

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



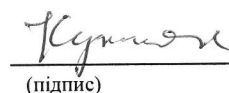
"12" 12 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "магістр"

на тему: *Дослідження параметрів енергетичної установки потужністю 100 МВт, виконаної за циклом Аллама*

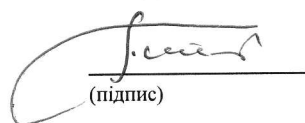
Виконав:

студент групи 6231м

 Кутняк І.В.
(підпис)

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент

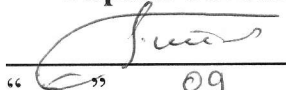
 Патлайчук В.М.
(підпис)

Миколаїв – 2023 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра _____ турбін _____
Спеціальність _____ 142 "Енергетичне машинобудування" _____
Освітня програма _____ "Газотурбінні установки і компресорні станції" _____

ЗАТВЕРДЖУЮ
Гарант освітньої програми


" 09 " _____ 2023 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти "магістр"

Студенту _____ Кутняку Ігорю Віталійовичу _____

1. Тема роботи:

"Дослідження параметрів енергетичної установки потужністю 100 МВт, що працює за циклом Аллама"

Керівник роботи: _____ канд. техн. наук, доцент Патлайчук В.М. _____

Затверджені наказом ректора № _____ від « _____ » _____ 2023 року

2. Термін подання роботи: _____ 8.12.2023 року _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) _____

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів)

4.1. Аналіз конструкції та принципу дії установки, що працює за циклом Аллама

4.1.1. Енергетичні установки, що працюють на чистому кисні

4.1.2. Енергетична установка, виконана за циклом Аллама

4.1.3. Використання вуглекислого газу

4.2. Розробка математичної моделі енергетичної установки

4.2.1. Моделювання окремих процесів

4.2.2. Розрахунок ефективності енергетичної установки

4.2.3. Перевірка адекватності математичної моделі енергетичної установки

4.3. Дослідження параметрів енергетичної установки

4.3.1. Розрахунок параметрів при тиску в камері згоряння 20...40 МПа

4.3.2. Аналіз одержаних результатів

4.4. Охорона праці

4.4.1. Організація безпечної експлуатації та ремонту обладнання під тиском

4.4.2. Технічний огляд та введення в експлуатацію обладнання під тиском

5. Консультанти розділів роботи

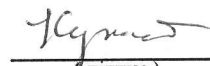
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

6. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

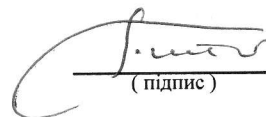
№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів	Примітка
1	Енергетичні установки, що працюють на чистому кисні	07.09.2023	
2	Енергетична установка, виконана за циклом Аллама	14.09.2023	
3	Розробка математичної моделі енергетичної установки	21.09.2023	
4	Моделювання окремих процесів	28.09.2023	
5	Розрахунок ефективності енергетичної установки	05.10.2023	
6	Перевірка адекватності математичної моделі енергетичної установки	12.10.2023	
7	Дослідження параметрів енергетичної установки	19.10.2023	
8	Розрахунок параметрів при тиску в камері згоряння 20...40 МПа	26.10.2023	
9	Аналіз одержаних результатів	03.11.2023	
10	Охорона праці	10.11.2023	
11	Оформлення роботи та подання її до захисту	08.12.2023	

Студент


 (підпис)

Кутняк І.В.

Керівник роботи


 (підпис)

Патлайчук В.М.

АНОТАЦІЯ

У роботі виконані дослідження параметрів енергетичної установки потужністю 100 МВт, що працює за циклом Аллама. Послідовно освітлені наступні питання: аналіз енергетичних установок, що працюють на чистому кисні; аналіз конструкції та принципу дії енергетичної установки, що працює за циклом Аллама; розробка математичної моделі енергетичної установки; розрахунок ефективності енергетичної установки; перевірка адекватності математичної моделі установки; розрахунок параметрів установки при змінному тиску в камері згоряння; аналіз одержаних результатів; аналіз питань охорони праці при експлуатації обладнання під тиском.

Ключові слова: газотурбінна установка; електростанція; ефективність; витрата палива; тепловий розрахунок; габаритний розрахунок.

ABSTRACT

The work has investigated the parameters of a 100 MW power plant operating on the Allam cycle. The following issues have been consistently addressed: analysis of power plants operating on pure oxygen; analysis of the design and principle of operation of a power plant operating on the Allam cycle; development of a mathematical model of a power plant; calculation of the efficiency of a power plant; verification of the adequacy of the mathematical model of the plant; calculation of the plant parameters at variable pressure in the combustion chamber; analysis of the results obtained; analysis of occupational safety issues during the operation of equipment under pressure.

Keywords: gas turbine plant; power plant; efficiency; fuel consumption; thermal calculation; overall calculation.

					КР.142.6231м.08.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ	5
1. Аналіз конструкції та принципу дії енергетичної установки, виконаної за циклом Аллама	7
1.1. Енергетичні установки, що працюють на чистому кисні	8
1.2. Енергетична установка, виконана за циклом Аллама	9
1.3. Використання вуглекислого газу	24
2. Розробка математичної моделі енергетичної установки	26
2.1. Установка розділення повітря	31
2.2. Подача кисню до камери згоряння	39
2.3. Подача природного газу до камери згоряння	41
2.4. Підігрів робочого тіла в камері згоряння	42
2.5. Розширення газу в турбіні	44
2.6. Охолодження випускних газів в регенераторі та охолоджувальній системі	46
2.7. Відокремлення крапель води	47
2.8. Підвищення тиску вуглекислого газу в компресорі	49
2.9. Охолодження вуглекислого газу в охолоджувальній системі та підвищення тиску у насосі	52
2.10. Поділ вуглекислого газу на потоки та підігрів у регенераторі .	54
2.11. Розрахунок ефективності енергетичної установки	56
2.12. Перевірка адекватності математичної моделі енергетичної установки	59
3. Дослідження параметрів енергетичної установки	62
3.1. Розрахунок параметрів при тиску в камері згоряння 20 МПа ...	63
3.2. Розрахунок параметрів при тиску в камері згоряння 30 МПа ...	76
3.3. Розрахунок параметрів при тиску в камері згоряння 40 МПа ...	89

					КР.142.6231м.08.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4. Аналіз одержаних результатів	102
4. Охорона праці	108
4.1. Організація безпечної експлуатації та ремонту обладнання під тиском	109
4.2. Технічний огляд та введення в експлуатацію обладнання під тиском	117
Висновки	125
Список використаних джерел	127

					КР.142.6231м.08.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Актуальність теми. В останні роки у зв'язку із загальною тенденцією до зменшення викидів вуглекислого газу до атмосфери набувають розвитку енергетичні установки, в яких спалювання палива відбувається не в традиційному середовищі атмосферного повітря, а в середовищі чистого кисню. Висока ефективність подібних установок та повна відсутність будь-яких викидів від них в атмосферу створює гарні перспективи для їх використання в енергетиці. З цієї причини розробка та удосконалення таких установок становить в даний час суттєвий науковий та практичний інтерес.

Метою роботи є дослідження параметрів енергетичної установки потужністю 100 МВт, виконаної за термодинамічним циклом Аллама.

Відповідно до поставленої мети **були вирішені такі завдання:**

- аналіз енергетичних установок, що працюють на чистому кисні;
- аналіз конструкції та принципу дії енергетичної установки, що працює за циклом Аллама;
- розробка математичної моделі енергетичної установки;
- розрахунок ефективності енергетичної установки;
- перевірка адекватності математичної моделі установки;
- розрахунок параметрів установки при змінному тиску в камері згоряння;
- аналіз одержаних результатів;
- аналіз питань охорони праці при експлуатації обладнання під тиском.

Об'єкт дослідження – енергетична установка потужністю 100 МВт, виконана за термодинамічним циклом Аллама.

Предмет дослідження – технічні параметри енергетичної установки та особливості її експлуатації.

					КР.142.6231м.08.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Метод дослідження – розробка конструкції, математичне моделювання та визначення ефективності енергетичної установки, виконаної за термодинамічним циклом Аллама, та складових її частин.

					КР.142.6231м.08.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					КР.142.6231м.08.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Аналіз конструкції та принципу дії енергетичної установки, виконаної за циклом Аллама	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Кутняк І.В.							
Керівник	Патлайчук В.М.							
						НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.							

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ТА ПРИНЦИПУ ДІЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ, ВИКОНАНОЇ ЗА ЦИКЛОМ АЛЛАМА

В останні роки у зв'язку із загальним трендом до декарбонізації енергогенеруючих потужностей (тобто до зменшення викидів від них вуглекислого газу до атмосфери) набувають розвитку дослідження енергетичних установок, в яких спалювання палива відбувається не в традиційному середовищі атмосферного повітря, а в середовищі чистого кисню. Випускні гази від таких установок складаються майже на 100% з вуглекислого газу (CO_2) та водяної пари (H_2O).

Дослідники відзначають такі переваги енергетичних установок на чистому кисні перед традиційними:

- складові випускних газів конденсуються, що робить можливим їх компресійне розділення;
- випускні гази – це переважно CO_2 , придатний для подальшого уловлювання;
- маса та об'єм продуктів згоряння зменшуються приблизно на 75%;
- розмір обладнання для очищення випускних газів можна зменшити на 75%;
- оскільки об'єм випускних газів зменшується, з цими газами втрачається менше тепла;

– тепло конденсації можна уловлювати та використовувати повторно, а не втрачати з випускними газами;

– через відсутність в окиснюючій речовині азоту генерація оксидів азоту при спалюванні палива мінімізується;

– якщо паливо містить сірку, сірчану кислоту можна відновити, а не викидати як небезпечний забруднювач навколишнього середовища або "втрачати" під час десульфурації випускних газів.

Технічно установки на чистому кисні набагато складніші, ніж традиційні. З економічної точки зору собівартість генерації такої електричної енергії буде набагато більшою.

Основною проблемою в таких установках є отримання чистого кисню. Для цього потрібні спеціальні установки з розділення повітря і на технологічні процеси цих установок може витрачатися до 15% від загальної кількості генеруємої електричної енергії.

Різновидом енергетичної установки на чистому кисні є установка, виконана за термодинамічним циклом Аллама, яка в даний час ще проходить експериментальні дослідження.

1.2. ЕНЕРГЕТИЧНА УСТАНОВКА, ВИКОНАНА ЗА ЦИКЛОМ АЛЛАМА

Цикл Аллама або цикл Аллама-Фетведта — це процес перетворення вуглецевого палива на теплову енергію з уловлюванням утвореного вуглекислого газу та води. Цей цикл нульових викидів було підтверджено на випробувальному об'єкті тепловою потужністю 50 МВт, що живиться природним газом, у Ла-Порте, штат Техас, у травні 2018 року.

Дане промислове підприємство належить і управляється "NET Power LLC", приватною компанією з ліцензування технологій. "NET Power" у свою чергу належить компаніям "Constellation Energy Corporation", "Occidental Petroleum

Corporation (Oxy) Low Carbon Ventures", "Baker Hughes Company" і "8 Rivers Capital". Саме остання з них і володіє патентами на цю технологію.

Ключові винахідники, що стоять за цим процесом, — англійський інженер Родні Джон Аллам (рис. 1.1), американський інженер Джеремі Ерон Фетведт, американський вчений доктор Майлз Р. Палмер та американський бізнесмен і новатор Г. Вільям Браун-молодший. Цикл Аллама-Фетведта був визнаний журналом "MIT Technology Review" у списку 10 проривних технологій 2018 року.

Автори циклу Аллама відзначають у своїх роботах, що будівництво нових вугільних електростанцій або дообладнання існуючих вугільних електростанцій технологією уловлювання вуглекислого газу є економічно непривабливим. Обладнання парогазових установок системами уловлювання та зберігання вуглекислого газу (carbon capture and storage, CCS) ще важче виправдати.

Високі капітальні витрати в поєднанні зі зниженням ефективності процесу захоплення на електростанції наразі виявилися головним каменем спотикання в комерційному розгортанні електростанцій із CCS.

Рішення, яке серйозно розроблялося протягом останніх років, базується на створенні таких ключових компонентів як новий тип турбіни та камери згоряння.

Турбіна та камера згоряння, розроблені та виготовлені на замовлення японською компанією "Toshiba", по суті поєднують технології газової та парової турбін, з потенціалом для створення енергетичної установки з:

- ККД близько 59% (LHV) при роботі на природному газі;
- ККД 51-52% (LHV) при роботі на газифікованому вугіллі (синтетичний газ);
- повне 100% уловлювання CO₂ при робочому тиску 30 МПа без будь-якого зниження ефективності.

3 2012 року "Toshiba" разом із "NET Power", "CB&I", "Exelon" і "8 Rivers Capital" розробляла нову турбіну та камеру згоряння для нового енергетичного циклу CO₂. У 2014 році п'ять компаній уклали угоди щодо будівництва

демонстраційної енергетичної установки електричною потужністю 25 МВт (тепловою потужністю 50 МВт) у Техасі (рис. 1.2 та 1.3).



Рис. 1.1. Родні Джон Аллам

Инов. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

A wide-angle shot of a large industrial facility, likely a natural gas processing plant. The scene is dominated by a complex network of silver-colored metal pipes, structural steel beams, and large cylindrical storage tanks. In the foreground, a worker wearing a white hard hat and dark clothing stands near a grey electrical control cabinet. To the left, there are several yellow plastic safety barriers and a white IBC (Intermediate Bulk Container) with a black hazard label. The ground is covered in gravel. In the background, more industrial structures and flags are visible under a cloudy sky. The overall tone is industrial and functional.

