

Середнє значення теплоємності прямого потоку:

$$C_P^{He} = \frac{i_1 - i_2}{T_1 - T_2} = 5,202 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}. \quad (3.25)$$

Визначимо значення теплопровідності, в'язкості, густини та критерій Прандтля прямого потоку при відомій температурі та тиску прямого потоку за допомогою програми Refprop та наступних вихідних даних:

- $\lambda_{He} = 0,1112 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;
- $\nu_{He} = 14,82 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$ ;
- $\rho_{He} = 3,9735 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;
- $Pr_{He} = 0,66576$ .

Площа живого перерізу труби:

$$F = 0,785 \cdot d_{вн}^2 = 0,785 \cdot (0,014)^2 = 1,539 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2. \quad (3.26)$$

Швидкість газу у трубному просторі:

$$W = \frac{g_1}{n \cdot F \cdot \rho_{He}} = 12,07 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (3.27)$$

де  $n = 1$  – кількість трубок, шт.

Критерій Рейнольдса для потоку гелію:

$$Re_{He} = \frac{\rho_{He} \cdot W \cdot d_{ен}}{\nu_{He}} = 45298. \quad (3.28)$$

Критерій Нуссельта для потоку гелію:

$$Nu_{He} = 0,023 \cdot Re_{He}^{0.8} \cdot Pr_{He}^{0.4} = 103,73. \quad (3.29)$$

Коефіцієнт тепловіддачі від потоку гелію до стінки теплообмінника:

$$\alpha_{He} = \frac{Nu_{He} \cdot \lambda_{He}}{d_{ен}} = 857,58 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}. \quad (3.30)$$

### **Визначення коефіцієнта тепловіддачі потоку азоту до стінки теплообмінника**

Коефіцієнт тепловіддачі зворотного потоку визначається як тепловіддача при бульбчковому кипінні рідини у вільному обсязі.

Визначимо значення теплопровідності, в'язкості, коефіцієнта поверхневого натягу, густини, питомої теплової теплоємності, критерій Прандтля для насиченої рідини та густину для насиченої пари азоту, теплоту пароутворення за допомогою програми Refprop та наступних вихідних даних:

- $\lambda_{N2} = 0,14186 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;
- $\sigma_{N2} = 8,55 \cdot 10^{-3} \text{ Н}/\text{м}$ ;
- $\nu_{N2} = 1,898 \cdot 10^{-7} \text{ Па} \cdot \text{с}$ ;
- $\rho'_{N2} = 799,39 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;
- $\rho''_{N2} = 5,3917 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;
- $Cp'_{N2} = 2,0489 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ;
- $Pr_{N2} = 2,2$ ;
- $r = 197,25 \text{ кДж}/\text{кг}$ .

Критерій Рейнольдса для потоку азоту:

					КРМ.КТ.2.897-03.1.18	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		64

$$Re_{N_2} = \frac{Q \cdot l}{r \cdot \rho''_{N_2} \cdot v_{N_2}}, \quad (3.31)$$

де,  $l$  – характерний розмір, м;  $Q$  – теплове навантаження теплообмінника, Вт.

$$l = \frac{\rho'_{N_2} \cdot Cp'_{N_2} \cdot \sigma_{N_2} \cdot T_{15}}{(r \cdot \rho''_{N_2})^2} = 9,758 \cdot 10^{-4} \text{ м}. \quad (3.32)$$

$$Re_{N_2} = 37,653.$$

Критерій Нуссельта для потоку азоту:

$$Nu_{N_2} = 7 \cdot 10^{-4} \cdot Pr_{N_2}^{-0.35} \cdot (Pe_{N_2} \cdot Kp)^{0.7}, \quad (3.33)$$

де

$$Kp = \frac{P_{15}}{\sqrt{\sigma_{N_2} \cdot g \cdot (\rho'_{N_2} - \rho''_{N_2})}} = 1,471 \cdot 10^4. \quad (3.34)$$

$$Nu_{N_2} = 9,667.$$

Коефіцієнт тепловіддачі азоту до стінки теплообмінника:

$$\alpha_{N_2} = \frac{Nu_{N_2} \cdot \lambda_{N_2}}{\sqrt{\frac{\sigma_{N_2}}{g \cdot (\rho'_{N_2} - \rho''_{N_2})}}} = 3049 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}. \quad (3.35)$$

### Визначення площі поверхні теплообміну

Площа поверхні теплообміну визначається за формулою:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta T_{\log}}, \quad (3.36)$$

де  $k$  – коефіцієнт теплопередачі,  $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$ .

Коефіцієнт теплопередачі дорівнює:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{He}} + \frac{1}{\alpha_{N_2}}} = 669,3 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}, \quad (3.37)$$

де  $\alpha_{He} = 857,58 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$  – коефіцієнт тепловіддачі від гелію до стінки;

$\alpha_{N_2} = 3049 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$  – коефіцієнт тепловіддачі від стінки киплячому азоту.

З виразу (58) випливає, що площа поверхні теплообміну дорівнює:

$$F = 1,109 \text{ м}^2.$$

### Конструктивний розрахунок

Розрахунок довжини труби:

$$L = \frac{F}{\pi \cdot d_{вн}} = 25,224 \text{ м}, \quad (3.38)$$

з урахуванням запасу 50 % необхідна довжина трубки  $L' = 38 \text{ м}$ .

Кількість витків навивки:

$$n_{\text{витків}} = \frac{L'}{\pi \cdot D_{36}} = \frac{38}{\pi \cdot 0,368} = 33, \quad (3.39)$$

де  $D_{36} = 368 \text{ мм}$  – зовнішній діаметр навивки.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

## Гідравлічний розрахунок

Коефіцієнт опору:

$$\xi = \frac{0,316}{\text{Re}_{\text{He}}^{0.25}} = 0,022. \quad (3.40)$$

Втрата напору:

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{\rho_{\text{He}} \cdot W_{\text{He}}^2 \cdot L'}{2 \cdot d_{\text{вн}}} = 17010 \text{ Па}. \quad (3.41)$$

Втрата напору у трубному просторі незначна.

### 3.3 Розрахунок технічних параметрів детандера

Детандер у встановленні призначений для розширення газу з метою генерації холоду. Детандер виконаний за зворотною конструкцією, кривошипно-шатунний механізм розташований вгорі. Для відбору енергії використаний трифазний електрогенератор, з'єднаний зі шківом детандера клинопасовою передачею.

Поршнева пара щільна, з набірним текстолітовим поршнем. Зазор у теплому стані між поршнем та циліндром 8...12 мкм. Циліндр виготовлений зі сталі 38ХМЮА, а поршень – зі сталі 20Х.

Клапани тарілчастого типу змонтовані в окремому корпусі. Тип приведення клапанів є тяговим, що виключає втрату стійкості тяг і дозволяє зменшити їх розріз. Змінний профіль кулачків забезпечує можливість зміни відсічок впуску та випуску та дає можливість зміни витрати кріоагенту в межах від 100...60 %.

Циліндрова частина машини розміщена всередині блоку і з'єднана з однією плитою несучою тонкостінною трубкою. Механізм руху з'єднаний з поршнем штоку, що має трубчасту конструкцію для зменшення теплопритоку. Для самостійного встановлення поршня передбачені два шарніри, розміщені в поршні та крейцкопфі. Крейцкопф виконаний у вигляді поршня алюмінієвого сплаву Д16Г. Для запобігання попаданню мастила з циліндра крейцкопфа в холодну зону використано шкіряну манжету.

Корпус детандера – опора рухомого механізму, його внутрішня порожнина заповнена гелієм з надлишковим тиском 0,01...0,03 МПа.

Захист детандера від розгону здійснюється відцентровим вимикачем.

Попередньо охолоджений гелій під тиском 1,6 МПа, подається в ресивер на впуску в детандер, звідки при відкритті впускного клапана потрапляє в циліндр. Під час руху поршня на частину його ходу впускний клапан залишається відкритим. Відбувається заповнення циліндра стислим гелієм. Надалі клапан впуску закривається та відбувається розширення гелію, внаслідок чого він охолоджується. При підході поршня до верхньої мертвої точки з випередженням на 5...8° (стосовно кута повороту кривошипа), відкривається випускний клапан і відбувається випуск розширеного і охолодженого гелію з циліндра в ресивер на випуску. При русі поршня від верхньої мертвої точки вниз, відбувається виштовхування з циліндра холодного газу в ресивер. При підході поршня до нижньої мертвої точки випускний клапан закривається, і поки не відкрився впускний клапан, відбувається стиснення газу, що залишився в циліндрі.

Впускний клапан також відкривається з випередженням в 5...8° стосовно кута повороту кривошипу.

Тиск гелію в циліндрі діє на поршень, який передає зусилля через шток і крейцкопф на кривошипно-шатунний механізм, що перетворює поступальний рух на обертальний. В кінцевому підсумку робота, віддана гелієм поршню, що розширюється, передається на вал гальмівного електродвигуна, який працює в режимі генератора.

Для запобігання розносу детандеру та пов'язаних з ним поломок передбачена спеціальна система автоматичної зупинки детандеру, що складається з гальма та відцентрового вимикача. У разі перевищення допустимого числа обертів відцентровий вимикач впливає на гальмо, і машина зупиняється.

### Термодинамічний розрахунок

Таблиця 3.4

Вихідні дані для розрахунку технічних параметрів детандера

#	Параметр	Значення
1	Робоча речовина	<i>He</i>
2	Тиск на вході в детандер, МПа	$P_{вх}=1,6$
3	Тиск на виході з детандеру, МПа	$P_{вих}=0,11$
4	Температура на вході до детандеру, К	$T_0=20,0$
5	Температура кінця адіабатного розширення, К	$T_S=6,8$
6	Витрата, кг/год	$G_{Д2}=7,55$
7	Відносний мертвий простір	$a=0,09$
8	Відносні втрати тиску під час впуску	$\varphi=0,1$
9	Відносні втрати тиску під час випуску	$\psi=0,07$

Сталий показник адіабати:

$$k = \frac{1}{1 - \frac{\ln\left(\frac{T_0}{T_S}\right)}{\ln\left(\frac{P_{вх}}{P_{вих}}\right)}} = 1,675 \quad (3.42)$$

Втрати тиску у впускному каналі детандеру:

$$\Delta P_{ex} = \varphi \cdot P_{ex} = 1,6 \cdot 10^5 \text{ Па.} \quad (3.43)$$

Максимальний тиск у робочій порожнині:

$$P_{max} = P_{ex} - \Delta P_{ex} = 1,44 \cdot 10^6 \text{ Па.} \quad (3.44)$$

Втрати тиску у випускному каналі детандера:

$$\Delta P_{вих} = \psi \cdot P_{вих} = 7,7 \cdot 10^3 \text{ Па.} \quad (3.45)$$

Мінімальний тиск у робочій порожнині:

$$P_{min} = P_{вих} - \Delta P_{вих} = 1,177 \cdot 10^5 \text{ Па.} \quad (3.46)$$

Показник політропи розширення газу:

$$m = 0,87, \quad k = 1,465. \quad (3.47)$$

Показник політропи зворотного стиснення газу:

$$n = 1,2, \quad k = 2,021. \quad (3.48)$$

Граничні відсічення впуску:

$$b_{min} = \left( \frac{1+a}{\sigma} \right)^{\frac{1}{m}} - a = 0,102. \quad (3.49)$$

де

$$\sigma = \frac{P_{\max}}{P_{\min}} = 12,234. \quad (3.50)$$

Граничні відсічення випуску:

$$c_{\max} = \left( \sigma^{\frac{1}{n}} - 1 \right) \cdot a = 0,221. \quad (3.51)$$