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

надкритичного CO₂), яка мала чіткий особливий підхід до вирішення проблеми більш чистого спалювання викопного палива.

Замість того, щоб намагатися «лагодити» електростанції з надкритичним вугіллям, IGCC (комбінований цикл інтегрованої газифікації) або електростанції комбінованого циклу на природному газі, компанія "8 Rivers" з нуля подумала про розробку системи на основі викопного палива, яка досягає бажаного кінцевого результату. Цикл виробляє готовий до транспортування трубопроводом CO₂ і не викидає його в повітря без зниження ефективності установки або збільшення витрат.

У 2009 році Родні Аллам, колишній керівник відділу технологічних розробок у "Air Products", приєднався до компанії для роботи над новим термодинамічним циклом, завдяки якому всі процеси контролюються з самого початку.

1.2.2. Опис процесу

Цикл не є парогазовим. Натомість він використовує особливі термодинамічні властивості вуглекислого газу як робочої рідини, усуваючи втрати енергії, які виникають у парових циклах через тепло випаровування та конденсації (рис. 1.4 та 1.5).

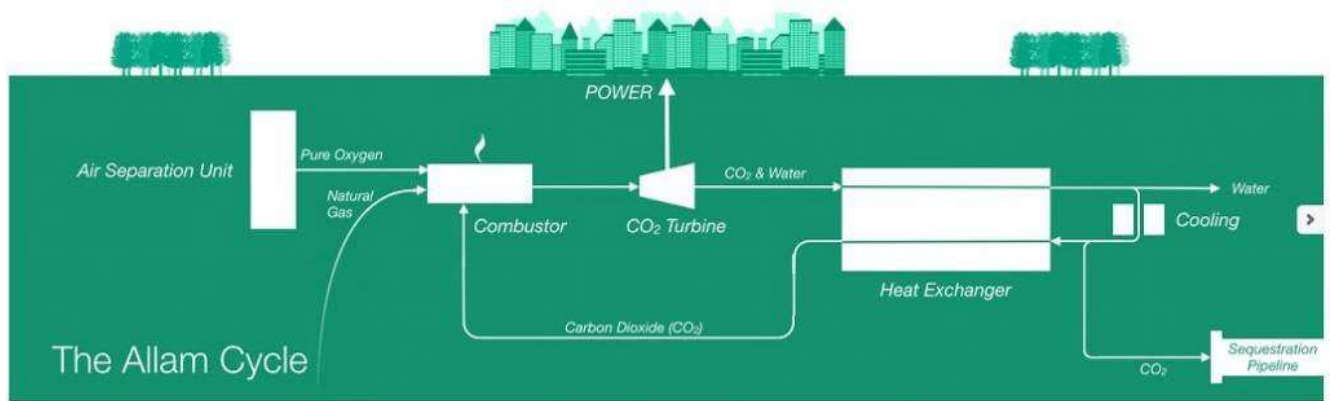


Рис. 1.4. Схема установки на основі цикла Аллама

За словами компанії, цикл Аллама (названий на честь свого головного винахідника) виключає паровий цикл Ранкіна з процесу та покращує простіший і

Подпись и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подпись и дата	Инв. № подл.	КР.142.6231м.08.ПЗ					Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

ефективніший цикл Брайтона. Цикл Аллама спалює природний або синтетичний газ (отриманий із системи газифікації вугілля) чистим киснем (кисневе спалювання), на відміну від спалювання газу повітрям (рис. 1.6 та 1.7).

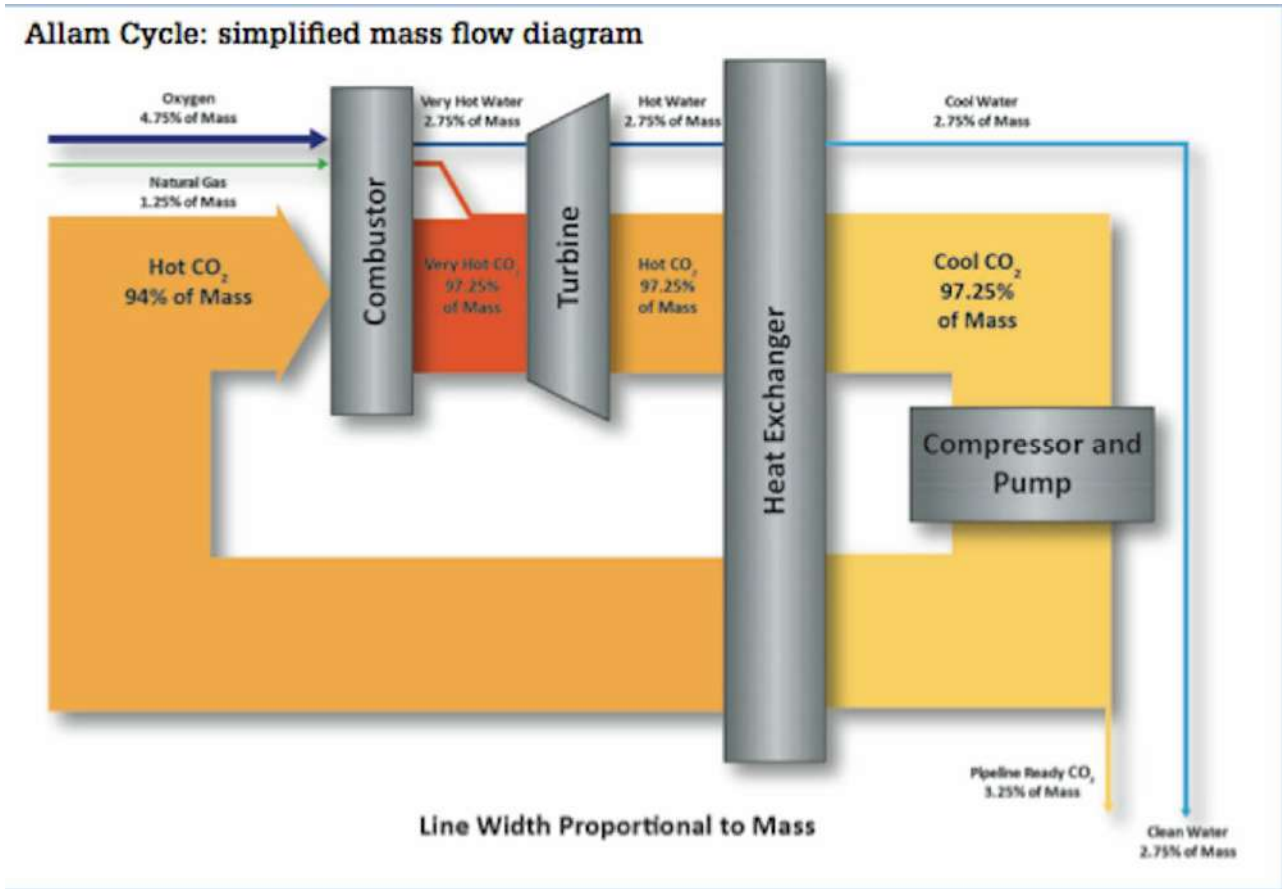


Рис. 1.5. Спрощена діаграма витрат робочого тіла

Після розширення у турбіні, подібного до циклу Брайтона, CO₂ повертається назад до початку циклу в процесі високої рекуперації. Система усуває дорогі компоненти парового циклу та уникає неефективності традиційних циклів Ренкіна.

Цей процес генерує відносно чистий потік вуглекислого газу під високим тиском і трохи води, одночасно значно зменшуючи або усуваючи інші забруднюючі речовини, такі як NO_x. При дуже високому тиску CO₂ демонструє більшу щільність енергії та продуктивність, що дозволяє циклу досягати надзвичайно високої ефективності.

Робоча рідина розширюється через турбіну, яка має тиск на вході в діапазоні від 20 до 40 МПа і міру зниження тиску між 6 і 12. Потім вона охолоджується через теплообмінник-регенератор, і H₂O відокремлюється від неї для створення

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Рис. 1.5. Спрощена діаграма витрат робочого тіла Після розширення у турбіні, подібного до циклу Брайтона, CO₂ повертається назад до початку циклу в процесі високої рекуперації. Система усуває дорогі компоненти парового циклу та уникає неефективності традиційних циклів Ренкіна. Цей процес генерує відносно чистий потік вуглекислого газу під високим тиском і трохи води, одночасно значно зменшуючи або усуваючи інші забруднюючі речовини, такі як NO_x. При дуже високому тиску CO₂ демонструє більшу щільність енергії та продуктивність, що дозволяє циклу досягати надзвичайно високої ефективності. Робоча рідина розширюється через турбіну, яка має тиск на вході в діапазоні від 20 до 40 МПа і міру зниження тиску між 6 і 12. Потім вона охолоджується через теплообмінник-регенератор, і H₂O відокремлюється від неї для створення				
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.6231м.08.ПЗ				Лист

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата



Важливим фактором у досягненні високого ККД циклу є використання високої температури на вході в турбіну. Ця температура, однак, обмежена максимально допустимою температурою вихлопних газів турбіни, які надходять безпосередньо в теплообмінник-регенератор.

Supercritical CO₂ Allam Cycle (Coal Syngas Fuel). The coal is gasified using a conventional partial oxidation gasifier. After going through several clean-up stages the clean syngas can be sent directly into the supercritical CO₂ combustor.

The diagram illustrates the integrated process of coal gasification and supercritical CO₂ power generation. Key components and flows include:

- Air Separation Unit (ASU):** Provides Oxygen and N₂.
- Coal Dryer:** Receives Coal and N₂, producing N₂ and H₂O.
- Lock Hopper:** Feeds coal into the Gasifier.
- Gasifier:** Uses Oxygen and H₂O to produce syngas. It also receives Moderating H₂O or CO₂ and recycles Low-Grade Heat Recovery.
- Water Scrub:** Removes H₂O w/Impurities for Blackwater Treatment.
- HX (Heat Exchanger):** Recycles heat from the GAC.
- GAC (Gas Adsorption Column):** Cleans the syngas.
- Syngas Compressor:** Increases syngas pressure for the combustor.
- Zeus Combustor:** Combines cleaned syngas with CO₂ Recycle Flow.
- Turbine:** Generates Power from the combustion.
- Heat Exchanger:** Recycles heat from the CO₂ stream.
- CO₂ Compressor:** Compresses CO₂ for the combustor and pipeline.
- Water Separator:** Separates H₂O, H₂SO₄, and HNO₃ from the CO₂ stream.
- CO₂ Drive Gas:** Recycled back into the system.
- High Pressure CO₂ for Pipeline:** Final product of the cycle.

Рис. 1.7. Теплова схема установки, що працює на синтез-газі

Таким чином, робоча температура на гарячому кінці регенератора знаходиться в діапазоні від 700°C до 750°C. Це призводить до типового обмеження температури на вході в турбіну в діапазоні від 1100°C до 1200°C.

1.2.3. Турбіна і камера згоряння

Турбіна та камера згоряння є новими частинами обладнання для цього циклу, і їх розробка включає поєднання технологій газової та парової турбін.

Температура на вході турбіни в цикл невисока для газових турбін, але дуже висока для парових турбін. Подібним чином тиск у цьому циклі не перевищує тиск у вдосконалених парових турбінах, але він надзвичайно високий для газових турбін. Камера згоряння розроблена таким чином, щоб справлятися з тиском газу

30 МПа, що більш ніж у 10 разів перевищує тиск газу, який використовується в звичайних газових турбінах.

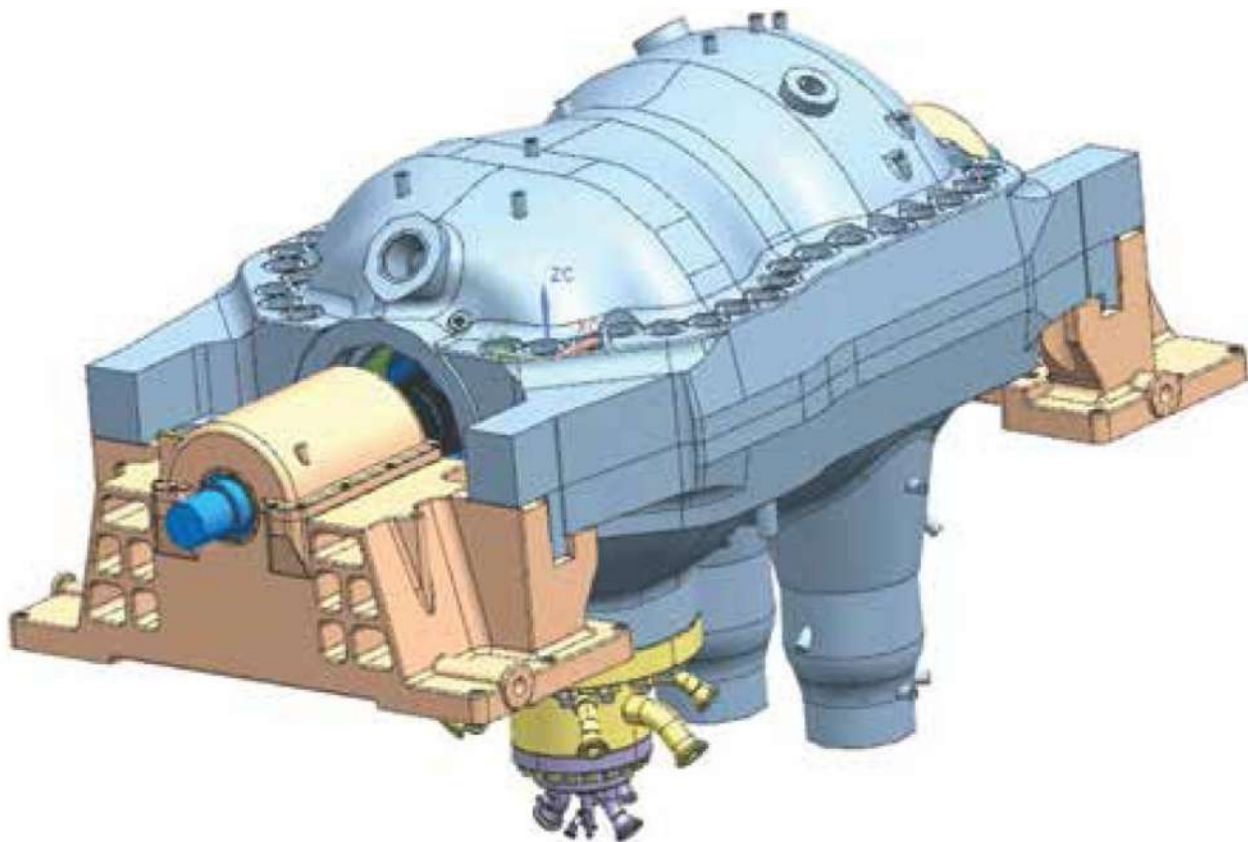


Рис. 1.8. Модель турбіни

Турбіна (рис. 1.8 та 1.9): при розробці турбіни "Toshiba" максимально використала перевірену технологію. Вона також розробила промислову турбіну потужністю 250-300 МВт (500 МВт) і зменшила її для створення демонстраційної установки потужністю 25 МВт (50 МВт). Це, за їх словами, зменшить ризики та скоротить час розробки повномасштабної машини.

Хідео Номото, головний науковий співробітник "Toshiba", говорив: «Важко оцінити, наскільки ми можемо прискорити розвиток. Проте зменшена турбіна є необхідним кроком для зменшення ризику науково-дослідних розробок і демонстрації нашим майбутнім клієнтам, що ця технологія є реалістичною та перспективною».

Инв. № подл.	Подпись и дата				КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист
	Инв. № дубл.					
	Взам. инв. №					
	Подпись и дата					
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Турбіна (рис. 1.8 та 1.9): при розробці турбіни "Toshiba" максимально використала перевірену технологію. Вона також розробила промислову турбіну потужністю 250-300 МВт (500 МВт) і зменшила її для створення демонстраційної установки потужністю 25 МВт (50 МВт). Це, за їх словами, зменшить ризики та скоротить час розробки повномасштабної машини.

Хідео Номото, головний науковий співробітник "Toshiba", говорив: «Важко оцінити, наскільки ми можемо прискорити розвиток. Проте зменшена турбіна є необхідним кроком для зменшення ризику науково-дослідних розробок і демонстрації нашим майбутнім клієнтам, що ця технологія є реалістичною та перспективною».

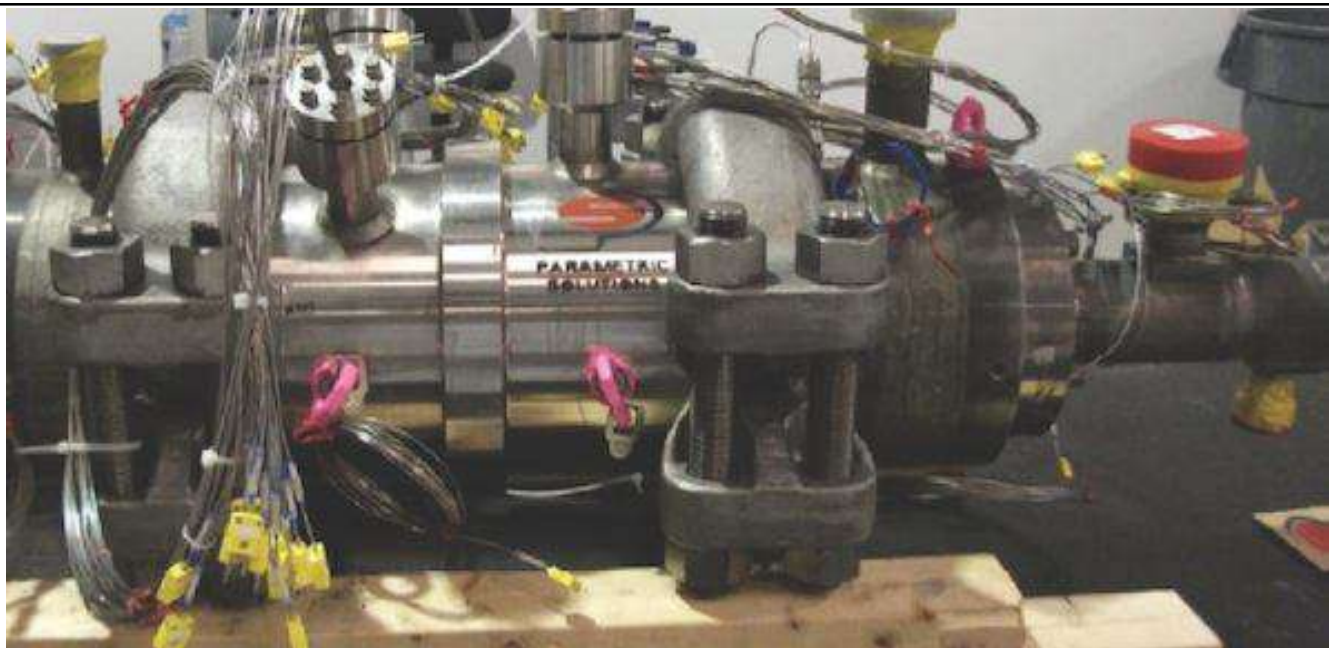


Рис. 1.9. Зовнішній вигляд турбіни

Описуючи основи конструкції турбіни, Номото сказав: «Найпростіший спосіб описати турбіну полягає в тому, що нам потрібна лише одна турбіна високого тиску для цього циклу. Оскільки тиск на випускній частині турбіни становить 3 МПа, нам не потрібні частини середнього або низького тиску. На вугільній електростанції парова турбіна складається з секцій високого тиску, середнього тиску і низького тиску. На установці комбінованого циклу є газова турбіна та парова турбіна також з секціями високого, середнього та низького тисків».

Розроблена турбіна має структуру з подвійною оболонкою (зовнішній корпус і внутрішній корпус), що є технологією паротурбобудування, яка служить для утримання високого тиску в системі. Простір між внутрішнім і зовнішнім корпусами буде заповнено потоком охолоджуючого вуглекислого газу, який витягується з нижньої температури установки.

Технологія охолодження дозволяє створювати зовнішній корпус і більші внутрішні корпуси за допомогою лиття CrMoV. Матеріал на основі нікелю використовується для меншого внутрішнього корпусу, який охоплює зону вихлопу, де температура перевищує 700°C і застосовується помірне охолодження.

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	КР.142.6231м.08.ПЗ Лист					
						Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

На додаток до використання зварного ротора, конструкція турбіни передбачає використання технології охолодження. Охолоджуючий CO₂ подається на ротор. Цей охолоджуючий потік розподіляється на кожному ступені через ротор, який захищає як соплові, так і робочі лопатки.

Плівкове охолодження (яке зазвичай використовується для високотемпературних газових турбін) не потрібне, оскільки температура на вході не надто висока порівняно з існуючими газовими турбінами, а також тому, що коефіцієнт теплопередачі охолоджуючого потоку дуже високий, що робить просте конвекційне охолодження дуже ефективним.

Камера згоряння: процес згоряння в цьому циклі має вирішальне значення, оскільки робоча рідина та тиск відрізняються від типових промислових газових турбін. Основними характеристиками цієї камери згоряння є:

- мінімальні викиди NO_x через використання кисню, а не повітря;
- температура не така висока, як у існуючих камерах згоряння для промислових газових турбін;
- тиск набагато вищий, ніж в існуючих камерах згоряння.

Останні розробки камер згоряння для промислових газових турбін були зосереджені на зменшенні викидів NO_x. Ці зусилля призвели до використання спалювання попередньо підготованої суміші, при якому паливо змішується з повітрям перед згорянням для забезпечення нижчої температури згоряння. Недоліком попереднього змішування є те, що воно викликає вібраційні коливання системи через нестабільність полум'я.

Цикл Аллама має перевагу в цьому відношенні, оскільки він усуває NO_x, одночасно дозволяючи прийняти більш просте та стабільніше дифузійне горіння. Система також може використовувати перевірену технологію охолодження, таку як зворотне конвекційне охолодження, завдяки помірній температурі згоряння та високій охолоджувальній здатності та наявності вуглекислого газу.

"Toshiba" проводила випробування високого тиску камери згоряння Allam Cycle, зменшеної у співвідношенні 1:5. У 2013 році під час випробувань на

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	КР.142.6231м.08.ПЗ					Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

установці було досягнуто номінального тиску 30 МПа. Відтоді компанія заявляє, що продовжила випробування, щоб отримати широкий спектр робочих даних.

1.2.4. Ефективність

Великою перевагою циклу в порівнянні з надкритичними вугільними установками та установками комбінованого циклу є ефективність, особливо з урахуванням уловлювання вуглецю.

"NET Power" та її партнери провели розрахунки ефективності циклу, які демонструють, що цільова ефективність природного газу є конкурентоспроможною з поточними технологіями CCGT, які не використовують уловлювання CO₂ (рис. 1.10)

Natural gas fired CO ₂ cycle. Allam Cycle is expected to deliver 58-59% net efficiency (LHV) on natural gas fuel including 100% CO ₂ capture at 300 bar.		
Design Parameter	Gas HHV	Gas LHV
Gross efficiency	74.65%	82.70%
CO ₂ compressor power	-10.47%	-11.60%
Plant parasitic power	-11.01%	-12.20%
Net Efficiency	53.170%	58.90%
Source: Toshiba, December 2014		

Рис. 10. Очікувані параметри установки, що працює на природному газі

Розрахунки циклу Аллама, що працюють на вугіллі, демонструють вищу ефективність порівняно з традиційними надкритичними технологіями пилувугільного вугілля та IGCC, які не використовують уловлювання CO₂ (рис. 1.11).

Номото зазначив: «Ефективність ультранадкритичної вугільної станції знаходиться в районі 42-43% (HHV). Нинішні установки IGCC мають майже таку саму ефективність, а майбутні установки IGCC планують досягти 49%, хоча це може спричинити деякі технічні труднощі. Це без уловлювання CO₂ в усіх

Инов. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата

випадках. Цей новий цикл дозволить досягти 51-52% на синтез-газі зі 100% захопленням вуглекислого газу.

Coal based syngas fired CO₂ cycle. Allam Cycle is expected to deliver 51-52% net efficiency (LHV) on coal gasification fuel including 100% CO ₂ capture at 300 bar.		
Design Parameter	Syngas HHV	Syngas LHV
Gross efficiency	71.12%	74.91%
CO ₂ compressor power	-10.25%	-10.78%
Plant parasitic power	-11.99%	-12.69%
Net efficiency	48.88%	51.44%
Source: Toshiba, December 2014		

Рис. 11. Очікувані параметри установки, що працює на синтез-газі

Очікується також подальше підвищення ефективності, оскільки температура на вході в турбіну і, отже, на виході збільшуються вище поточного рівня 1150°C.

«Вхідний отвір теплообмінника-регенератора є точкою обмеження температури для конструкцій циклу "NET Power". Ця температура не дуже висока, оскільки ми дотримувалися консервативного підходу і не хочемо використовувати нові матеріали для регенератора», — сказав Номото. «Але ми можемо підвищити температуру на вході та підвищити ефективність, якщо захочемо використовувати нові матеріали в майбутньому».

Підвищення ефективності установки розділення повітря та компресорів, двох найбільших паразитних навантажень для системи, які були включені в усі розрахунки ефективності, ще більше підвищить загальну ефективність системи. У розробці знаходиться кілька технологій, які можуть значно покращити цей аспект роботи енергетичної установки.

1.2.5. Економіка

Консорціум компаній припускає, що новий цикл матиме порівняльні або нижчі капітальні витрати порівняно з парогазовими установками, пиловугільними

Инов. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	КР.142.6231м.08.ПЗ					Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

установками та IGCC, оскільки більшість обладнання, пов'язаного зі звичайними технологіями, може бути вилучено (рис. 1.12 та 1.13).



Рис. 1.12. Візуалізація демонстраційної установки

Наприклад, можна усунути всі парові елементи системи комбінованого циклу, включаючи парогенератор з рекуперацією тепла, труби головного пара, трубопроводи повторного нагріву пари, колектори пари та всю триступеневу (НР, ІР, LР) парову турбіну.

Натомість система "NET Power" включає компоненти, які не входять до стандартних установок з комбінованим циклом, включаючи, зокрема, регенератор і установку поділу повітря.