Температура та тиск на початку процесу заповнення циліндра:

$$T_1 = k \cdot T_0 \cdot \frac{\left[ \frac{\sigma^{\frac{1}{k}}}{(1+a)^{\frac{m-k}{n}}} \right] - \left[ \frac{a+c}{(a+b)^{\frac{m}{k}}} \right]}{k \cdot \frac{b}{a} \times \left[ \frac{a+c}{(a+b)^{\frac{m}{k}}} \right] + \left[ \frac{\sigma^{\frac{1}{k}}}{(1+a)^{\frac{m-k}{n}}} \right] \cdot \left[ 1 - \frac{1}{\sigma} \cdot \left( \frac{a+l}{a} \right)^n \right]} = \quad (3.52)$$

$$= 27,056K,$$

$$P_1 = P_{\max} = 1,44 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Температура та тиск в кінці процесу заповнення циліндра:

$$T_3 = T_2 \cdot \left( \frac{a+b}{a+1} \right)^{m-1} = 13,302 \text{ К}, \quad (3.53)$$

$$P_3 = P_2 \cdot \left( \frac{a+b}{a+1} \right)^m = 3,221 \cdot 10^5 \text{ Па.} \quad (3.54)$$

Тиск та температура після процесу розширення:

$$P_4 = P_{\min} = 1,177 \cdot 10^5 \text{ Па,}$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

$$T_4 = T_3 \cdot \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 8,87 \text{ K.} \quad (3.55)$$

Температура та тиск у процесі виштовхування:

$$T_5 = T_4 = 8,87 \text{ K,}$$

$$P_5 = P_4 = 1,177 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Тиск та температура в процесі зворотного стиснення:

$$P_6 = P_5 \cdot \left( 1 + \frac{c}{a} \right)^n = 8,45 \cdot 10^5 \text{ Па,} \quad (3.56)$$

$$T_6 = T_5 \cdot \left( \frac{P_6}{P_5} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 23,875 \text{ K.} \quad (3.57)$$

Перевірка температури газу на початку процесу заповнення циліндру:

$$T_1' = \frac{k \cdot T_0 \cdot T_6 \cdot \frac{P_1}{P_6}}{T_6 \cdot \left( \frac{P_1}{P_6} - 1 \right) + k \cdot T_0} = 27,10 \text{ K.} \quad (3.58)$$

Середня масова температура газу на виході з детандеру:

$$T_{\text{Вих}}' = \frac{\frac{1-c}{1+a} + \frac{\frac{P_3}{P_4} - 1}{k}}{\frac{P_3}{P_4} - \frac{a-c}{1+a} \cdot \frac{1}{T_4}} = 8,57 \text{ К.} \quad (3.59)$$

Ентальпія газу на вході в детандер:

$$i_1 = \frac{k \cdot R}{k-1} \cdot T_0 = 103,164 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}. \quad (3.60)$$

Ентальпія газу в кінці адіабатного розширення у детандері:

$$i_s = \frac{k \cdot R}{k-1} \cdot T_s = 35,08 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}. \quad (3.61)$$

Ентальпія газу на виході з детандеру:

$$i_4 = \frac{k \cdot R}{k-1} \cdot T_{\text{вих}}' = 44,216 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}. \quad (3.62)$$

Адіабатний ККД детандеру:

$$\eta_s = \frac{i_1 - i_4}{i_1 - i_s} = 0,866. \quad (3.63)$$

Холодопродуктивність детандеру:

$$Q_0 = (i_1 - i_s) \cdot \frac{G_{E2}}{3600} \cdot \eta_s = 0,124 \text{ кВт.} \quad (3.64)$$

### Конструктивний розрахунок

Вихідні дані для розрахунку:

- діаметр поршня  $D = 54 \text{ мм}$ ;
- хід поршня  $S = 50 \text{ мм}$ .

Довжина шатуну:

$$L_{ш} = 3 \cdot R = 3 \cdot \frac{S}{2} = 0,075 \text{ м.} \quad (3.65)$$

### Кінематичний та динамічний розрахунок

Маса рухомих частин:

$$m = m_{норм} + m_{мат} + m_{пр} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot \rho \cdot 2,5 = 2,25 \text{ кг.} \quad (3.66)$$

де  $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$  – густина матеріалу.

Газова сила:

$$F_{газ} = \frac{\pi \times D^2}{4} \cdot (P - P_{атм}). \quad (3.67)$$

де  $P_{атм} = 0,1 \text{ МПа}$  – атмосферний тиск.

Сила тертя:

$$F_{тр} = 0,1 \cdot F_{газ}. \quad (3.68)$$

Сила інерції:

$$F_{ин} = m \cdot a. \quad (3.69)$$

Складаючи сумарну силу  $F_{\Sigma}$  на складові, отримаємо тангенціальну силу, яка утворює обертовий момент:

$$F^r = F_{\Sigma} \times \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (3.70)$$

Розраховані значення сил занесено до табл. 3.5.

Таблиця 3.5

Зведені дані значень сил

$\alpha, ^\circ$	$\beta, ^\circ$	$F_{газ.}, Н$	$F_{тп.}, Н$	$F_{ин.}, Н$	$F_{\Sigma}, Ш$	$F^r, Н$
0	0	1974,06	-197,4	31,14	1807,8	0
15	5	1974,06	-197,4	29,3	1805,96	620,66
30	9,6	1974,06	-197,4	24,12	1800,78	1167,51
45	13,6	1974,06	-197,4	16,51	1793,17	1574,71
60	16,8	1900,6	-197,4	7,78	1710,98	1740,04
75	18,8	1267,07	-197,4	-0,69	1068,98	1126,74
90	19,5	872,26	-197,4	-7,78	667,08	667,08
105	18,8	642,71	-197,4	-12,79	432,52	379,67
120	16,8	495,81	-197,4	-15,57	282,84	202,25
135	13,6	413,17	-197,4	-16,51	199,26	106,81
150	9,6	373,69	-197,4	-16,34	159,95	56,54
165	5	348,9	-197,4	-15,82	135,68	23,65
180	-0	340,64	-197,4	-15,57	127,67	0
195	-5	-6,42	197,4	-15,82	175,16	-30,53
210	-9,6	-6,42	197,4	-16,34	174,64	-61,74

закінчення табл. 3.5

225	-13,6	-6,42	197,4	-16,51	174,47	-93,52
240	-16,8	-6,42	197,4	-15,57	175,41	-125,43
255	-18,8	-6,42	197,4	-12,79	178,19	-156,42
270	-19,5	-6,42	197,4	-7,78	183,2	-183,2
285	-18,8	-6,42	197,4	-0,69	190,29	-200,57
300	-16,8	-6,42	197,4	7,78	198,76	-202,13
315	-13,6	-6,42	197,4	16,51	207,49	-182,21
330	-9,6	-128,54	197,4	24,12	92,98	-60,11
345	-5	-376,44	197,4	29,3	-149,74	51,41
360	0	-653,73	197,4	31,14	-425,19	0

Середнє значення тангенціальних сил:

$$F_{cp.}^{\tau} = \frac{\sum F_i^{\tau}}{n} = 267,33 \text{ Н.} \quad (3.71)$$

### Надлишкові тангенціальні сили

Середня надлишкова тангенціальна сила:

$$F_{надл.ср}^{\tau} = \frac{\sum F_{i-надл}^{\tau}}{n} = 827 \text{ Н.} \quad (3.72)$$

Надлишкова робота тангенціальних сил:

$$\Delta L_{надл} = F_{надл.ср} \times R \times (\alpha_2 - \alpha_1), \quad (3.73)$$

$$\alpha_2 - \alpha_1 = 113,25^{\circ} - 6,75^{\circ} = 106,5^{\circ} = 1,85 \text{ рад}, \quad (3.74)$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

KPM.KT.2.897-03.1.18

Лист

76

$$\Delta L_{\text{надл}} = 32,7.$$

Момент інерції маховика:

$$J_{\text{max}} = \frac{\Delta L_{\text{надл}}}{\omega_{\text{cp}}^2 \cdot \delta}, \quad (3.75)$$

де  $\omega_{\text{cp}} = 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{ц}} = 2 \cdot 3,14 \cdot 6 = 37,68$  рад/с;  $\delta$  – коефіцієнт нерівномірності обертання.

$$\delta = \frac{1}{40} = 0,025, \quad (3.76)$$

$$J_{\text{max}} = 0,92.$$

Маса маховика:

$$M_{\text{max}} = \frac{4 \times J_{\text{max}}}{D_{\text{max.ср}}} = 18,4 \text{ кг}. \quad (3.77)$$

## 4. ПРОГРАМА ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ТА АНАЛІЗУ ЦИКЛУ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ

### 4.1 Теоретичні основи програм для розрахунку термодинамічних властивостей

В практичних розрахунках доволі часто використовують кубічні рівняння стану Ван-дер-Ваальса, що являють собою розумний компроміс між простотою і точністю, хоча вони не в змозі надійно відтворити  $P, V, T$  – залежність у широкому інтервалі зміни густини. Пряме обчислення питомого обсягу в однофазній області при заданих тиску і температурі дає можливість проводити більшість термодинамічних розрахунків на їх основі аналітично, не вдаючись до ітераційних процедур. Однак, застосування кубічних рівнянь стану для пошуку наближених рішень створює певні обчислювальні труднощі, основними з яких є наявність тривіальних коренів і помилкових значень похідних.

Існує велика кількість модифікацій рівняння Ван-дер-Ваальса (ВВ):

$$P = \frac{RT}{V - b} - \frac{a}{V^2}, \quad (4.1)$$

найбільш вдалим серед яких вважається рівняння Редліха-Квонга (РК):

$$P = \frac{RT}{V - b} - \frac{a}{T^{0.5}V(V + b)}, \quad (4.2)$$

та його подальші вдосконалення у формі Вільсона (РКВ) та Соаві (РКС)

$$P = RT \left( \frac{1}{(V - b)} - \frac{a(T)}{V(V + b)} \right). \quad (4.3)$$

Крім наведених вище рівнянь срану запропоновано, принаймні, кілька десятків кубічних форм рівняння стану, найпоширеніші серед яких відомі як рівняння Пенг-Робінсона і Мартіна. Основний висновок, який випливає з аналізу літературних даних, полягає в тому, що для кращих типів кубічних рівнянь срану характерна приблизно однакова похибка розрахунку  $P, V, T$  – властивостей однофазної області, в умовах фазової рівноваги, в критичній точці. Тому важко очікувати надалі, що знову розроблена модифікація кубічного рівняння стану дає можливість істотно поліпшити якість опису всього набору термодинамічних властивостей.

Вирази для коефіцієнтів та температурних функцій рівнянь стану (4.1) та (4.2), виражених через критичні тиск  $P_c$  та температуру  $T_c$  зведені в таблицю 4.1.

Таблиця 4.1

Параметри кубічних форм рівнянь стану

Модель рівняння	$B$	$A$
ВВ	$0,125 \frac{RT_c}{P_c}$	$0,4219 \frac{(RT_c)^2}{P_c}$
РК	$0,08664 \frac{RT_c}{P_c}$	$0,4275 \frac{R^2 T_c^{2,5}}{P_c}$
РКВ	$0,08664 \frac{RT_c}{P_c}$	$4,934 \left[ 1 + k \left( \frac{T_c}{T} - 1 \right) \right] \cdot b$
РКС	$0,08664 \frac{RT_c}{P_c}$	$4,934 \frac{T_c}{T} \left( 1 + m \left( 1 - \sqrt{\frac{T}{T_c}} \right) \right)^2 \cdot b$

Рівняння ВР і РК не часто використовуються для термодинамічних розрахунків циклів і процесів криогенної техніки. Їх аналіз, який буде проводитися нижче, має на меті дослідження можливості застосування даних моделей для пошуку початкових наближень, для визначення максимальних похибок рівнянь стану і для якісних оцінок можливих рішень. Навпаки, рівняння

стану РКВ і РКС знаходять широке поширення в практичних розрахунках, особливо для циклів на багатокомпонентних робочих тілах. Параметри підлаштування  $k$ ,  $m$  обчислюються з експериментальних даних для парорідинної рівноваги чистих речовин з умови найкращої (в сенсі мінімуму суми квадратів відхилень) відповідності правила Максвелла. Виконане аналітичне рішення задачі знаходження коефіцієнта  $k$  для моделі РКВ призводить до виразу

$$k = \frac{\sum_{i=1}^N \left[ RT_{si} \left( \ln \frac{V_{Gi}}{V_{Li}} + 4,934 \ln \frac{V_{Gi}(V_{Li} + b)}{V_{Li}(V_{Gi} + b)} - P_{si}(V_{Gi} - V_{Li}) \right) \right]}{4,934R \sum_{i=1}^N (T_c - T_{si}) \ln \frac{V_{Gi}(V_{Li} + b)}{V_{Li}(V_{Gi} + b)}}. \quad (4.4)$$

де  $V_{Li}$ ,  $V_{Gi}$ ,  $T_{si}$ ,  $P_{si}$  – об'єми рідкої та парової фаз, температура і тиск насичення в  $i$ -ій дослідній точці, відповідно.

Для отримання стійких значень  $k$ , як показує досвід, достатньо обмежитися числом дослідних точок  $N$  рівним 5...7.

Для  $n$ -компонентної суміші кубічні рівняння стану зберігають свій вигляд, але з коефіцієнтами  $a_m$ ,  $b_m$ , що визначаються прийнятими правилами комбінування. Зокрема, для рівняння РКВ значення  $a_m$ ,  $b_m$  розраховуються з виразів

$$b_m = \sum_{i=1}^N z_i b_i, \quad (4.5)$$

$$a_m = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n z_i z_j a_{ij}, \quad (4.6)$$

де  $z_i$  – мольна доля  $i$ -го компонента,

$$a_{ij} = \theta_{ij} \cdot a_{ii} + \theta_{ji} \cdot a_{jj},$$



цього рівняння стану існують значення параметрів для більшої кількості компонентів. З цих причин будемо застосовувати рівняння стану РКВ.

У додатку А наведені знайдені з експериментальних даних значення параметрів речовин, які можуть бути використані як компоненти робочих тіл кріогенних систем.

На підставі диференціальних співвідношень термодинаміки розрахункові вирази для обчислення калорійних властивостей за рівнянням РКВ мають вигляд:

– ентальпія  $i$

$$h(T, v) - h^0(T) = RT \left[ \frac{b}{v-b} - \frac{a}{v+b} + \frac{T}{b} \frac{da}{dT} \ln \left( 1 + \frac{b}{v} \right) \right], \quad (4.9)$$

– ентропія  $s$

$$s(T, v) - s^0(T) = R \ln \frac{v-b}{RT} + \frac{R}{b} \left( a + T \frac{da}{dT} \right) \ln \left( 1 + \frac{b}{v} \right), \quad (4.10)$$

– ізохорна теплоємність  $c_V$

$$c_v(T, v) - c_v^0(T) = \frac{RT}{b} \left( 2 \frac{da}{dT} + T \frac{d^2a}{dT^2} \right) \ln \left( 1 + \frac{b}{v} \right) - R, \quad (4.11)$$

– ізобарна теплоємність  $c_P$

$$c_p(T, v) = c_v(T, v) - \frac{\left( \frac{p}{T} - \frac{da}{dT} \frac{RT}{v(v+b)} \right)^2}{\frac{aRT(2v+b)}{v^2(v+b)^2} - \frac{RT}{(v-b)^2}}, \quad (4.12)$$

– енергія Гельмгольца  $f$

$$f(T, v) - f^0(T) = RT \left[ \frac{a}{b} \ln \left( 1 + \frac{b}{v} \right) - \ln \frac{v-b}{RT} \right]. \quad (4.13)$$

У виразах (4.9) – (4.13) верхній індекс 0 означає, що дана термодинамічна властивість відповідає ідеальному газовому стану.

## 4.2 Опис основних блоків програми

Розробка програми виконувалась у середовищі програмування NI LabVIEW 2020, що представляє собою середовище, яке дозволяє використовувати графічну мову програмування та частково виконувати написання коду на мові програмування C.

Програма створена у вигляді проекту та містить наступні основні компоненти:

- папка TypeDefs, що містить в собі спеціально створені типи та блокувальні;
- підпрограми – віртуальні інструменти Ideal\_Mode, Common\_Formulas, RKW\_Formulas.

Нижче наведено опис кожного з основних компонентів більш детально.

### Папка TypeDefs

Дана папка є частиною проекту, яка містить створені типи та глобальні змінні – елементи управління, що використовуються в віртуальних інструментах та в головній програмі – Main\_VI.

Сенс створених типів змінних:



підставі експериментальних даних, або методами статистичної фізики. Для того, щоб розрахувати всі ідеально-газові властивості достатньо знати температурну залежність  $c_p^{id}(T)$ , або  $h^{id}(T)$ .

У віртуальному інструменті Ideal\_Mode містяться дві підпрограми, які називають SubVI, Ideal\_Gas\_Old та Ideal\_Gas.

SubVI Ideal\_Gas\_Old (inputs mixture z; double T; outputs double cpid, hid, sid) дозволяє розрахувати ідеально-газові властивості при відомій залежності  $c_p^{id}(T)$ , а SubVI Ideal\_Gas (inputs mixture z; double T; outputs double cpid, hid, sid) – при відомій залежності  $h^{id}(T)$ .

Обидві підпрограми мають однакові формальні параметри, що мають наступний сенс:

- z – масив концентрацій компонентів суміші;
- T-температура компонента, К;
- cpid – ідеально-газова теплоємність компонента, Дж/(мольК);
- hid - ідеально-газова ентальпія компонента, Дж/моль;
- sid – ідеально-газова ентропія компонента, Дж/(моль·К).

Вхідними параметрами для цих підпрограм є масив концентрацій компонентів і температура, а вихідними – ідеально-газова теплоємність, ідеально-газова ентальпія та ентропія.

### **Віртуальний інструмент Common\_Formulas**

Дана підпрограма містить процедури, що не пов'язані з конкретним рівнянням стану, і дозволяють виконувати певні операції, необхідні при будь-якому рівнянні стану.

У даному віртуальному інструменті при роботі з будь-яким рівнянням стану передбачене сортування компонентів за критичними температурами. У результаті такого сортування першим компонентом буде вважатися компонент з найменшою критичною температурою і далі за зростанням.

SubVI RBNZ (input/output mixture z) встановлює зв'язок між іменами компонентів та їх концентраціями, які були задані перед сортуванням компонентів. Ця відповідність встановлюється за допомогою тимчасово створюваної внутрішньої змінної типу string.

SubVI RBZN (input/output mixture z) встановлює зв'язок між іменами компонентів та їх концентраціями після сортування, використовуючи вихідні дані, що зберігаються у тимчасово створеній внутрішній змінній типу string.

У цих двох підпрограмах використовується єдина формальна змінна z, що має сенс масиву концентрації компонентів.

SubVI Scope\_Concentration (input/output mixture z, m, tc, pc, vc, w) здійснює визначення параметрів (критичні температуру, тиск, об'єм, молекулярну масу і фактор ацентричності) з файлу Components.INI. Ця підпрограма також безпосередньо здійснює сортування компонентів за критичною температурою. Сенс формальних параметрів процедури:

- z – концентрації компонентів;
- m – молекулярна маса компонентів суміші;
- tc – критичні температури компонентів, К;
- pc – критичний тиск компонентів, бар;
- vc – критичні обсяги компонентів, дм<sup>3</sup>/моль;
- w – це параметр, який використовується для наближених розрахунків термодинамічних функцій і поруч з критичними параметрами є характеристикою речовини.

SubVI Mole\_f (input/output mixture zg, zm) і Mass\_f (input/output mixture zg, zm) здійснюють відповідно переклад масових часток у мольні і навпаки, мольних у масові. Сенс формальних параметрів процедур:

- zg – масові частки;
- zm – мольні частки.

Обидві змінні, є як вхідними, так і вихідними.

## Віртуальний інструмент RKW\_Formulas

Дана підпрограма містить процедури, для розрахунку термодинамічних функцій щодо рівняння стану РКВ.

SubVI RKW\_Concentration (input/output mixture  $z$ ,  $t_c$ ,  $b$ ,  $k$ ,  $p_c$ ,  $v$ ) визначає параметри рівняння стану. Сенс формальних параметрів процедури:

- $z$  – вміст компонентів у суміші;
- $t_c$  – критичні температури компонентів;
- $b$  – параметри рівняння стану;
- $k$  – параметри рівняння стану;
- $p_c$  – критичні тиски компонентів;
- $m$  – молекулярна маса компонентів суміші.

Вхідними параметрами є вміст  $z$  та імена компонентів, які задаються за допомогою з конфігураційного файлу. Вихідні параметри – критична температура і критичний тиск речовини, а також молекулярна маса.

Параметри, що підлягають пошуку, містяться у тому ж конфігураційному файлі.

SubVI ptrk (input mixture  $a_b$ ,  $z_b$ ; output  $v_1$ ,  $v_2$ ) розраховує обсяги чистого речовини чи суміші на кривій Максвела у наведених координатах.

Рівняння РКВ у безрозмірному вигляді можна звести до вигляду

$$zb = zb \left( \frac{a}{b}; \frac{V}{b} \right).$$

В такому вигляді можна отримати алгоритми визначення  $\frac{V}{b} = \varphi \left( zb; \frac{a}{b} \right)$  як функції приведенного об'єму  $\frac{V}{b}$  для будь-якої речовини та для будь-яких правил комбінування.

Сенс формальних параметрів процедури:

- $ab = a / b$ ;

- $z_b = P_b / (RT)$ ;
- $v_1$  – найменший наведений об'єм;
- $v_2$  – найбільший наведений об'єм.

SubVI Model (input mixture  $z$ ; output properties  $pr$ ) є основною процедурою цього модуля. З його допомогою при заданому складі  $z$ , температурі  $T$  (елемент масиву properties [3]) та питомому об'ємі  $v$  (елемент масиву properties [2]) розраховуються інші термодинамічні властивості, що знаходяться в інших елементах масиву properties.

Розрахунок калорійних властивостей проводиться на підставі виразів, отриманих з диференціальних співвідношень термодинаміки. Також для розрахунку калорійних властивостей необхідні термодинамічні функції в ідеально-газовому стані, що розраховуються за допомогою SubVI Ideal\_Gas з віртуального інструменту Ideal\_Mode.

SubVI vl\_Ideal (input mixture  $z, x, y$ ; output properties  $pr$ , double  $d$ ) розраховує фазову рівновагу рідина-пар для багатоконпонентного робочого тіла у наближенні до ідеального розчину.

Навіть при відомій постановці та відомому рівнянні стану в даний час у загальному вигляді не вирішена задача розрахунку фазової рівноваги. Це пов'язано, передусім, із відсутністю алгоритму розв'язання задачі, що забезпечує збіжність процесів обчислень. У даній процедурі реалізована найпростіша модель багатоконпонентного робочого тіла – ідеальний розчин. У цьому наближенні задача фазової рівноваги має аналітичне рішення у вигляді формул.