Через високий тиск система здатна використовувати менші компоненти і, таким чином, матиме меншу загальну площу, ніж установки з аналогічною вихідною потужністю (рис. 1.14). Крім того, завдяки характеристикам замкнутого киснево-паливного циклу "NET Power" можна уникнути багатьох систем контролю викидів і компонентів, необхідних для звичайних енергетичних установок, які працюють на викопному паливі.

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	КР.142.6231м.08.ПЗ Лист
Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	

Наприклад, можна усунути всі парові елементи системи комбінованого циклу, включаючи парогенератор з рекуперацією тепла, труби головного пара, трубопроводи повторного нагріву пари, колектори пари та всю триступеневу (НР, ІР, LP) парову турбіну.

Натомість система "NET Power" включає компоненти, які не входять до стандартних установок з комбінованим циклом, включаючи, зокрема, регенератор і установку поділу повітря.

Через високий тиск система здатна використовувати менші компоненти і, таким чином, матиме меншу загальну площу, ніж установки з аналогічною вихідною потужністю (рис. 1.14). Крім того, завдяки характеристикам замкнутого киснево-паливного циклу "NET Power" можна уникнути багатьох систем контролю викидів і компонентів, необхідних для звичайних енергетичних установок, які працюють на викопному паливі.



Рис. 1.13. Компонування обладнання енергетичної установки

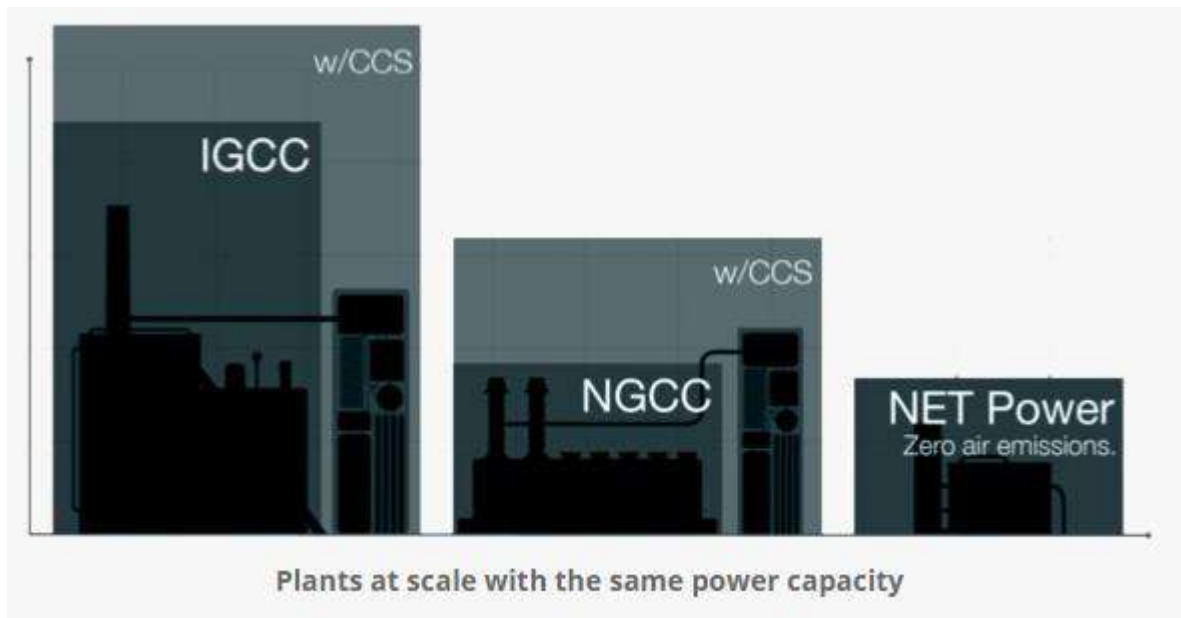


Рис. 1.14. Порівняння габаритів різних типів енергетичних установок:
 IGCC – парогазові установки з газифікацією вугілля; NGCC – парогазові установки на природному газі; NET Power – установка Аллама

Инв. № подл.	Подпись и дата
Взам. инв. №	Инв. № дубл.
Подпись и дата	Подпись и дата

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.08.ПЗ

Лист

Основні компоненти повномасштабної комерційної установки природного газу "NET Power" можна попередньо зібрати, що призведе до зниження витрат на будівництво та скорочення графіка будівництва порівняно з існуючими системами подібного розміру.

"NET Power" стверджує, що економіка такої енергетичної установки буде ще привабливішою, якщо CO₂ буде використовуватися для підвищення видобутку нафти, газу або в різноманітних промислових процесах.

1.3. ВИКОРИСТАННЯ ВУГЛЕКИСЛОГО ГАЗУ

Особливістю функціонування установок з використанням кисню (у тому числі і установки, заснованої на циклі Аллама) є постійне виробництво очищеного та підготованого до транспортування вуглекислого газу. Вуглекислий газ в даному випадку не є продуктом, який викидається до атмосфери або уловлюється за допомогою спеціальних систем (CCS). Ця речовина може бути транспортована та корисно використана в промисловості або інших галузях господарства.

Розглянемо основні галузі використання вуглекислого газу.

У харчовій промисловості вуглекислота використовується як консервант і розпушувач, що позначається на упаковці кодом E290.

У кріохірургії CO₂ використовується як одна з основних речовин для кріоабляції новоутворень.

Рідка вуглекислота широко застосовується в системах пожежогасіння та вогнегасниках. Автоматичні вуглекислотні установки для пожежогасіння розрізняються за системами пуску, які бувають пневматичними, механічними або електричними.

При спорудженні московського метро в XX столітті рідка вуглекислота використовувалася для заморожування ґрунту.

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ					Лист

Вуглекислий газ використовується для газування лимонаду, газованої води та інших напоїв. Вуглекислий газ використовується також як захисне середовище при зварюванні дротом, але при високих температурах відбувається його розпад з виділенням кисню. Кисень, що виділяється, окислює метал. У зв'язку з цим доводиться у зварювальний дріт вводити розкислювачі, такі як марганець та кремній. Іншим наслідком впливу кисню, також пов'язаного з окисленням, є різке зниження поверхневого натягу, що призводить, серед іншого, до більш інтенсивного розбризкування металу, ніж при зварюванні в інертному середовищі.

Вуглекислота в балончиках застосовується в пневматичній зброї (в газобалонній пневматиці) і як джерело енергії для двигунів в авіамоделюванні.

Зберігання вуглекислоти у сталевому балоні у зрідженому стані вигідніше, ніж у вигляді газу. Вуглекислота має порівняно низьку критичну температуру +31°С. У стандартний 40-літровий балон заливають близько 20 кг зрідженого вуглекислого газу, і при кімнатній температурі в балоні перебуватиме рідка фаза, а тиск становитиме приблизно 6 МПа (60 кгс/см²). Якщо температура буде вище +31 ° С, то вуглекислота перейде надкритичний стан з тиском вище 7,36 МПа. Стандартний робочий тиск для звичайного 40-літрового балона становить 15 МПа (150 кгс/см²), однак він повинен безпечно витримувати тиск в 1,5 рази вище, тобто 22,5 МПа, - таким чином, робота з подібними балонами може вважатися цілком безпечним.

Тверда вуглекислота — «сухий лід» — використовується як холодоагент в лабораторних дослідженнях, у роздрібній торгівлі, при ремонті обладнання (наприклад: охолодження однієї з деталей, що сполучаються при їх посадці внатяжку) і так далі. Для зрідження вуглекислого газу і отримання сухого льоду застосовуються вуглекислотні установки.

Инв. № подл.	Подпись и дата				Лист
	Инв. № дубл.				
	Взам. инв. №				
Подпись и дата					
Зм. Лист № докум. Підпис Дата КР.142.6231м.08.ПЗ					

					КР.142.6231м.08.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Розробка математичної моделі енергетичної установки	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Кутняк І.В.							
Керівник	Патлайчук В.М.							
						НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.							

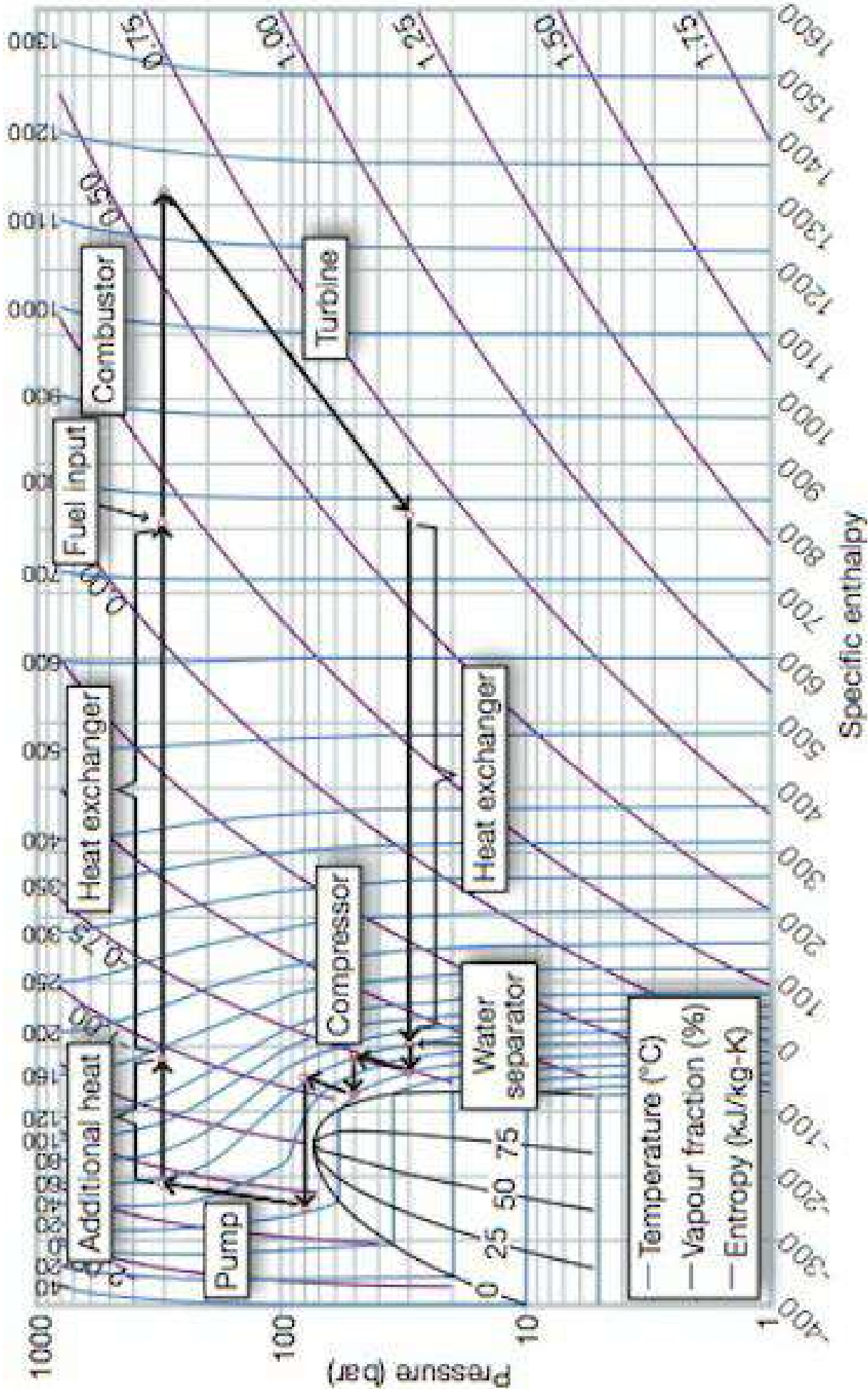


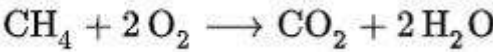
Рис. 2.2. Термодинамічний цикл установки "тиск-ентальпія"

Зміна складу робочого тіла, яке циркулює в базовій установці, в різних точках циклу представлена на рис. 2.3.

Mass flow of the Allam cycle components for natural gas fuel (percent of total mass entering the combustion stage)					
Stage of the cycle	Oxygen	Natural gas	Water (H ₂ O)	Carbon dioxide (CO ₂)	
Combustion Inlet	4.75%	1.25%	–	94% (hot, high pressure)	
Turbine Inlet	–	–	2.75% (very hot steam)	97.25% (very hot)	
Heat Exchanger Inlet (Exhaust)	–	–	2.75% (hot steam)	97.25% (hot, low pressure)	
Heat Exchanger Outlet (Exhaust)	–	–	2.75% (steam condensed)	97.25% (to compressor-pump)	
Compressor-Pump Outlet	–	–		94% (to heat exchanger)	3.25% (CCS/CCUS)
Heat Exchanger Inlet (Recycle)	–	–		94% (compressed)	
Heat Exchanger Outlet (Recycle)	–	–		94% (hot, compressed, to be recycled)	

Рис. 2.3. Складові робочого тіла установки, що працює на природному газі

Хімічна реакція між метаном (головним складовим природного газу) і киснем:



Розрахуємо за цією формулою співвідношення між масами реагентів і продуктів реакції.

Оскільки атомна маса вуглецю становить – 12,01, водню – 1,01, кисню – 16,00, то має місце рівняння

$$16,05 + 64,00 = 44,01 + 36,04$$

$$(80,05 = 80,05)$$

Відповідно для спалювання 1 кг метану потрібно 3,99 кг кисню. При спалюванні 1 кг метану утворюється 2,74 кг CO₂ та 2,25 кг H₂O.