Сенс формальних параметрів процедури:

- $z, x, y$  – відповідно валовий склад, склади рідкої та парової фаз;
- $pr$ : properties – масив властивостей суміші;
- $d$  – частка рідини – відношення маси рідкої фази до маси всієї суміші:  
 $d = 0$  – газоподібний стан,  $d = 1$  – рідкий стан,  $0 < d < 1$  – парорідкісний стан.

Якщо суміш знаходиться в однофазній ділянці, то  $z = x = y$ . Вхідними параметрами процедури є валовий склад і температура (елемент properties [3])

масиву properties). Вихідні параметри – склади рідкої та парової фаз, а також інші елементи масиву properties і частка рідини.

SubVI VL\_Max\_Work (double ab; output double v1, v2, zb) розраховує в наведених координатах параметри парорідинної рівноваги для чистої речовини, а також параметри кривої Максвела (крива, що лежить всередині двофазної області суміші і, отримана з рівняння фазової рівноваги чистої речовини). Дані по кривій Максвела використовуються для прогнозування азеотропних станів суміші і початкових наближень при розрахунку парорідинної рівноваги суміші. У цій підпрограмі для розрахунку кривої Максвела використовується рівняння стану Редліха-Квонг-Вільсона.

Сенс формальних параметрів процедури:

- $ab = a / b$ ;
- $v1 = VL/b$  – наведений об'єм рідкої фази;
- $v2 = VG/b$  – наведений об'єм г газоподібної фази;
- $zb = PSb/RT$  (PS – тиск насичення).

Вхідним параметром процедури є ab, а вихідними параметрами є наведені обсяги рідкої та газоподібної фаз і змінна zb.

Розрахунок параметрів кривої Максвела проводиться інтерполяцією табличних даних, що містяться у конфігураційному файлі. Ці дані отримані рішенням задачі фазової рівноваги чистої речовини для рівняння стану Редліха-Квонга у наведеній формі.

SubVI PT (input mixture z, x ,y; output properties pr; double d), SubVI PH (input mixture z, x ,y; output properties pr; double d) та SubVI PS (input mixture z, x ,y; output properties pr; double d) розраховують термодинамічні функції суміші при різних наборах незалежних змінних. Ці набори відображені у назві процедур.

Сенс формальних параметрів процедур:

- z, x, y – відповідно валовий склад, склади рідкої та парової фаз;
- pr – масив властивостей суміші;
- d – частка рідини.

Вхідними параметрами для цих підпрограм є валовий склад, а також відповідна пара елементів масиву *pr*: для *PT* – тиск та температура, для *PH* – тиск та ентальпія, для *PS* – тиск та ентропія. Вихідними параметрами є склади рідкої та парової фаз, а також інші елементи масиву *pr* та частка рідини.

*SubVI Exergy* (input mixture *z*; output properties *pr*; double *ex*) розраховує ексергетичну функцію робочого тіла для суміші заданого складу *z*; відомих (розрахованих попередньо) термодинамічних функцій, що містяться в масиві *pr*.

Сенс формальних параметрів процедури:

- *z* – валовий склад суміші;
- *pr* – масив властивостей суміші;
- $ex = (h-h_{oc}) - T_{oc}(S-S_{oc})$ , де  $T_{oc}=293$  К,  $P_{oc} = 0,1$  МПа;  $h_{oc}$ ,  $S_{oc}$  – ентальпія та ентропія робочого тіла при параметрах навколишнього середовища;
- вихідний параметр процедури – змінна *ex*.

Знання ексергетичної функції є необхідним для термодинамічного аналізу ефективності процесів криогенної техніки. Її використовують при розрахунку таких показників ефективності, як ексергетичний ККД та ексергетичні втрати від незворотності процесу. За змістом ексергія є мінімальна робота, яка може бути витрачена, або максимальна робота, яка може бути отримана при переході системи з даного стану (характеризується *P* і *T*) в стан повної рівноваги з навколишнім середовищем.

Вихідні дані для розрахунків за конкретними речовинами містяться у конфігураційному файлі. Елементами рядка масиву ім'я компонента; молекулярна маса; критична температура речовини, *K*; критичний тиск, *МПа*; критичний обсяг,  $\text{дм}^3/\text{моль}$ ; параметр рівняння стану *b*,  $\text{дм}^3/\text{моль}$ ; параметр рівняння стану *k*; фактор ацентричності  $\omega$ . Масив містить дані для 36 речовин.

### 4.3 Теоретико-практичні основи термодинамічного розрахунку циклу

Термодинамічний розрахунок циклу проводився для наступних вихідних даних:

- продуктивність: 100 Вт – рефрижераторний режим; 0,11 моль/с – режим очікування на температурному рівні охолодження 21 К.
- температура:  $T_5 = 65$  К;  $T_1 = T_2 = 293$  К.
- тиск у вузлових точках:  $P_1 = 0,1$  МПа;  $P_2 = 10$  МПа;
- $P_{14} = P_{15} = 0,12$  МПа.
- коефіцієнти корисної дії: ізотермічний ККД компресора  $\eta_K = 0,65$ ; адіабатичний ККД детандеру  $\eta_S = 0,7$ .
- недорекуперація:  $\Delta T_{1-13} = 8$  К,  $\Delta T_{2-16} = 8$  К,  $\Delta T_{4-14} = 3$  К,  $\Delta T_{6-10} = 2,5$  К,  $\Delta T_{4-12} = 3$  К.
- сумарні гідравлічні опори прямого потоку:  $\Delta p_f = 0,5$  МПа;
- сумарні гідравлічні втрати зворотного потоку  $\Delta p_r$  визначалися з умови, що тиск робочого тіла на всмоктуванні компресору був рівним атмосферному.

Гідравлічні опори потоків розподілялися між теплообмінниками відповідно до принципу нерівноцінності втрат [1].

Для роботи установки в режимі рефрижератора величина витрати  $G_L$  вважається рівною нулю.

Визначаємо тиск у точках 8, 9 та 0 за виразом:

$$P_9 = P_8 = P_0 = P_S \text{ при } T_x = 10 \text{ К.} \quad (4.14)$$

Визначаємо втрати тиску зворотного потоку за виразом:

$$\Delta P_{3B} = P_9 - P_1. \quad (4.15)$$

Розподіляємо втрати тиску між апаратами за прямим і зворотним потоком відповідно до принципу нерівноцінності втрат і вважаємо частку втрат пропорційною положенню апаратів у технологічній схемі.

$$P_1 = P_9 - \Delta P_{3B}, \quad (4.16)$$

$$P_{13} = P_1. \quad (4.17)$$

Втрати тиску прямого потоку визначаються за наступними виразами:  
для теплообмінного апарату  $T1$ :

$$\Delta P_{T1} = \frac{1}{3} \cdot \Delta P_{PP}, \quad (4.18)$$

для ванни  $B$ :

$$\Delta P_B = \frac{4}{5} \cdot \Delta P_{PP}, \quad (4.19)$$

для теплообмінного апарату  $T2$ :

$$\Delta P_{T2} = \frac{3}{15} \cdot \Delta P_{PP}, \quad (4.20)$$

для теплообмінного апарату  $T3$ :

$$\Delta P_{T3} = \frac{2}{15} \cdot \Delta P_{PP}, \quad (4.21)$$

для теплообмінного апарату  $T4$ :

$$\Delta P_{T4} = \frac{1}{15} \cdot \Delta P_{IP}. \quad (4.22)$$

Знаходимо тиски в значимих точках технологічного процесу за наступними виразами:

$$P_3 = P_2 - \Delta P_{T1}, \quad (4.23)$$

$$P_4 = P_3 - \Delta P_B, \quad (4.24)$$

$$P_5 = P_4 - \Delta P_{T2}, \quad (4.25)$$

$$P_6 = P_5 - \Delta P_{T3}, \quad (4.26)$$

$$P_7 = P_6 - \Delta P_{T4}. \quad (4.27)$$

Відомі величини тиску та температури в точках 1, 2 та 5, дають змогу визначити інші термодинамічні показники.

Знаючи недорекуперацію  $\Delta T_{1-13}$ , знаходимо температуру в точці 13:

$$T_{13} = T_1 - \Delta T_{1-13}. \quad (4.28)$$

За відомими температурою та тиском знаходимо інші параметри в точці 13.

Параметри в точках 14 і 15 знаходимо за тиском насичення рідини та пари в азотній ванні.

Втрати тиску за зворотним потоком визначаємо за наступними виразами: для теплообмінного апарату  $T1$ :

$$\Delta P_{T1} = \frac{2}{5} \cdot \Delta P_{3B}, \quad (4.29)$$

для теплообмінного апарату  $T2$ :

$$\Delta P_{T2} = \frac{3}{10} \cdot \Delta P_{3B}, \quad (4.30)$$

для теплообмінного апарату  $T3$ :

$$\Delta P_{T3} = \frac{1}{5} \cdot \Delta P_{3B}, \quad (4.31)$$

для теплообмінного апарату  $T4$ :

$$\Delta P_{T4} = \frac{1}{10} \cdot \Delta P_{3B}. \quad (4.32)$$

Знаходимо тиски в значимих точках технологічного процесу за наступними виразами:

$$P_{12} = P_{13} + \Delta P_{T1}, \quad (4.33)$$

$$P_{11} = P_{12} + \Delta P_{T2}, \quad (4.34)$$

$$P_{10} = P_{11} + \Delta P_{T3}. \quad (4.35)$$

Враховуючи адіабатичний ККД детандеру, розраховуємо параметри в точці 10:

$$i_{10} = i_5 - \eta_s \cdot (i_5 - i_s), \quad (4.36)$$

де  $i_s$  – ентальпія потоку після детандер при ізоентропному розширенні.

За тиском та ентальпією в точці 10 знаходимо температуру та інші термодинамічні параметри в цій точці.

Знаходимо температури в точці 4, 6 та 12:

$$T_4 = T_{14} + \Delta T_{4-14}, \quad (4.37)$$

$$T_{12} = T_4 - \Delta T_{4-12}, \quad (4.38)$$

$$T_6 = T_{10} + \Delta T_{6-10}. \quad (4.39)$$

За відомими значеннями температури та тиску знаходимо інші параметри в точках 4, 6 та 12.

Знаходимо питому роботу детандеру за виразом:

$$i_d = i_5 - i_{10}. \quad (4.40)$$

Теплові притоки до теплообмінників та ванни приймаємо 5 % від теплового навантаження та виконуємо розрахунки за наступними виразами:

$$q_{31} = 0,05 \cdot (i_{13} - i_{12}), \quad (4.41)$$

$$q_{34} = 0,05 \cdot (i_{10} - i_9), \quad (4.42)$$

$$q_{3B} = 0,05 \cdot (i_{15} - i_{14}), \quad (4.43)$$

$$q_{323} = 0,05 \cdot (i_{12} - i_{10}), \quad (4.44)$$

$$q_{32} = 0,05 \cdot (i_{12} - i_{11}), \quad (4.45)$$

$$q_{33} = 0,05 \cdot (i_{11} - i_{10}). \quad (4.46)$$

де  $q_{323}$  – теплові притоки до теплообмінників 2 та 3.

Для визначення витрат складаємо рівняння балансів для контуру (СВО-Т4-Др) та для контуру (СВО-Др-Д-Т4-Т3-Т2):

$$i_6 \cdot (G_k - G_d) + q_{34} \cdot (G_k - G_d) + Q_x = i_{10} \cdot (G_k - G_d), \quad (4.47)$$

а тому

$$G_k = \frac{Q_x}{i_{10} - i_6 - q_{34}} + G_d. \quad (4.48)$$

Для контуру В:

$$i_4 \cdot G_k + q_{34} \cdot (G_k - G_d) + q_{323} \cdot G_k + Q_x = i_{12} \cdot G_k + l_d \cdot G_d. \quad (4.49)$$

Вирішимо систему рівнянь (4.48 - 4.49) і визначимо значення витрат.

З енергетичного балансу теплообмінного апарату Т3 знаходимо  $i_{11}$ :

$$i_5 \cdot (G_k - G_d) + i_{10} \cdot G_k + 0,05 \cdot (i_{11} - i_{10}) \cdot G_k = i_6 \cdot (G_k - G_d) + i_{11} \cdot G_k, \quad (4.50)$$

$$i_{11} = i_{10} + \frac{(G_k - G_d) \cdot (i_5 - i_6)}{0,95 \cdot G_k}. \quad (4.51)$$

За відомим тиском та значенням ентальпії можна визначити інші термодинамічні параметри в точці 11.

З енергетичного балансу випарника (СВО) знаходимо ентальпію в точці 8:

$$i_8 = \frac{(G_k - G_d) \cdot i_9 - Q_x}{(G_k - G_d)}, \quad (4.52)$$

де  $i_9$  – ентальпія насиченої пари гелію при тиску  $P_9$ .

При цьому частку рідини в точці 8 можна визначити за виразом:

$$x = \frac{i_9 - i_8}{i_9 - i_0}. \quad (4.53)$$

Ентальпія в точці 8 визначається за виразом:

$$s_8 = s_9 - x \cdot (s_9 - s_0). \quad (4.54)$$

За  $P_8$  та  $s_8$  знаходимо інші термодинамічні параметри у точці 8.

З рівняння процесу дроселювання знаходимо параметри  $P_7$  і  $i_7$  в точці 7:

$$i_7 = i_8. \quad (4.55)$$

Теплові притоки до теплообмінників можна розрахувати за наступними виразами:

$$Q_{31} = G_k \cdot q_{31}, \quad (4.56)$$

$$Q_{32} = G_k \cdot q_{32}, \quad (4.57)$$

$$Q_{33} = G_k \cdot q_{33}, \quad (4.58)$$

$$Q_{34} = (G_k - G_d) \cdot q_{34}. \quad (4.59)$$

З енергетичного балансу теплообмінного апарату  $TI$  знаходимо ентальпію в точці 3, за відомими  $i_3$  і  $P_3$  знаходимо інші термодинамічні параметри в точці за виразом:

$$i_3 = i_2 + i_{12} - i_{13} + q_{31}. \quad (4.60)$$

З енергетичного балансу ванни  $B$  знаходимо витрату рідкого азоту  $G_V$ :

$$G_V = G_k \cdot \frac{i_4 - i_3}{i_{14} + q_{3V} - i_{15}}, \quad (4.61)$$

$$Q_{3V} = G_V \cdot q_{3V}. \quad (4.62)$$

Знаючи ентропії та ентальпії в точках технологічного процесу, знаходимо значення ексергій у  $j$ -х точках:

$$e_j = (i_j - i_{oc}) - T_{oc} \cdot (s_j - s_{oc}). \quad (4.63)$$

Роботу компресору  $K$  можна розрахувати за формулою:

$$L_k = G_k \cdot \frac{T_{oc} \cdot (s_1 - s_2) - (i_1 - i_2)}{\eta_k}. \quad (4.64)$$

Вираз для визначення роботи детандеру  $D$  має вигляд:

$$L_d = G_d \cdot l_d. \quad (4.65)$$

Вираз для визначення роботи повного циклу має вигляд:

$$L = L_k + L_V - L_d. \quad (4.66)$$

Для визначення холодильного коефіцієнту використаємо вираз, що має вигляд:

$$\varepsilon = \frac{Q_x}{L}. \quad (4.67)$$

Вираз для визначення мінімальної роботи має вигляд:

$$L_{\min} = Q_x \cdot \frac{T_{OC} - T_x}{T_x}. \quad (4.68)$$

#### 4.4 Опис програми термодинамічного розрахунку гелієвого циклу

Програма була створена в середовищі програмування LabVIEW 2020. Програма призначена для термодинамічного розрахунку гелієвої кріогенної установки у двох режимах роботи: режим зрідження і рефрижераторний режим, а також розрахунку всіх енергетичних показників установки за різних умов. Граф станів функціонування програми представлено у додатку Б.

У додатку В представлено узагальнену структурну схему коду програми.

Основою створення програми є математична модель, що представлена у пункті 2.2 розділу 2. У графі, та відповідно програмі, яка йому відповідає, передбачене обчислення всіх важливих показників (див. додаток Б). Опис основних елементів програми термодинамічного розрахунку циклу та вихідні

дані представлені у пункті 4.2 даного розділу. Ця програма призначена для розрахунку всіх термодинамічних властивостей вузлових точок схеми зображеної на рисунку 5, а також термодинамічних показників циклу. Основними функціональними особливостями програми є розрахунок ексергетичних ККД елементів, ступенів охолодження та циклу з урахуванням хімічної складової та без її урахування.

Елемент графу станів «Введення вихідних даних» передбачає завдання наступних величин: робоча речовина, температури і тиски в деяких вузлових точках, кількість продукту, що видається (у вигляді холоду або у вигляді рідкого гелію), а також величини гідравлічних опорів і теплові припливи до апаратів.

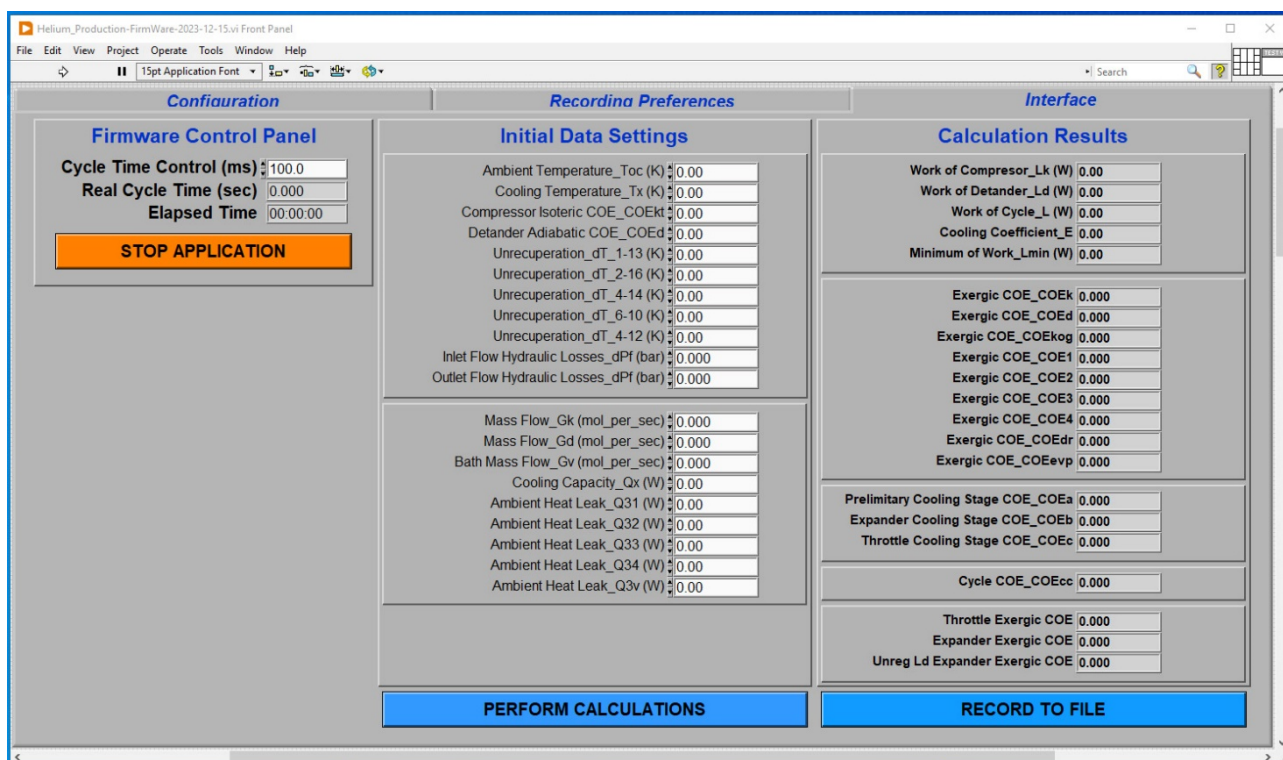


Рисунок 23 – Зображення лицьової панелі програми термодинамічного розрахунку гелієвого циклу

У програмі всі значення вихідних даних можна задавати на лицьовій панелі, вид якої показано на рисунку 23. Модулі PT\_Module, PH\_Module та VLP\_Module представляють собою підпрограми розрахунку термодинамічних

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

функцій робочих тіл, відповідно при незалежних змінних тиск-температура та тиск-ентальпія. При термодинамічному розрахунку роботу детандера приймаємо такою, яка корисно використовується. Основними результатами роботи програми є розрахунок ексергетичних ККД для компресора, детандера, догрівача, теплообмінників  $T1$ ,  $T2$ ,  $T3$ ,  $T4$ , дроселя, попереднього ступеня охолодження, детандерного ступеню охолодження, дросельного ступеню охолодження і для циклу загалом. Розрахунок проводився за різних умов, а саме для рефрижераторного режиму та режиму зрідження з урахуванням і без урахування хімічної складової. Для дроселя та детандера були проведені додаткові розрахунки ефективності переходу падіння тиску в ефект охолодження з урахуванням і без урахування хімічної складової, а для детандера з корисно використовуваною роботою і, в другому випадку, коли робота трансформується в тепло.