При розрахунку теплофізичних властивостей реагентів та продуктів реакції будемо використовувати таблиці 2.1 та 2.2, а також електронні таблиці "Computer-Aided Thermodynamic Tables 2".

Аналіз параметрів установки будемо проводити за рухом робочого тіла, починаючи з установки розділення повітря.

Инов. № подл.	Подпись и дата
Взам. инв. №	Подпись и дата
Инв. № дубл.	Подпись и дата

Таблиця 2.1

**Масова теплоємність деяких газів
при постійному (атмосферному) тиску в кДж/ (кг · К)**

Температура, °С	Кисень O ₂	Вуглекислий газ CO ₂	Водяна пара H ₂ O	Метан CH ₄	Повітря
0	0,917	0,820	1,855	2,190	1,005
100	0,925	0,871	1,867	2,471	1,005
200	0,938	0,913	1,888	2,800	1,013
300	0,950	0,950	1,913	3,206	1,017
400	0,967	0,984	1,938	3,650	1,030
500	0,980	1,013	1,968	4,104	1,038
600	0,992	1,042	2,001	4,545	1,051
700	1,005	1,066	2,030	4,991	1,063
800	1,017	1,088	2,064	-	1,072
900	1,026	1,109	2,097	-	1,084
1000	1,034	1,126	2,131	-	1,093
1100	1,042	1,143	2,164	-	1,101
1200	1,051	1,160	2,194	-	1,109
1300	1,059	1,172	2,227	-	1,118
1400	1,063	1,185	2,257	-	1,126
1500	1,072	1,197	2,286	-	1,130

Таблиця 2.2

Фізичні характеристики компонентів природного газу

Компонент газу	Формула	Мольна маса	Густина, кг/м ³	Густина відносно повітря	Температура зрідження, °С
Метан	CH ₄	16,04	0,72	0,55	-161,5
Етан	C ₂ H ₆	30,07	1,36	1,05	-89
Пропан	C ₃ H ₈	44,09	2,02	1,55	-42
Бутан	C ₄ H ₁₀	58,12	2,70	2,08	-1
Пентан	C ₅ H ₁₂	72,15	3,22	2,50	+36

Підпис	и	дата
Инв. № дубл.		
Взам. инв. №		
Підпис	и	дата
Инв. № подл.		

Компонент газу	Формула	Мольна маса	Густина, кг/м ³	Густина відносно повітря	Температура зрідження, °C
Гексан	C ₆ H ₁₄	86,18	-	3,00	+68
Етилен	C ₂ H ₄	28,05	1,26	0,98	-104
Пропен	C ₃ H ₆	42,08	1,92	1,48	-48
Бутен	C ₄ H ₈	56,10	2,60	2,00	-6
Пентен	C ₅ H ₁₀	70,13	3,13	-	-
Ацетилен	C ₂ H ₂	26,04	1,17	0,31	-84
Бензол	C ₆ H ₆	78,11	3,48	-	-
Окис вуглецю	CO	28,01	1,25	0,97	-192
Вуглекислий газ	CO ₂	44,01	1,98	1,53	-78
Сірководень	H ₂ S	34,08	1,54	1,19	+46
Азот	N ₂	28,02	1,25	0,97	-196
Кисень	O ₂	32,0	1,43	1,10	-186
Водень	H ₂	2,02	0,09	0,07	-253
Водяна пара	H ₂ O	18,02	0,77	0,59	+100

2.1. УСТАНОВКА РОЗДІЛЕННЯ ПОВІТРЯ

Установки розділення повітря (УРП) – це установки для розділення повітря на компоненти, а саме: кисень, азот, аргон, неон, ксенон, криптон. Газовий склад повітря на планеті однаковий, крім вуглекислого газу, вуглеводнів і аміаку, концентрація яких у кілька (три і більше) порядків менше, ніж вміст кисню і азоту (рис. 2.4).

Існують три методи поділу повітря: адсорбційний, мембранний та кріогенний. Звідси і типи установок: адсорбційні, мембранні та кріогенні.

Обираємо для проєктування **кріогенну установку розділення повітря.**

Инов. № подл. Подпись и дата Взам. инв. № Инов. № дубл. Подпись и дата	Зм. Лист № докум. Підпис Дата					Лист КР.142.6231м.08.ПЗ

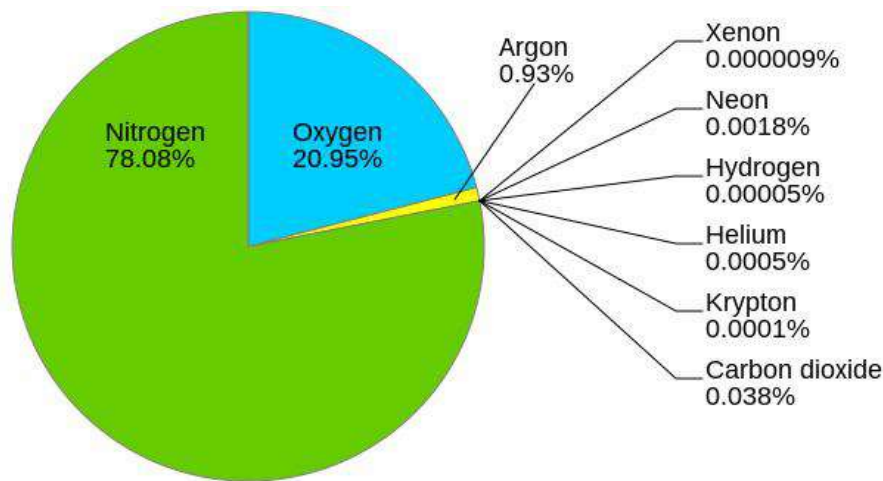


Рис. 2.4. Хімічний склад атмосферного повітря

Кріогенні установки поділяються за тиском циклу поділу: $P = 15 \text{ ? } 20 \text{ МПа}$ - високий тиск, $P = 4 \text{ ? } 7 \text{ МПа}$ - середній тиск, $P = 0,5 \text{ ? } 1,2 \text{ МПа}$ - низький тиск. Заснований цей поділ на тиску, який створює компресор установки.

За продуктивністю поділяють на установки:

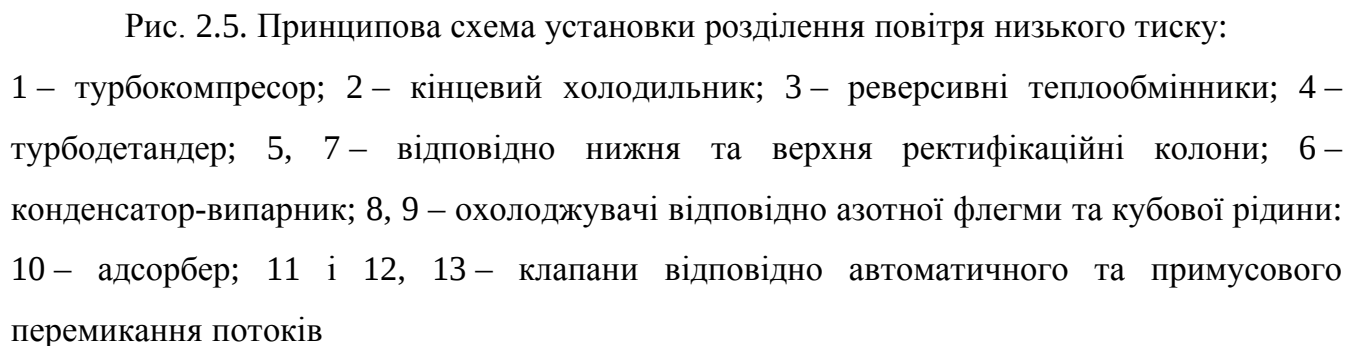
- малої продуктивності ($30 \text{ ? } 300 \text{ м}^3 \text{ O}_2$)/годину за нормальних умов (273 К, 101325 Па);
- середньої продуктивності ($300 \text{ ? } 3000 \text{ м}^3 \text{ O}_2$)/годину за нормальних умов;
- високої продуктивності ($> 3000 \text{ м}^3 \text{ O}_2$)/годину за нормальних умов.

Для отримання газоподібних продуктів розділення використовують **установки низького тиску** (рис. 2.5). В таких установках очищене від механічних домішок повітря стискають компресором до тиску 0,5...1,2 МПа, а необхідна холодопродуктивність досягається розширенням частини його в турбодетандері до тиску 0,14 МПа. За цією схемою, основоположником якої був П. Л. Капіца, будується більшість великих вітчизняних та закордонних установок.

Стиснене в компресорі повітря охолоджується потім продуктами розділення до -170°C в регенераторах, що перемикаються, або реверсивних пластинчастих теплообмінниках. Одночасно зі зниженням температури повітря виморожуються водяні пари, що містяться в ньому, і CO_2 . Затверділі домішки сублимуються та

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ					Лист

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата



Кріогенна установка розділення повітря складається з 2-х секцій: зріджувальної та розділової.

					КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Зріджувальна секція складається з блоку комплексного очищення та осушення, компресора, ряду теплообмінників, розширювача, в ролі якого виступає дросель або детандер, і закінчується резервуаром для скупчення зрідженої флегми. Найчастіше, резервуаром для флегми є дно колони ректифікації.

Як правило, у системі стоїть від 2-х і більше теплообмінників. Перший теплообмінник працює при позитивних температурах, і призначений для охолодження стисненого компресором повітря, навколишнім повітрям. Наступні теплообмінники охолоджують стиснене повітря шляхом теплообміну з вихідними продуктами: киснем, азотом чи флегмою.

Розділова секція найчастіше складається з колони ректифікації (рис. 2.6), конденсатора-випарника і ряду азото-кисневих теплообмінників. Кількість ректифікаційних колон залежить від того який газ або рідина виходить в установці. Так при отриманні тільки газоподібного азоту в установці знаходиться 1 колона. При отриманні кисню в установці буде: верхня і нижня колони і конденсатор випарник між ними. При отриманні аргону в установці буде перебувати 4 колони: нижня, верхня, сирого аргону, чистого аргону. Інші гази (ксенон, криптон, неон) отримують в установках розділення як суміші, з яких далі, у спеціальному устаткуванні, виділяють ці гази у чистому вигляді. Неон і гелій при роботі установок накопичуються в конденсаторі-випарнику у вигляді неконденсуємої фракції і починають заважати процесам конденсації азоту. Для їх видалення передбачений вентиль стравлювання.

Принцип роботи.

Повітря, що пройшло ряд фільтрів механічної фільтрації, потрапляє в компресор, де стискається до заданого тиску циклу. Далі повітря надходить у блок очищення та осушення, де за допомогою абсорбентів з нього видаляються волога, двоокис вуглецю та вуглеводні, після чого повітря потрапляє в теплообмінники. Після них воно йде в нижню колону ректифікації, де ректифікується на кубову рідину (~ 35 % O₂, 2 % Ar, решта — азот) і газоподібний азот з чистотою ~99,99%.

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	КР.142.6231м.08.ПЗ Лист				
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата					



Рис. 2.6. Ректифікаційна колона установки розділення повітря

Якщо установка отримує крім азоту ще й кисень, то кубова рідина подається в середину верхньої колони ректифікації, а рідкий азот у верхню частину верхньої колони ректифікації. З верху верхньої колони ректифікації відбирається газоподібний азот, внизу збирається рідкий кисень. Рідкий кисень потрапляє в конденсатор-випарник, який виробляє теплообмін із газоподібним азотом нижньої колони ректифікації. Згодом у конденсаторі-випарнику накопичується неон і гелій, що передбачає встановлення вентиля для стравлювання цих газів.

Витрата енергії на отримання 1 м³ 99,5%-ного O₂ досягає 0,38...0,42 кВт·год.

Оцінемо в 1-му наближенні необхідну продуктивність установки розділення повітря і затрати на виробництво газоподібного кисню. Для цього при необхідності будемо використовувати показники базової енергетичної установки.

Для енергетичної установки корисною потужністю 100 МВт витрата природного газу (як палива) має становити:

$$G_{NG} = \frac{N_e}{Q_n \eta_e} = \frac{100000}{50032 \cdot 0,589} = 3,393 \text{ кг/с},$$

Инв. № подл.	Подпись и дата				Лист
	Инв. № дубл.				
	Взам. инв. №				
в середину верхньої колони ректифікації, а рідкий азот у верхню частину верхньої колони ректифікації. Зверху верхньої колони ректифікації відбирається газоподібний азот, внизу збирається рідкий кисень. Рідкий кисень потрапляє в конденсатор-випарник, який виробляє теплообмін із газоподібним азотом нижньої колони ректифікації. Згодом у конденсаторі-випарнику накопичується неон і гелій, що передбачає встановлення вентилів для стравлювання цих газів. Витрата енергії на отримання 1 м³ 99,5%-ного O₂ досягає 0,38...0,42 кВт·год. Оцінемо в 1-му наближенні необхідну продуктивність установки розділення повітря і затрати на виробництво газоподібного кисню. Для цього при необхідності будемо використовувати показники базової енергетичної установки. Для енергетичної установки корисною потужністю 100 МВт витрата природного газу (як палива) має становити: $G_{NG} = \frac{N_e}{Q_h^p \eta_e} = \frac{100000}{50032 \cdot 0,589} = 3,393 \text{ кг/с,}$					
					КР.142.6231м.08.ПЗ
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	

де $\eta_e = 0,589$ – ефективний ККД базової установки; $Q_H^p = 50032$ кДж/кг – нижня теплота згоряння природного газу.

Відповідно, масова витрата кисню:

$$G_{O_2} = 3,99 G_{NG} = 3,99 \cdot 3,393 = 13,54 \text{ кг/с.}$$

Об'ємна витрата кисню:

$$V_{O_2} = \frac{G_{O_2}}{\rho_{O_2}} = \frac{G_{O_2} R_{O_2} T_n}{p_n} = \frac{13,540 \cdot 259,8 \cdot 273}{101325} = 9,478 \text{ м}^3/\text{с} \text{ (34120 м}^3/\text{год),}$$

де ρ_{O_2} – густина кисню, кг/м³; $R_{O_2} = 259,8$ Дж/(кг К) – газова стала кисню; $T_n = 273$ К та $p_n = 101325$ Па – температура та тиск нормальних умов.

Отримана цифра (34120 м³/год >> 3000 м³/год) свідчить про те, що дана установка має бути віднесена до установок розділення повітря високої продуктивності.

Витрата електричної енергії на отримання такої кількості 99,5%-ного O₂ становитиме:

$$Q_{O_2} = (0,38...0,42) V_{O_2} = (0,38...0,42) \cdot 34120 = (12966...14330) \text{ кВт.}$$

Відповідно, питома витрата енергії (наведена до витрати природного газу):

$$q_{O_2} = \frac{Q_{O_2}}{G_{NG}} = \frac{(12966...14330)}{3,393} = (3821...4223) \text{ кВт/(кг/с).}$$

Для діапазону можливої корисної потужності енергетичної установки від 50 до 300 МВт в 1-му наближенні результати розрахунку необхідної масової та об'ємної витрати кисню, а також потрібних витрат електричної енергії на отримання 99,5%-ного O₂ наведені на рис. 2.7, 2.8 та 2.9.

Загальна міра підвищення тиску повітря в компресорі установки розділення повітря (від атмосферного тиску 101325 Па до 1 МПа):

$$\pi_{кв} = \frac{1 \cdot 10^6}{101325} = 9,87.$$

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ					Лист

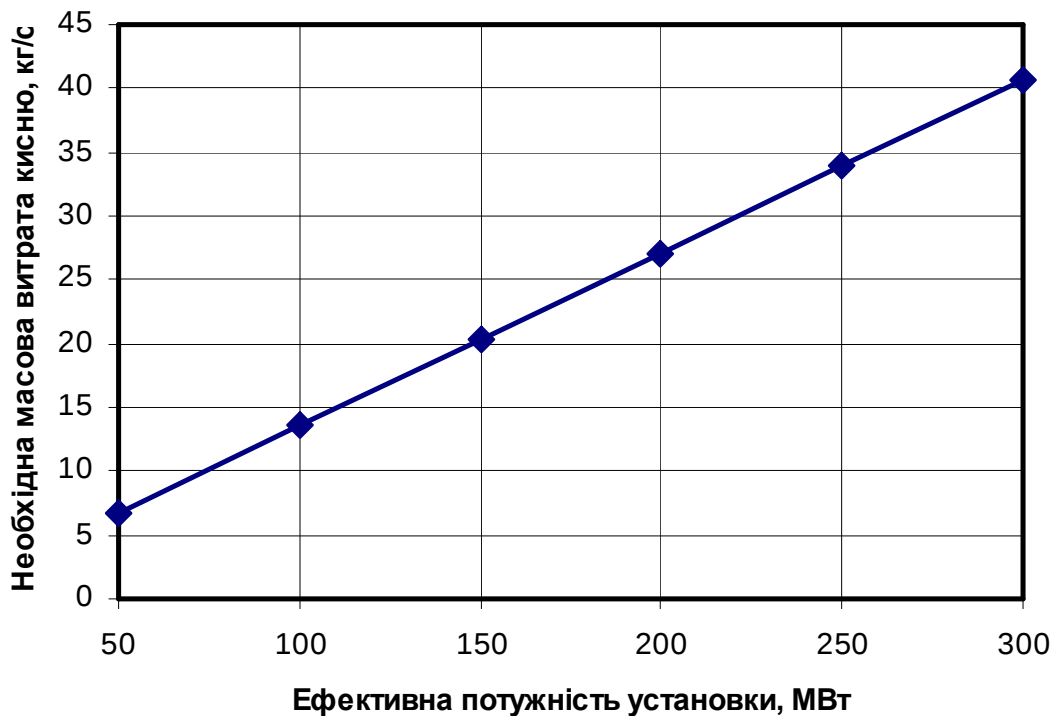


Рис. 7. Залежність необхідної масової витрати кисню від ефективної потужності енергетичної установки

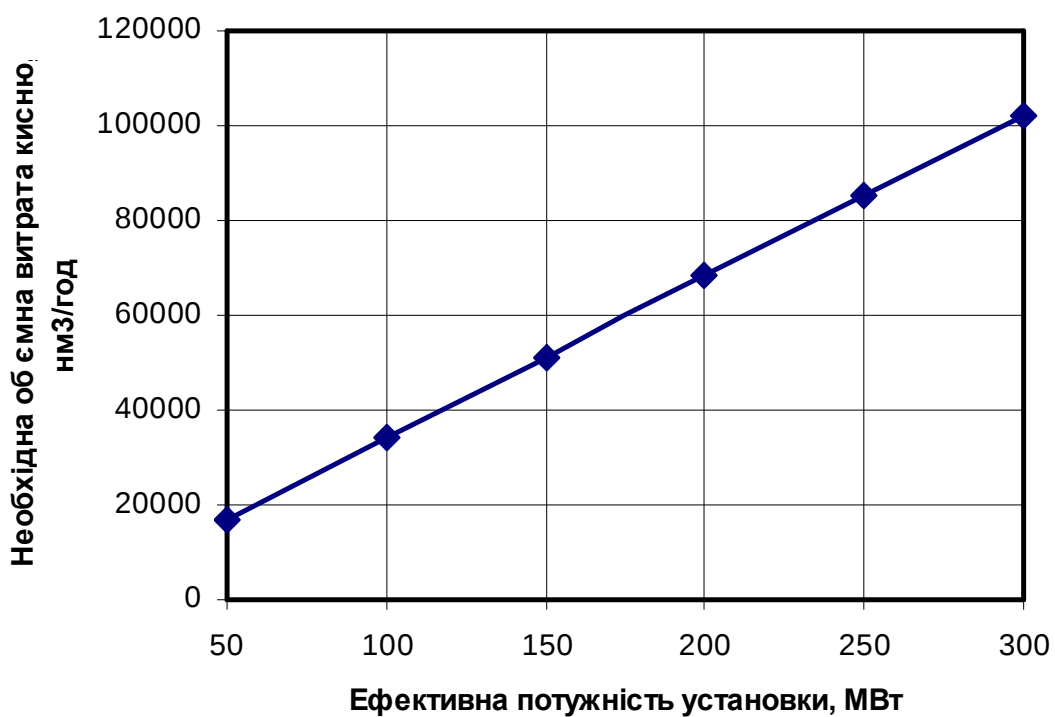


Рис. 8. Залежність необхідної об'ємної витрати кисню від ефективної потужності енергетичної установки

Инв. № подл. Подпись и дата Взам. инв. № Инв. № дубл. Подпись и дата					Лист
	КР.142.6231м.08.ПЗ				
	Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	

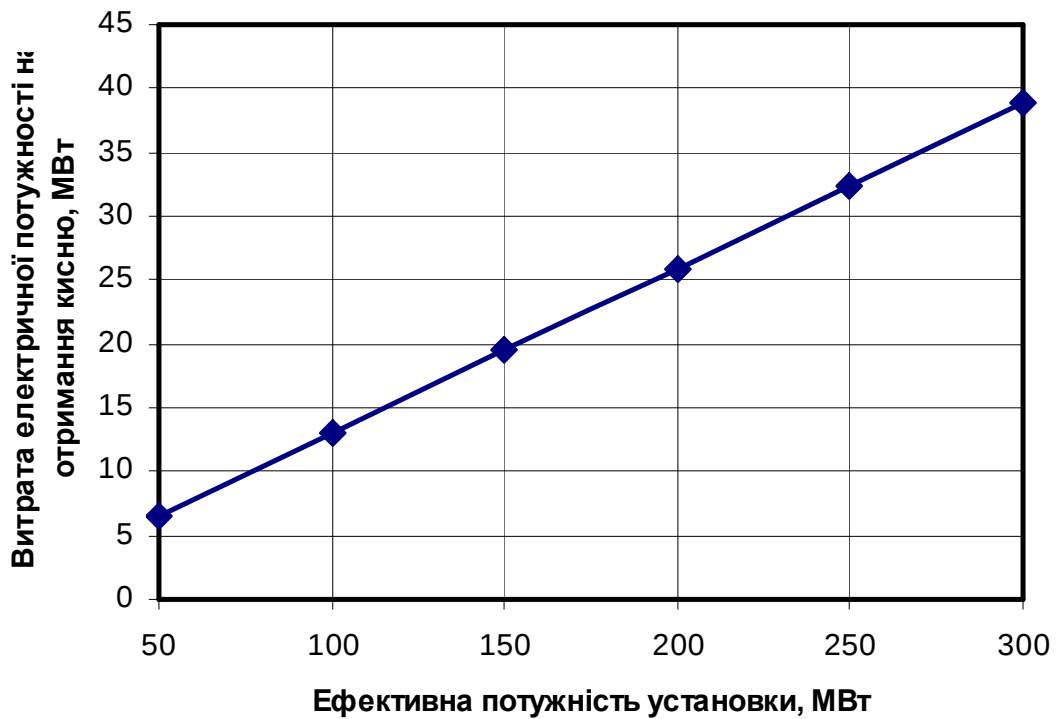


Рис. 9. Залежність витрати електричної потужності на отримання кисню від ефективної потужності енергетичної установки

Показник ізоентропи повітря для стискання в компресорі (у 1-му наближенні):

$$k_1 = \frac{c_p}{c_p - R_b} = \frac{1011}{1011 - 287} = 1,396,$$

де $c_p = 1011$ Дж/(кг·К) – теплоємність повітря при середній температурі процесу 180 °С (прийнята з подальшим уточненням); $R = 287$ Дж/(кг·К) – газова стала повітря.

Збільшення температури повітря при стисканні у компресорі:

$$\Delta T_b = \frac{T_1(\pi_{кв}^{\frac{k_1-1}{k_1}} - 1)}{\eta_k} = \frac{288 \cdot (9,87^{\frac{1,396-1}{1,396}} - 1)}{0,78} = 338 \text{ К},$$

де $T_1 = 288$ К – прийняте значення початкової температури повітря; $\eta_k = 0,78$ – ККД відцентрового компресора.

Температура повітря за компресором

$$T_2 = T_1 + \Delta T_b = 288 + 338 = 626 \text{ К (353 °С)}$$

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	КР.142.6231м.08.ПЗ Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	

Слід сказати, що після стискання в цьому компресорі саме з цією температурою повітря йде до низькотемпературної секції регенератора енергетичної установки, де охолоджуючись підігріває рециркуляційний потік вуглекислого газу.

Середня температура процесу в компресорі

$$T_m = 0,5 (T_1 + T_2) = 0,5 (288 + 626) = 457 \text{ К (184 } ^\circ\text{C)}$$

Витрата повітря через компресор установки розділення повітря

$$G_n = \frac{G_{O_2}}{C_{O_2}} = \frac{G_{O_2}}{0,2095} = \frac{3,99 G_{NG}}{0,2095} = 19,05 G_{NG}, \text{ кг/с,}$$

де $C_{O_2} = 0,2095$ – концентрація кисню у повітрі; G_{O_2} – витрата кисню через камеру згоряння; G_{NG} – витрата природного газу через камеру згоряння.

Відповідно для енергетичної установки корисною потужністю 100 МВт в 1-му наближенні:

$$G_n = 19,05 G_{NG} = 19,05 \cdot 3,393 = 64,64 \text{ кг/с.}$$

2.2. ПОДАЧА КИСНЮ ДО КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ

Типові установки розділення повітря готують для споживача кисень тиском 14,7 МПа (150 кгс/см²) або 19,6 МПа (200 кгс/см²) при температурі 20 °С (тиск у кисневих балонах).

Вважаємо, що ми використовуємо установку розділення повітря, яка генерує на виході кисень з тиском 14,7 МПа (150 кгс/см²). Оскільки в камері згоряння підтримується тиск 30 МПа, то є потреба підвищити тиск кисню до цього значення перед його подачею в камеру згоряння.

Міра підвищення тиску у дотискному компресорі

$$\pi_{\text{кO}_2} = \frac{30 \cdot 10^6}{14,7 \cdot 10^6} = 2,04.$$

Вважаємо, що стискання проводиться в одноступеневому відцентровому компресорі з електроприводом.

Ив. № подл. Подпись и дата Взам. инв. № Инв. № дубл. Подпись и дата	2.2. ПОДАЧА КИСНЮ ДО КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ Типові установки розділення повітря готують для споживача кисень тиском 14,7 МПа (150 кгс/см²) або 19,6 МПа (200 кгс/см²) при температурі 20 °С (тиск у кисневих балонах). Вважаємо, що ми використовуємо установку розділення повітря, яка генерує на виході кисень з тиском 14,7 МПа (150 кгс/см²). Оскільки в камері згоряння підтримується тиск 30 МПа, то є потреба підвищити тиск кисню до цього значення перед його подачею в камеру згоряння. Міра підвищення тиску у дотискному компресорі $\pi_{\text{кO}_2} = \frac{30 \cdot 10^6}{14,7 \cdot 10^6} = 2,04.$ Вважаємо, що стискання проводиться в одноступеневому відцентровому компресорі з електроприводом.					Лист
	КР.142.6231м.08.ПЗ					
	Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	

Показник ізоентропи кисню для компресора (у 1-му наближенні):

$$k_1 = \frac{c_p}{c_p - R_{O_2}} = \frac{922}{922 - 259,8} = 1,392,$$

де $c_p = 922$ Дж/(кг·К) – теплоємність кисню при середній температурі процесу 60 °С (прийнята з подальшим уточненням).