У програмі використано наступні позначення величин:

- $Q31$ ,  $Q32$ ,  $Q33$ ,  $Q34$  – теплові притоки до теплообмінних апаратів  $T1$ ,  $T2$ ,  $T3$ ,  $T4$ , Вт;
- $Q3V$  – теплові притоки до ванної  $B$ , Вт;
- $Qx$  – холодопродуктивність, Вт;
- $E1$  – відхідна ексергія в нульовій точці, Дж / моль;
- $q31y$ ,  $q32y$ ,  $q33y$ ,  $q34y$  – удільні теплові притоки до теплообмінних апаратів  $T1$ ,  $T2$ ,  $T3$ ,  $T4$ , Вт / моль;
- $q3233y$  – роздільні теплові притоки до  $T2$  і  $T3$ , Вт / моль;
- $q3vy$  – роздільні теплові притоки до ванної  $B$ , Вт / моль;
- $qd$  – тепло із навколишнього середовища, підведене до догрівача, Вт / моль;
- $Tx$  – температура кріостатування, К;
- $Toc$  – температура навколишнього середовища, К;
- $Pv$  – тиск у ванній  $B$ , бар;
- $Poc$  – тиск навколишнього середовища, бар;

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

- $dt1$  – недорекуперація  $\Delta T_{1-13}$ , К;
- $dt2$  – недорекуперація  $\Delta T_{2-16}$ , К;
- $dt3$  – недорекуперація  $\Delta T_{4-14}$ , К;
- $dt4$  – недорекуперація  $\Delta T_{6-10}$ , К;
- $dt5$  – недорекуперація  $\Delta T_{4-12}$ , К;
- $d_{pf}, d_{pr}$  – гідравлічний опір прямого и зворотного потоків, бар;
- $G_k, G_v, G_d$  – витрати в компресорі  $K$ , ванні  $B$ , детандері  $D$ , моль / с;
- $GL$  – витрата одержуваного рідкого продукту в точці 0, моль / с;
- $LK$  – робота компресора  $K$ , Вт;
- $COE1, COE2, COE3, COE4$  – ексергетичні ККД теплообмінних апаратів

$T1, T2, T3, T4$ ;

- $COEd$  – ексергетичний ККД детандеру  $D$ ;
- $COEdog$  – ексергетичний ККД догрівача;
- $COEdr$  – ексергетичний ККД дроселя  $Dp$ ;
- $COEk$  – ексергетичний ККД компресору  $K$ ;
- $COEevp$  – ексергетичний ККД випарювача  $СВО$ ;
- $COEv$  – ексергетичний ККД ванни  $B$ ;
- $COEa$  – ексергетичний ККД попереднього ступеню охолодження;
- $COEb$  – ексергетичний ККД детандерного ступеню охолодження;
- $COEc$  – ексергетичний ККД дросельного ступеню охолодження;
- $COEcc$  – ексергетичний ККД циклу;
- $COEfc$  – ексергетичний ККД збору рідини;
- $COEkt$  – термодинамічний ККД компресору  $K$ ;
- $Ld$  – робота детандера  $D$ , Вт;
- $Dol$  – доля детандерного потоку;
- $Lmin$  – мінімальна робота;
- $XL$  – коефіцієнт зрідження.

На основі складеної математичної моделі і програми для розрахунку кріогенної гелієвої установки для двох режимів роботи були розраховані

термодинамічні властивості потоку у всіх вузлових точках схеми, основні характеристики циклу і ексергетичні ККД, складових її підсистем і циклу. Розрахунки ексергетичних ККД проводилися для зріджувального і рефрижераторного режимів роботи установки без урахування і з урахуванням хімічної складової ексергії. Окремо обчислювалися ексергетичні ККД процесів у детандері та дроселі, виходячи з ефекту перетворення механічної складової в ефект зниження температури робочого тіла [1].

Отримані результати для рефрижераторного режиму без урахування хімічної складової наведені на рисунку 24, з урахуванням хімічної складової на рисунку 25. Результати для зріджувального режиму без урахування хімічної складової та з її урахуванням показані на рисунку 26 та рисунку 27 відповідно.

Confiauration	Recording Preferences	Interface
<b>Firmware Control Panel</b> Cycle Time Control (ms) 100.0 Real Cycle Time (sec) 0.101 Elapsed Time 00:15:23 <b>STOP APPLICATION</b>	<b>Initial Data Settings</b> Ambient Temperature_Toc (K) 293.00 Cooling Temperature_Tx (K) 21.00 Compressor Isoteric COE_COEk 0.65 Detander Adiabatic COE_COEd 0.70 Unrecuperation_dT_1-13 (K) 8.00 Unrecuperation_dT_2-16 (K) 8.00 Unrecuperation_dT_4-14 (K) 3.00 Unrecuperation_dT_6-10 (K) 2.50 Unrecuperation_dT_4-12 (K) 3.00 Inlet Flow Hydraulic Losses_dPf (bar) 5.000 Outlet Flow Hydraulic Losses_dPf (bar) 0.267 Mass Flow_Gk (mol_per_sec) 0.268 Mass Flow_Gd (mol_per_sec) 0.127 Bath Mass Flow_Gv (mol_per_sec) 0.043 Cooling Capacity_Qx (W) 100.00 Ambient Heat Leak_Q31 (W) 72.20 Ambient Heat Leak_Q32 (W) 6.88 Ambient Heat Leak_Q33 (W) 7.84 Ambient Heat Leak_Q34 (W) 1.02 Ambient Heat Leak_Q3v (W) 11.70	<b>Calculation Results</b> Work of Compressor_Lk (W) 4692.00 Work of Detander_Ld (W) 43.00 Work of Cycle_L (W) 4885.00 Cooling Coefficient_E 0.02 Minimum of Work_Lmin (W) 1339.00 Exergic COE_COEk 0.650 Exergic COE_COEd 0.693 Exergic COE_COEkog 0.000 Exergic COE_COE1 0.894 Exergic COE_COE2 0.978 Exergic COE_COE3 0.955 Exergic COE_COE4 0.990 Exergic COE_COEdr 0.871 Exergic COE_COEvp 1.000 Preliminary Cooling Stage COE_COEa 0.895 Expander Cooling Stage COE_COEb 0.640 Throttle Cooling Stage COE_COEc 0.900 Cycle COE_COEcc 0.274 Throttle Exergic COE 0.765 Expander Exergic COE 0.428 Unreg Ld Expander Exergic COE 0.399
	<b>PERFORM CALCULATIONS</b>	<b>RECORD TO FILE</b>

Рисунок 24 – Зображення лицьової панелі програми термодинамічного розрахунку гелієвого циклу. Результати розрахунку для рефрижераторного режиму без урахування хімічної складової

Confiuration	Recording Preferences	Interface
<b>Firmware Control Panel</b> Cycle Time Control (ms) <input type="text" value="100.0"/> Real Cycle Time (sec) <input type="text" value="0.101"/> Elapsed Time <input type="text" value="00:23:15"/> <input type="button" value="STOP APPLICATION"/>	<b>Initial Data Settings</b> Ambient Temperature_Toc (K) <input type="text" value="293.00"/> Cooling Temperature_Tx (K) <input type="text" value="21.00"/> Compressor Isoteric COE_COEkt <input type="text" value="0.65"/> Detander Adiabatic COE_COEd <input type="text" value="0.70"/> Unrecuperation_dT_1-13 (K) <input type="text" value="8.00"/> Unrecuperation_dT_2-16 (K) <input type="text" value="8.00"/> Unrecuperation_dT_4-14 (K) <input type="text" value="3.00"/> Unrecuperation_dT_6-10 (K) <input type="text" value="2.50"/> Unrecuperation_dT_4-12 (K) <input type="text" value="3.00"/> Inlet Flow Hydraulic Losses_dPf (bar) <input type="text" value="5.000"/> Outlet Flow Hydraulic Losses_dPf (bar) <input type="text" value="0.267"/> Mass Flow_Gk (mol_per_sec) <input type="text" value="0.268"/> Mass Flow_Gd (mol_per_sec) <input type="text" value="0.127"/> Bath Mass Flow_Gv (mol_per_sec) <input type="text" value="0.043"/> Cooling Capacity_Qx (W) <input type="text" value="100.00"/> Ambient Heat Leak_Q31 (W) <input type="text" value="72.20"/> Ambient Heat Leak_Q32 (W) <input type="text" value="6.88"/> Ambient Heat Leak_Q33 (W) <input type="text" value="7.84"/> Ambient Heat Leak_Q34 (W) <input type="text" value="1.02"/> Ambient Heat Leak_Q3v (W) <input type="text" value="11.70"/>	<b>Calculation Results</b> Work of Compressor_Lk (W) <input type="text" value="4692.00"/> Work of Detander_Ld (W) <input type="text" value="43.00"/> Work of Cycle_L (W) <input type="text" value="4885.00"/> Cooling Coefficient_E <input type="text" value="0.02"/> Minimum of Work_Lmin (W) <input type="text" value="1339.00"/> Exergic COE_COEk <input type="text" value="0.884"/> Exergic COE_COEd <input type="text" value="0.900"/> Exergic COE_COEkog <input type="text" value="0.999"/> Exergic COE_COE1 <input type="text" value="0.981"/> Exergic COE_COE2 <input type="text" value="0.995"/> Exergic COE_COE3 <input type="text" value="0.988"/> Exergic COE_COE4 <input type="text" value="0.997"/> Exergic COE_COEdr <input type="text" value="0.947"/> Exergic COE_COEvp <input type="text" value="1.000"/> Preliminary Cooling Stage COE_COEa <input type="text" value="0.974"/> Expander Cooling Stage COE_COEb <input type="text" value="0.730"/> Throttle Cooling Stage COE_COEc <input type="text" value="0.967"/> Cycle COE_COEcc <input type="text" value="0.274"/> Throttle Exergic COE <input type="text" value="0.765"/> Expander Exergic COE <input type="text" value="0.428"/> Unreg Ld Expander Exergic COE <input type="text" value="0.399"/>
	<input type="button" value="PERFORM CALCULATIONS"/>	<input type="button" value="RECORD TO FILE"/>

Рисунок 25 – Зображення лицьової панелі програми термодинамічного розрахунку гелієвого циклу. Результати розрахунку для рефрижераторного режиму з урахуванням хімічної складової

Confiuration	Recording Preferences	Interface
<b>Firmware Control Panel</b> Cycle Time Control (ms) <input type="text" value="100.0"/> Real Cycle Time (sec) <input type="text" value="0.100"/> Elapsed Time <input type="text" value="00:35:11"/> <input type="button" value="STOP APPLICATION"/>	<b>Initial Data Settings</b> Ambient Temperature_Toc (K) <input type="text" value="293.00"/> Cooling Temperature_Tx (K) <input type="text" value="21.00"/> Compressor Isoteric COE_COEkt <input type="text" value="0.65"/> Detander Adiabatic COE_COEd <input type="text" value="0.70"/> Unrecuperation_dT_1-13 (K) <input type="text" value="8.00"/> Unrecuperation_dT_2-16 (K) <input type="text" value="8.00"/> Unrecuperation_dT_4-14 (K) <input type="text" value="3.00"/> Unrecuperation_dT_6-10 (K) <input type="text" value="2.50"/> Unrecuperation_dT_4-12 (K) <input type="text" value="3.00"/> Inlet Flow Hydraulic Losses_dPf (bar) <input type="text" value="5.000"/> Outlet Flow Hydraulic Losses_dPf (bar) <input type="text" value="0.267"/> Mass Flow_Gk (mol_per_sec) <input type="text" value="0.509"/> Mass Flow_Gd (mol_per_sec) <input type="text" value="0.348"/> Bath Mass Flow_Gv (mol_per_sec) <input type="text" value="0.195"/> Cooling Capacity_Qx (W) <input type="text" value="100.00"/> Ambient Heat Leak_Q31 (W) <input type="text" value="108.20"/> Ambient Heat Leak_Q32 (W) <input type="text" value="13.07"/> Ambient Heat Leak_Q33 (W) <input type="text" value="9.00"/> Ambient Heat Leak_Q34 (W) <input type="text" value="0.39"/> Ambient Heat Leak_Q3v (W) <input type="text" value="52.70"/>	<b>Calculation Results</b> Work of Compressor_Lk (W) <input type="text" value="8914.00"/> Work of Detander_Ld (W) <input type="text" value="118.00"/> Work of Cycle_L (W) <input type="text" value="9107.00"/> Cooling Coefficient_E <input type="text" value="0.21"/> Minimum of Work_Lmin (W) <input type="text" value="2687.00"/> Exergic COE_COEk <input type="text" value="0.650"/> Exergic COE_COEd <input type="text" value="0.697"/> Exergic COE_COEkog <input type="text" value="0.000"/> Exergic COE_COE1 <input type="text" value="0.857"/> Exergic COE_COE2 <input type="text" value="0.972"/> Exergic COE_COE3 <input type="text" value="0.946"/> Exergic COE_COE4 <input type="text" value="0.994"/> Exergic COE_COEdr <input type="text" value="0.854"/> Exergic COE_COEfc <input type="text" value="1.000"/> Preliminary Cooling Stage COE_COEa <input type="text" value="0.854"/> Expander Cooling Stage COE_COEb <input type="text" value="0.462"/> Throttle Cooling Stage COE_COEc <input type="text" value="0.868"/> Cycle COE_COEcc <input type="text" value="0.295"/> Throttle Exergic COE <input type="text" value="0.743"/> Expander Exergic COE <input type="text" value="0.428"/> Unreg Ld Expander Exergic COE <input type="text" value="0.399"/>
	<input type="button" value="PERFORM CALCULATIONS"/>	<input type="button" value="RECORD TO FILE"/>