Збільшення температури кисню при стисканні в компресорі:

$$\Delta T_1 = \frac{T_1 (\pi_k^{\frac{k_1-1}{k_1}} - 1)}{\eta_k} = \frac{293 \cdot (2,04^{\frac{1,392-1}{1,392}} - 1)}{0,82} = 80 \text{ K},$$

де $T_1 = 293$ К – прийняте значення початкової температури кисню; $\eta_k = 0,82$ – ККД відцентрового компресора.

Температура кисню за дотискним компресором

$$T_2 = T_1 + \Delta T_1 = 293 + 80 = 373 \text{ K}.$$

Середня температура процесу в компресорі

$$T_m = 0,5 (T_1 + T_2) = 0,5 (293 + 373) = 333 \text{ K (60 °C)}$$

Витрата електричної енергії на стискання кисню у компресорі

$$Q_{k1} = G_{O_2} c_p \Delta T_1 \frac{1}{\eta_{ed}} = 3,99 G_{NG} c_p \Delta T_1 \frac{1}{\eta_{ed}}, \text{ кВт},$$

де $\eta_{ed} = 0,98$ – ККД електропривода компресора.

Питома витрата енергії (наведена до витрати природного газу):

$$q_{k1} = \frac{Q_k}{G_{NG}} = 3,99 c_p \Delta T_1 \frac{1}{\eta_{ed}} = 3,99 \cdot 922 \cdot 10^{-3} \cdot 80 \cdot \frac{1}{0,98} = 299 \text{ кВт/(кг/с)}.$$

Для енергетичної установки корисною потужністю 100 МВт в 1-му наближенні:

$$Q_{k1} = q_{k1} G_{NG} = 299 \cdot 3,393 = 1015 \text{ кВт}.$$

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ					Лист

2.3. ПОДАЧА ПРИРОДНОГО ГАЗУ ДО КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ

Вважаємо, що природний газ подається до камери згоряння з магістрального газопроводу. Орієнтовна зміна тиску на ділянці газопроводу становить від 7,5 до 5,0 МПа (відповідно від початку ділянки до її закінчення).

Для розрахунку обираємо деяке середнє значення цього тиску – 6,25 МПа при температурі газу 288 К. Оскільки в камері згоряння підтримується тиск 30 МПа, то є потреба підвищити тиск природного газу до цього значення перед його подачею в камеру згоряння.

Міра підвищення тиску природного газу в дотискному відцентровому компресорі:

$$\pi_{\text{кг}} = \frac{30 \cdot 10^6}{6,25 \cdot 10^6} = 4,80.$$

Показник ізоентропи природного газу для стискання в компресорі (у 1-му наближенні):

$$k_1 = \frac{c_p}{c_p - R_v} = \frac{2429}{2429 - 518} = 1,271,$$

де $c_p = 2429$ Дж/(кг·К) – теплоємність метану при середній температурі процесу 85 °С (прийнята з подальшим уточненням); $R = 518$ Дж/(кг·К) – газова стала метану.

Збільшення температури метану при стисканні у компресорі:

$$\Delta T_m = \frac{T_1 (\pi_{\text{км}}^{\frac{k_1-1}{k_1}} - 1)}{\eta_k} = \frac{288 \cdot (6,25^{\frac{1,271-1}{1,271}} - 1)}{0,81} = 141 \text{ К},$$

де $T_1 = 288$ К – прийняте значення початкової температури природного газу; $\eta_k = 0,81$ – ККД відцентрового компресора.

Температура природного газу за дотискним компресором

$$T_2 = T_1 + \Delta T_v = 288 + 141 = 429 \text{ К}.$$

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	КР.142.6231м.08.ПЗ Лист				
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата					

Середня температура процесу в компресорі

$$T_m = 0,5 (T_1 + T_2) = 0,5 (288 + 429) = 359 \text{ K } (86 \text{ }^\circ\text{C})$$

Витрата електричної енергії на стискання природного газу у компресорі

$$Q_{k2} = G_{NG} c_p \Delta T_m \frac{1}{\eta_{ed}}, \text{ кВт},$$

де $\eta_{ed} = 0,98$ – ККД електропривода компресора.

Питома витрата енергії (наведена до витрати природного газу):

$$q_{k2} = \frac{Q_{k2}}{G_{NG}} = c_p \Delta T_m \frac{1}{\eta_{ed3}} = 2429 \cdot 10^{-3} \cdot 141 \frac{1}{0,98} = 350 \text{ кВт/(кг/с)}.$$

Для енергетичної установки корисною потужністю 100 МВт в 1-му наближенні:

$$Q_{k2} = q_{k2} G_{NG} = 350 \cdot 3,393 = 1188 \text{ кВт}.$$

2.4. ПІДГРІВ РОБОЧОГО ТІЛА В КАМЕРІ ЗГОРЯННЯ

Складемо балансове рівняння тепла для камери згоряння.

Ми знаємо, що до камери згоряння поступає кисень з витратою G_{O_2} і температурою T_{2O_2} , природний газ з витратою G_{NG} і температурою T_{2NG} та рециркуляційний потік вуглекислого газу з витратою G_{CO_2} і температурою T_{2CO_2} .
Всі ці речовини на вході до камери згоряння мають тиск, що дорівнює робочому тиску в камері згоряння (30 МПа).

В результаті спалення природного газу виділяється тепло, внаслідок чого суміш газів на виході з камери згоряння має температуру $T_3 = 1373...1473 \text{ K}$ (1100...1200 $^\circ\text{C}$).

Рівняння теплового балансу може бути записане у вигляді (вважаємо, що повнота спалення природного газу в чистому кисні дорівнює 100%):

$$G_{NG} Q_p = G_{NG} c_{pNG} (T_3 - T_{2NG}) + G_{O_2} c_{pO_2} (T_3 - T_{2O_2}) + G_{CO_2} c_{pCC_2} (T_3 - T_{2CO_2}).$$

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

					КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Після перетворення маємо формулу для визначення потрібної для забезпечення заданої температури T_3 відносної витрати рециркуляційного вуглекислого газу (наведена до витрати природного газу):

$$\frac{G_{CO_2}}{G_{NG}} = \frac{Q_H^p - c_{pNG}(T_3 - T_{2NG}) - 3,99 c_{pO_2}(T_3 - T_{2O_2})}{c_{pCC_2}(T_3 - T_{2CO_2})}.$$

При виводі цієї формули враховано, що масова витрата кисню:

$$G_{O_2} = 3,99 G_{NG}.$$

Оцінемо в 1-му наближенні параметри рециркуляційного потоку вуглекислого газу виходячи з показників базової енергетичної установки. В базовій установці масова витрата кисню на вході до камери згоряння становила 4,75% від загальної кількості поступаючої речовини, масова витрата природного газу – 1,25%, масова витрата рециркуляційного вуглекислого газу – 94%.

Тобто відносна витрата рециркуляційного вуглекислого газу (наведена до витрати природного газу) мала значення:

$$\frac{G_{CO_2}}{G_{NG}} = \frac{94}{1,25} = 75,2.$$

Відповідно й відносна витрата кисню:

$$\frac{G_{O_2}}{G_{NG}} = \frac{4,75}{1,25} = 3,8.$$

Враховуючи, що кисень та природний газ поступають до камери згоряння з температурами $T_{2O_2} = 373$ К та $T_{2NG} = 429$ К, розрахуємо потрібну для забезпечення температури $T_3 = 1423$ К (1150 °С) температуру входу рециркуляційного вуглекислого газу:

$$\begin{aligned} T_{2CO_2} &= T_3 - \frac{Q_H^p - c_{pNG}(T_3 - T_{2NG}) - \frac{G_{O_2}}{G_{NG}} \cdot c_{pO_2}(T_3 - T_{2O_2})}{c_{pCC_2} \cdot G_{CO_2} / G_{NG}} = \\ &= 1423 - \frac{50032 - 4,781 \cdot (1423 - 429) - 3,8 \cdot 0,995 \cdot (1423 - 373)}{1,109 \cdot 75,2} = 928 \text{ К}, \end{aligned}$$

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ					Лист

де $c_{pNG} = 4,781 \text{ кДж/(кг·К)}$ – теплоємність природного газу при середній температурі процесу 926 К (653 °C); $c_{pO_2} = 0,995 \text{ кДж/(кг·К)}$ – теплоємність кисню при середній температурі процесу 898 К (625 °C); $c_{pCC_2} = 1,109 \text{ кДж/(кг·К)}$ – теплоємність вуглекислого газу при середній температурі процесу 1173 К (900 °C) (приймається з подальшим уточненням); $Q_H^p = 50032 \text{ кДж/кг}$ – нижча теплота згоряння природного газу.

Відповідно до цього, для проектуємої енергетичної установки

$$\frac{G_{CO_2}}{G_{NG}} = \frac{Q_H^p - c_{pNG}(T_3 - T_{2NG}) - 3,99c_{pO_2}(T_3 - T_{2O_2})}{c_{pCC_2}(T_3 - T_{2CO_2})} =$$

$$= \frac{50032 - 4,781 \cdot (1423 - 429) - 3,99 \cdot 0,995 \cdot (1423 - 373)}{1,109 \cdot (1423 - 928)} = 74,84.$$

2.5. РОЗШИРЕННЯ ГАЗУ В ТУРБІНІ

Для отримання механічної енергії обираємо одноциліндрову конструкцію турбіни, яка за будовою подібна до циліндрів високого тиску парових турбін.

Турбіна працює на суміші вуглекислого газу та водяної пари.

Вже знаємо, що при спалюванні 1 кг метану утворюється $2,74 \text{ кг CO}_2$ та $2,25 \text{ кг H}_2\text{O}$. Також відомо, що для зниження температури газу до камери згоряння додається рециркуляційний вуглекислий газ у кількості $74,84 \text{ кг}$ на 1 кг спалюваного метану.

Відповідно, на виході з камери згоряння маємо суміш, що складається з $2,25 \text{ кг}$ водяної пари та $77,58 \text{ кг}$ вуглекислого газу на кожен кілограм спалюваного палива (тобто сумарно $\frac{G_T}{G_{NG}} = 79,83$). Відсотковий склад суміші: $2,82\% \text{ H}_2\text{O}$ та $97,18\% \text{ CO}_2$.

Для даної суміші газів ізобарну масову теплоємність можна визначати за формулою:

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист

$$c_p = \sum m_i c_{pi} = 0,0282 \cdot c_{pH} + 0,9718 \cdot c_{pC},$$

де c_{pH} та c_{pC} – теплоємності водяної пари та вуглекислого газу.

Параметри на вході в турбіну: тиск $p_3 = 30$ МПа, температура $T_3 = 1423$ К (1150 °С). Відповідно ентальпія газу $h_3 = 1300$ кДж/кг.

Параметри газу на виході з турбіни для базової установки становлять: тиск $p_4 = 3$ МПа, температура $T_4 = 1023$ К (750 °С), ентальпія газу $h_4 = 787,5$ кДж/кг.

За цими орієнтовними параметрами **оцінимо ефективність перетворення енергії в турбіні.**

Міра зниження тиску в турбіні

$$\pi_T = \frac{30}{3} = 10.$$

Показник ізоентропи газу для розширення в турбіні:

$$k_r = \frac{c_{pt}}{c_{pt} - R_b} = \frac{1112}{1112 - 189} = 1,205,$$

де $c_{pt} = 1112$ Дж/(кг·К) – теплоємність вуглекислого газу при середній температурі ізоентропійного процесу 920 °С; $R = 189$ Дж/(кг·К) – газова стала вуглекислого газу.

Зниження температури газу при ізоентропійному розширенні в турбіні:

$$\Delta T_{Tt} = T_3 \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{k_r-1}{k_r}}} \right) = 1423 \cdot \left(1 - \frac{1}{10^{\frac{1,205-1}{1,205}}} \right) = 461 \text{ К.}$$

Температура газу за турбіною при ізоентропійному розширенні:

$$T_{4t} = T_3 - \Delta T_{Tt} = 1423 - 461 = 962 \text{ К.}$$

Середня температура ізоентропійного процесу в турбіні

$$T_{mt} = 0,5 (T_3 + T_{4t}) = 0,5 (1423 + 962) = 1192 \text{ К (919 °С)}$$

Ізоентропійний ККД турбіни можна оцінити за формулою:

$$\eta_T = \frac{c_p (T_3 - T_4)}{c_{pt} (T_3 - T_{4t})} = \frac{1118 \cdot (1423 - 1023)}{1112 \cdot (1423 - 962)} = 0,873,$$

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	КР.142.6231м.08.ПЗ Лист				
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата					

де $c_{pt} = 1112 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$ – теплоємність вуглекислого газу при середній температурі процесу $920 \text{ }^\circ\text{C}$; $c_p = 1118 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$ – теплоємність вуглекислого газу при середній температурі процесу $950 \text{ }^\circ\text{C}$.