Рисунок 26 – Зображення лицьової панелі програми термодинамічного розрахунку гелієвого циклу. Результати розрахунку для зріджувального режиму без урахування хімічної складової

Confiuration	Recording Preferences	Interface
<b>Firmware Control Panel</b> Cycle Time Control (ms) <input type="text" value="100.0"/> Real Cycle Time (sec) <input type="text" value="0.099"/> Elapsed Time <input type="text" value="00:47:52"/> <input type="button" value="STOP APPLICATION"/>	<b>Initial Data Settings</b> Ambient Temperature_Toc (K) <input type="text" value="293.00"/> Cooling Temperature_Tx (K) <input type="text" value="21.00"/> Compressor Isoteric COE_COEK <input type="text" value="0.65"/> Detander Adiabatic COE_COEd <input type="text" value="0.70"/> Unrecuperation_dT_1-13 (K) <input type="text" value="8.00"/> Unrecuperation_dT_2-16 (K) <input type="text" value="8.00"/> Unrecuperation_dT_4-14 (K) <input type="text" value="3.00"/> Unrecuperation_dT_6-10 (K) <input type="text" value="2.50"/> Unrecuperation_dT_4-12 (K) <input type="text" value="3.00"/> Inlet Flow Hydraulic Losses_dPf (bar) <input type="text" value="5.000"/> Outlet Flow Hydraulic Losses_dPf (bar) <input type="text" value="0.267"/> Mass Flow_Gk (mol_per_sec) <input type="text" value="0.509"/> Mass Flow_Gd (mol_per_sec) <input type="text" value="0.348"/> Bath Mass Flow_Gv (mol_per_sec) <input type="text" value="0.195"/> Cooling Capacity_Qx (W) <input type="text" value="100.00"/> Ambient Heat Leak_Q31 (W) <input type="text" value="108.20"/> Ambient Heat Leak_Q32 (W) <input type="text" value="13.07"/> Ambient Heat Leak_Q33 (W) <input type="text" value="9.00"/> Ambient Heat Leak_Q34 (W) <input type="text" value="0.39"/> Ambient Heat Leak_Q3v (W) <input type="text" value="52.70"/>	<b>Calculation Results</b> Work of Compressor_Lk (W) <input type="text" value="8914.00"/> Work of Detander_Ld (W) <input type="text" value="118.00"/> Work of Cycle_L (W) <input type="text" value="9107.00"/> Cooling Coefficient_E <input type="text" value="0.21"/> Minimum of Work_Lmin (W) <input type="text" value="6361.00"/> Exergic COE_COEk <input type="text" value="0.884"/> Exergic COE_COEd <input type="text" value="0.901"/> Exergic COE_COEkog <input type="text" value="1.000"/> Exergic COE_COE1 <input type="text" value="0.973"/> Exergic COE_COE2 <input type="text" value="0.993"/> Exergic COE_COE3 <input type="text" value="0.986"/> Exergic COE_COE4 <input type="text" value="0.998"/> Exergic COE_COEdr <input type="text" value="0.942"/> Exergic COE_COEfc <input type="text" value="1.000"/> Preliminary Cooling Stage COE_COEa <input type="text" value="0.950"/> Expander Cooling Stage COE_COEb <input type="text" value="0.976"/> Throttle Cooling Stage COE_COEc <input type="text" value="0.952"/> Cycle COE_COEcc <input type="text" value="0.502"/> Throttle Exergic COE <input type="text" value="0.743"/> Expander Exergic COE <input type="text" value="0.428"/> Unreg Ld Expander Exergic COE <input type="text" value="0.399"/>
	<input type="button" value="PERFORM CALCULATIONS"/>	<input type="button" value="RECORD TO FILE"/>

Рисунок 27 – Зображення лицьової панелі програми термодинамічного розрахунку гелієвого циклу. Результати розрахунку для зріджувального режиму з урахуванням хімічної складової

Результати обчислень за необхідності можна записати у файли, імена яких генеруються автоматично відповідно до принципу, який вказано в конфігураційному файлі FirmWare.INI. Такі дані можна використати для побудови гістограм та виконання необхідних додаткових досліджень.

З отриманих результатів можна зробити наступні висновки. Значення ексергетичних ККД практично не залежать від режиму роботи установки. Величини ексергетичних ККД для теплообмінних апаратів на всіх температурних рівнях в рефрижераторному і зріджувальному режимах мало відрізняються. При цьому для режиму рефрижератора їх значення є трохи вищими. Для всіх трьох ступенів охолодження, а саме попередньої, детандерної та дросельної, в рефрижераторному режимі ексергетичні ККД вище, ніж в режимі зрідження. Але якщо взяти установку загалом то в зріджувальному режимі її ексергетичний ККД вище, ніж у рефрижераторному режимі.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата

Значення ексергетичних ККД без урахування хімічної складової та з її урахуванням значно відрізняються. Такі результати пояснюються тим, що хімічні складові мають велику частку в розрахунку ексергетичного ККД. Так само як і без урахування хімічної складової, в зріджувальному режимі для всього циклу ексергетичний ККД вище в порівнянні з рефрижераторним режимом, тобто використовувати у вигляді продукту зріджений гелій більш економічно вигідно, ніж використання холоду в еквівалентному співвідношенні. Ексергетичні ККД ступеню використання ефекту охолодження у всіх випадках було прийнято рівним одиниці.

Дуже різні ексергетичні ККД догрівача у випадках розрахунку циклу з урахуванням хімічної складової і без урахування хімічної складової. Ця різниця обумовлюється тим, що у випадку з урахуванням хімічної складової частка фізичної ексергії дуже мала порівняно з часткою хімічної ексергії. При розрахунку ексергій правильніше враховувати і фізичну та хімічну складові, але на практиці незручно працювати зі значеннями ексергетичного ККД рівними 0,99999. Так що краще, при розрахунку ексергетичного ККД, використовувати тільки фізичну складову. Без урахування хімічної складової значення ексергетичного ККД для догрівача дорівнює нулю, тобто слід звернути увагу на підвищення цього ККД, що теоретично можливо, але в реальних умовах не є практичним у використанні.

## ВИСНОВКИ та ПРОПОЗИЦІЇ

Проведено аналітичний огляд використання ексергетичного методу аналізу для енергетичних установок і кріогенних технологічних процесів, який показав низький рівень використання ексергетичних ККД для оцінки ефективності роботи кріогенних технологічних процесів, як критерію термодинамічної ефективності.

Наведено розрахунки робочих технологічних параметрів основних елементів кріогенної гелієвої установки.

Розглянуто математичну модель повного циклу кріогенної гелієвої установки, яка описує роботу в рефрижераторному та зріджувальному режимах.

Розроблено граф станів термодинамічного розрахунку циклу кріогенної гелієвої установки. Створено програму в програмному середовищі LabVIEW для термодинамічного розрахунку та аналізу кріогенної гелієвої установки для двох режимів та різних способів розрахунку ексергетичного ККД.

Проведені дослідження без урахування хімічної складової показали, що значення ексергетичних ККД циклу та складових його підсистем мало залежать від режиму роботи установки, проте в рефрижераторному режимі значення ексергетичних ККД елементів і ступенів охолодження вище ніж в режимі зрідження, але установка в цілому в режимі зрідження працює більш ефективно.

Виконане дослідження рефрижераторного та зріджувального режимів роботи кріогенної гелієвої установки з урахуванням хімічної складової. Значення ексергетичних показників у такому випадку значно вище ексергетичних ККД елементів, ступенів охолодження і циклу без урахування хімічної складової.

Для догрівача спостерігається зміна ексергетичного ККД у разі врахування хімічної складової. Його ексергетичний ККД теоретично зростає майже до одиниці, на відміну від випадку без урахування хімічної складової, де його ККД дорівнював нулю. Це можна пояснити тим, що при розрахунку ексергетичних ККД хімічна складова ексергії набагато вища за фізичну складову.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1 Бродяньський В. М. Ексергетичний метод термодинамічного аналізу – К.: Енергія, 1973. – 296 с.
- 2 Бродяньський В. М. Термодинамічні основи кріогенної техніки / В. М. Бродяньський, О. М. Семенов – К.: Енергія, 1980. – 448 с.
- 3 Ноздренко Г. В. Визначення ефективності роботи теплофікаційної енергетичної установки // Г. В. Ноздренко, В. М. Гурджіянец, Ю. В. Овчинніков, Ю. І. Шаров – Зб. лаб. робіт., ОДПУ, 1991, с. 42-50.
- 4 Ноздренко Г. В. Розрахунок теплової економічності паротурбінного енергоблока на основі енергетичного та ексергетичного балансів / Г. В. Ноздренко, П. А. Щинніков, Ю. В. Овчинніков – Одеса: ОДПУ, 1997. – 20 с.
- 5 Вичужанін В. В. Ексергетичний метод аналізу ефективності комплексу системи комфортного кондиціонування повітря – Magazine of Civil Engineering, 2016, с. 22-30.
- 6 Кеєзом В. Гелій – К: Видавництво Іноземної Літератури, 1949. – 551 с.
- 7 Капиця П. Л. Фізика і техніка низьких температур – К: Наука, 1989. – 394 с.
- 8 Рисков М. П. Довідник з фізико-технічних основ кріогеніки – К.: Енергоатом, 1985. – 431 с.
- 9 Архаров А. М. Кріогенні системи / А. М. Архаров, І. А. Архаров, В. П. Беляков та ін. – 3-є вид., перероб. і доп. – К.: Машинобудування. – Т. 2. – 1999. – 720 с.
- 10 Бондаренко В. Л. Безмашинні кріогенератори в технологіях отримання рідкісних газів // В. Л. Бондаренко, Ю. М. Симоненко, Н. П. Лосяков – Одеса: ОНАПТ, Наукові праці. – Вип. 35. – Т. 1. – с. 200-205.
- 11 Бондаренко В. Л. Кріогенні технології вилучення рідкісних газів / В. Л. Бондаренко, Ю. М. Симоненко – Одеса: Астропринт, 2013. – 332 с.

12 Симоненко Ю. М. Холодильна техніка та технологія: Кріогенні методи отримання гелію з атмосфери. – Одеса. – Вип №2 (148). – 2014. – с. 64-70.

13 Фастовський Е. Г. Кріогенна техніка / Е. Г. Фастовський, Ю. В. Петровський, А. Е. Ровінський – 2-е вид., перероб. і доп. – К: Енергія – 1974. – 495 с.

14 Leachman W. D. Helium Minerals. – New York: Yearbook, 1989. – p. 503-508.

15 Downie N. A. Industrial gases / N. A. Downie and other // Kluwer Academic Publishers – 1997. – 570 p.

16 Flynn Thomas M. Cryogenic Engineering – 2-d Ed. Rev&Exp. – New York: Marcel Dekker. –2005. – 890 p.

17 Bondarenko V. L. Effect of Xenon-Helium Mixture Separation at Gas Wave Expansion / V. L. Bondarenko, A. M. Arkharov, N. P. Losyakov, Yu. M. Simonenko // Proc. 8 Int. Conf. «Cryogenics 2004». – Prague. – 2004. – p. 166.

18 Timmerhaus K. D. Cryogenic Engineering / Klaus D. Timmerhaus, Richard P. Reed – New York: Springer Science – 2007. – 374 с.

19 Ventura G. The Art of Cryogenics / G. Ventura, L. Risegari – 1-t edition – Oxford: Elsevier – 2008. – 379 с.

20 Haring Heinz-Wolfgang. Industrial Gases Processing – Darmstadt: betzdruck GmbH. – 2008. – 296 с.

21 [Електронний ресурс] <https://www.gep.com/mind/blog/global-helium-shortage-and-its-impact-on-the-buyer-market>

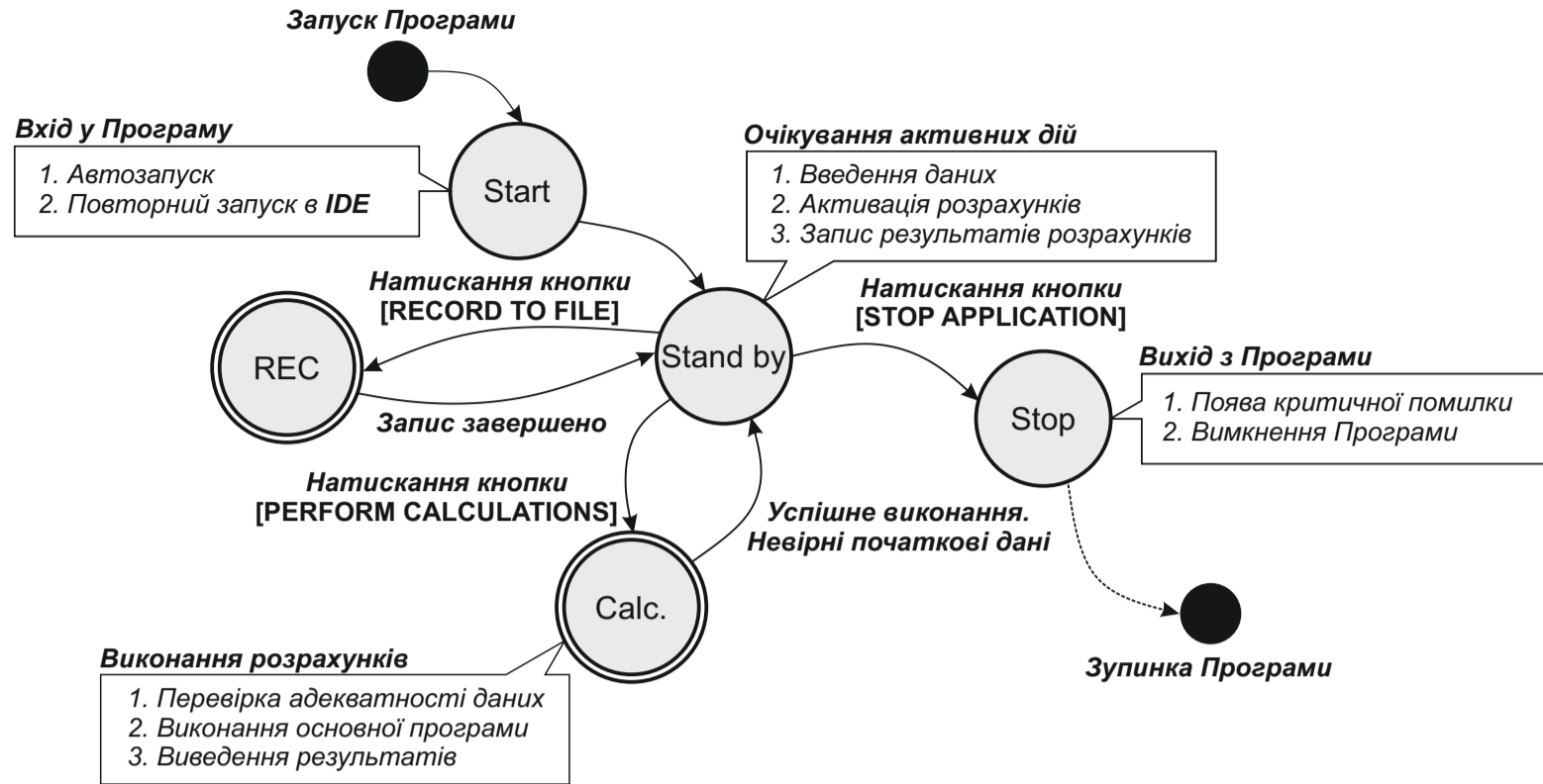
## Додаток А

Параметри рівняння Редліха-Квонга-Вілсона для чистих речовин

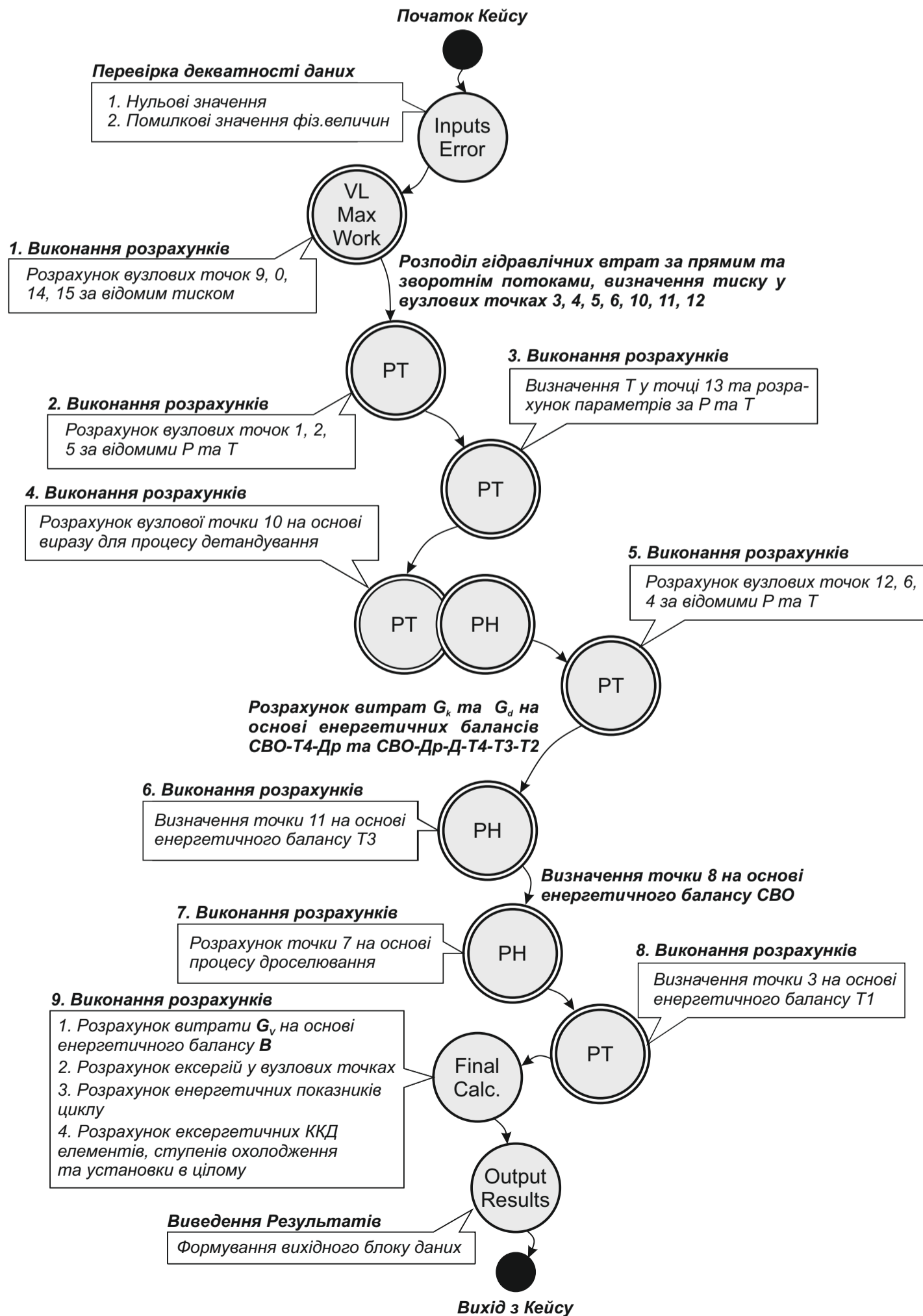
<i>Речовина</i>	<i>Молекулярна маса</i>	<i>T<sub>c</sub>, K</i>	<i>p<sub>c</sub>, МПа</i>	<i>b, дм<sup>3</sup>/моль</i>	<i>k</i>
CH <sub>4</sub>	16.04	190.55	4.65	0.030	1.620
N <sub>2</sub>	28.01	126.25	3.48	0.026	1.644
R <sub>14</sub>	88.00	227.50	3.75	0.044	1.876
H <sub>2</sub>	2.02	33.23	1.30	0.018	1.103
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44.10	370.00	4.27	0.062	1.836
CO <sub>2</sub>	44.01	304.19	7.39	0.030	1.895
O <sub>2</sub>	32.00	154.77	5.10	0.022	1.669
iC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.12	408.13	3.65	0.080	1.894
R <sub>218</sub>	188.02	345.05	2.68	0.093	2.172
R <sub>114</sub>	177.92	418.85	3.28	0.092	2.237
C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	42.08	365.05	4.63	0.057	1.617
AR	39.95	150.86	5.01	0.022	1.554
R <sub>115</sub>	154.47	353.15	3.04	0.084	2.062
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30.07	305.50	4.92	0.045	1.740
R <sub>12</sub>	120.93	384.95	4.14	0.067	1.871
R <sub>11</sub>	137.37	471.15	4.38	0.077	2.039
R <sub>21</sub>	102.92	451.35	4.93	0.066	1.953
R <sub>22</sub>	86.47	369.28	4.99	0.053	1.961
R <sub>23</sub>	70.02	299.45	4.98	0.043	2.064
R <sub>142</sub>	100.50	409.60	4.20	0.070	1.998
R <sub>13</sub> B <sub>1</sub>	148.93	340.05	3.96	0.062	1.872
R <sub>143</sub>	84.04	344.25	3.74	0.066	2.054
R <sub>13</sub>	104.47	302.28	3.91	0.056	1.930
Ne	20.18	44.40	2.66	0.012	1.478
Xe	131.30	289.70	5.84	0.036	1.578
C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	28.05	282.51	5.03	0.040	1.773
He <sub>4</sub>	4.00	5.20	0.22	0.017	0.993
nC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.12	425.16	3.80	0.081	1.918
R <sub>152a</sub>	66.05	386.70	4.50	0.062	2.049
NH <sub>3</sub>	17.05	405.55	11.31	0.026	1.645
RC <sub>318</sub>	200.04	388.15	2.80	0.100	2.254
R <sub>12</sub> B <sub>1</sub>	165.40	427.15	4.23	0.073	1.949
SF <sub>6</sub>	146.05	318.70	3.86	0.059	2.000
R <sub>113</sub>	187.39	487.25	34.17	0.010	2.231
iC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72.15	461.00	3.33	0.100	2.131
R <sub>32</sub>	52.01	351.55	5.64	0.045	2.091

## Додаток Б

### Загальний граф станів Програми



### Граф станів внутрішнього кейсу Calc.



# Додаток В

## Структурна схема Програми