Потужність на клеммах електрогенератора, який приводиться в обертання цією турбіною:

$$N_{e\Sigma} = G_T (h_3 - h_4) \eta_e = 79,83 \cdot G_{NG} (h_3 - h_4) \eta_e,$$

де $\eta_e = 0,989$ – ККД електрогенератора.

Тобто питоме значення цього параметра:

$$\frac{N_{e\Sigma}}{G_{NG}} = 79,83 (h_3 - h_4) \eta_e = 79,83 \cdot (1300 - 787,5) \cdot 0,989 = 40\,463 \text{ кВт/(кг/с)}.$$

Для енергетичної установки корисною потужністю 100 МВт в 1-му наближенні:

$$N_{e\Sigma} = \frac{N_{e\Sigma}}{G_{NG}} \cdot G_{NG} = 40463 \cdot 3,393 = 137\,291 \text{ кВт}.$$

2.6. ОХОЛОДЖЕННЯ ВИПУСКНИХ ГАЗІВ В РЕГЕНЕРАТОРІ ТА ОХОЛОДЖУВАЛЬНІЙ СИСТЕМІ

Регенератор складається з двох секцій: високотемпературної та низькотемпературної.

В низькотемпературній секції холодний рециркуляційний вуглекислий газ підігрівається за рахунок тепла повітря, нагрітого в компресорі установки розділення. Це повітря, як ми вже знаємо, в секцію входить з температурою 626 K ($353 \text{ }^\circ\text{C}$). Відповідно, максимальна температура підігріву вуглекислого газу в низькотемпературній секції буде градусів на $15...20 \text{ K}$ меншою, тобто $606...611 \text{ K}$ ($333...338 \text{ }^\circ\text{C}$).

У високотемпературній секції регенератора рециркуляційний вуглекислий газ буде підігріватися з температури, яка не перевищує 606 K ($333 \text{ }^\circ\text{C}$), до потрібної температури входу в камеру згоряння – 928 K ($655 \text{ }^\circ\text{C}$). Відповідно, температура

Инв. № подл.	Подпись и дата	2.6. ОХОЛОДЖЕННЯ ВИПУСКНИХ ГАЗІВ В РЕГЕНЕРАТОРІ ТА ОХОЛОДЖУВАЛЬНІЙ СИСТЕМІ									
Взам. инв. №	Подпись и дата	Регенератор складається з двох секцій: високотемпературної та низькотемпературної.									
Инв. № дубл.	Подпись и дата	В низькотемпературній секції холодний рециркуляційний вуглекислий газ підігрівається за рахунок тепла повітря, нагрітого в компресорі установки розділення. Це повітря, як ми вже знаємо, в секцію входить з температурою 626 К (353 °С). Відповідно, максимальна температура підігріву вуглекислого газу в низькотемпературній секції буде градусів на 15...20 К меншою, тобто 606...611 К (333...338 °С).									
Инв. № подл.	Подпись и дата	У високотемпературній секції регенератора рециркуляційний вуглекислий газ буде підігріватися з температури, яка не перевищує 606 К (333 °С), до потрібної температури входу в камеру згоряння – 928 К (655 °С). Відповідно, температура									
					КР.142.6231м.08.ПЗ					Лист	
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата							

випускних газів знизиться у високотемпературній секції до 586 К (313 °С) і нижче.
(Але не нижче 234 °С.)

Після високотемпературної секції регенератора випускні газу прямують до охолоджувальної системи, де їх температура знижується до майже атмосферного значення. При виборі конкретного значення цієї температури слід враховувати два фактора:

1) далі за циклом йде процес стискання цих газів у компресорі, тому чим меншою буде ця температура, тим меншими будуть витрати енергії на стискання газів;

2) вуглекислий газ, який складає більше 97% випускних газів, має критичну температуру +31 °С, тому для того, щоб запобігти можливій конденсації вуглекислого газу й надалі оперувати з ним, як з перегрітим газом, слід не допускати зниження його температури до 31 °С.

Відповідно до цих зпущажень, обираємо температуру випускних газів на виході з системи охолодження $T_6 = 305 \text{ К}$ (32 °С).

Коефіцієнт відновлення повного тиску для випускної сторони регенератора за аналогією з існуючими конструкціями регенераторів газотурбінних установок приймаємо рівним $v_z = 0,95 \dots 0,97$. Відповідно й тиск випускних газів за регенератором:

$$p_5 = p_4 v_z = 3 \cdot 0,96 = 2,88 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт відновлення повного тиску для охолоджувальної системи приймаємо рівним $v_{ox} = 0,98$.

Тиск випускних газів за охолоджувальною системою:

$$p_6 = p_5 v_{ox} = 2,88 \cdot 0,98 = 2,82 \text{ МПа.}$$

2.7. ВІДОКРЕМЛЕННЯ КРАПЕЛЬ ВОДИ

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

					КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Важливим етапом функціонування енергетичної установки, виконаної за цилом Аллама, є відокремлення від випускних газів водяної пари і формування надалі майже чистого потоку вуглекислого газу.

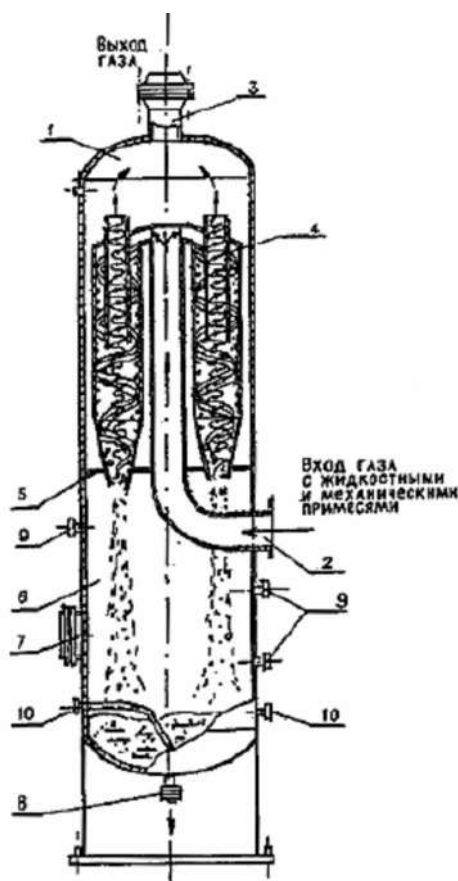


Рис. 2.10. Циклонный сепаратор:

1 – верхня секція; 2 – вхідний патрубок; 3 – вихідний патрубок; 4 – циклони; 5 – нижня решітка; 6 – нижня секція; 7 – люк-лаз; 8 – дренажний штуцер; 9 – штуцери контрольних засобів; 10 – штуцери зливу води

Для цього випускні гази попередньо охолоджують в регенераторі та охолоджувальній системі. При тиску за турбіною 3 МПа конденсація водяної пари з випускних газів починається при температурі 234 °С. Для того, щоб запобігти появі крапель води в регенераторі, досягнення такої температури слід віднести до охолоджувальної системи.

Відокремлення крапель води відбувається в системі очищення, головним елементом якої є циклонний сепаратор (рис. 2.10 та 2.11). Також додатково можуть використовуватися жалюзійні та сітчасті фільтри.

де $\eta_{ed1} = 0,98$ – ККД електропривода компресора.

Питома витрата енергії (наведена до витрати природного газу):

$$q_{k1} = \frac{Q_{k1}}{G_{NG}} = 74,84 c_{p1} \Delta T_1 \frac{1}{\eta_{ed1}} = 74,84 \cdot 847 \cdot 10^{-3} \cdot 49 \cdot \frac{1}{0,98} = 3169 \text{ кВт/(кг/с)}.$$

Для енергетичної установки корисною потужністю 100 МВт в 1-му наближенні:

$$Q_{k1} = q_{k1} G_{NG} = 3169 \cdot 3,393 = 10\,752 \text{ кВт}.$$

Вважаємо, що в проміжному охолоджувачі вуглекислий газ охолоджується до температури $T_{1-2} = 303 \text{ К}$ (30 °С).

Міра підвищення тиску у 2-й частині компресора:

$$\pi_{k2} = \frac{8}{5} = 1,60.$$

Показник ізоентропи вуглекислого газу для 2-ї частини компресора (у 1-му наближенні):

$$k_2 = \frac{c_{p2}}{c_{p2} - R_{CO_2}} = \frac{847}{847 - 189} = 1,287,$$

де $c_{p2} = 847 \text{ Дж/(кг·К)}$ – теплоємність вуглекислого газу при середній температурі процесу 52 °С; $R = 189 \text{ Дж/(кг·К)}$ – газова стала вуглекислого газу.

Ізоентропійний ККД 2-ї частини компресора

$$\eta_{k2} = \frac{\pi_{k2}^{\frac{k_2-1}{k_2}} - 1}{\pi_{k2}^{\frac{k_2\eta_{ct}-1}{k_2-1}}} = \frac{1,60^{\frac{1,287-1}{1,287}} - 1}{1,60^{\frac{1,287-1}{1,287 \cdot 0,91}} - 1} = 0,905,$$

де $\eta_{ct} = 0,91$ – ККД одного ступеня осьового компресора.

Збільшення температури вуглекислого газу при стисканні у 2-й частині компресора:

$$\Delta T_2 = \frac{T_{1-2} (\pi_{k2}^{\frac{k_2-1}{k_2}} - 1)}{\eta_{k2}} = \frac{303 \cdot (1,60^{\frac{1,287-1}{1,287}} - 1)}{0,905} = 37 \text{ К}.$$

Температура вуглекислого газу за 2-ю частиною компресора

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Зм.

Лист

№ докум.

Підпис

Дата

КР.142.6231м.08.ПЗ

Лист

$$T_8 = T_{1-2} + \Delta T_2 = 303 + 37 = 340 \text{ К (67 °C)}.$$

Середня температура процесу у 2-й частині компресора

$$T_{2m} = 0,5 (T_{1-2} + T_8) = 0,5 (303 + 340) = 322 \text{ К (49 °C)}$$

Витрата електричної енергії на стискання вуглекислого газу у 2-й частині компресора

$$Q_{k2} = G_{CO_2} c_{p2} \Delta T_2 \frac{1}{\eta_{ed2}} = 74,84 G_{NG} c_{p2} \Delta T_2 \frac{1}{\eta_{ed2}}, \text{ кВт},$$

де $\eta_{ed2} = 0,98$ – ККД електропривода компресора.

Питома витрата енергії (наведена до витрати природного газу):

$$q_{k2} = \frac{Q_{k2}}{G_{NG}} = 74,84 c_{p2} \Delta T_2 \frac{1}{\eta_{ed2}} = 74,84 \cdot 847 \cdot 10^{-3} \cdot 37 \cdot \frac{1}{0,98} = 2394 \text{ кВт/(кг/с)}.$$

Для енергетичної установки корисною потужністю 100 МВт в 1-му наближенні:

$$Q_{k2} = q_{k2} G_{NG} = 2394 \cdot 3,393 = 8123 \text{ кВт}.$$

2.9. ОХОЛОДЖЕННЯ ВУГЛЕКИСЛОГО ГАЗУ В ОХОЛОДЖУВАЛЬНІЙ СИСТЕМІ ТА ПІДВИЩЕННЯ ТИСКУ У НАСОСІ

Вважаємо, що в охолоджувальній системі вуглекислий газ охолоджується з температури $T_8 = 340 \text{ К (67 °C)}$ до температури $T_9 = 303 \text{ К (30 °C)}$.

Коефіцієнт відновлення повного тиску для охолоджувальної системи в даному випадку приймаємо рівним $v_{ox} = 0,99$.

Тиск вуглекислого газу за охолоджувальною системою:

$$p_9 = p_5 v_{ox} = 8,0 \cdot 0,99 = 7,92 \text{ МПа}.$$

В надкритичному діапазоні тиску (критичний тиск для CO_2 становить 7,36 МПа) та температурі, близької до атмосферної (30...60 °C), вуглекислий газ має дещо зріджений стан і його густина дорівнює приблизно 500 кг/м³. Тому подальше підвищення тиску вуглекислого газу можна здійснювати насосом.

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ					Лист

Підвищення тиску вуглекислого газу будемо проводити відцентровим насосом з електроприводом до тиску, який перевищує значення в камері згоряння на величину втрат в регенераторі. Коефіцієнт корисної дії такого насоса становить приблизно $\eta_n = 0,92...0,95$.

Коефіцієнт відновлення повного тиску для впускної сторони регенератора за аналогією з існуючими конструкціями регенераторів газотурбінних установок приймаємо рівним $\nu_z = 0,96...0,98$.

Оскільки робочий тиск у камері згоряння становить 30 МПа, то з урахуванням втрат тиску у регенераторі тиск вуглекислого газу за насосом:

$$p_{10} = \frac{p_3}{\nu_z} = \frac{30}{0,97} = 30,93 \text{ МПа.}$$

Міра підвищення тиску в насосі:

$$\pi_k = \frac{30,93}{7,92} = 3,91.$$

Параметри вуглекислого газу перед насосом: тиск $p_9 = 7,92$ МПа, температура $T_9 = 303$ К (30 °С).

Ентальпія газу за таких умов: $h_9 = 4,23$ кДж/кг.

Параметри вуглекислого газу після насосу: тиск $p_{10} = 30,93$ МПа, температура $T_{10} = 333$ К (60 °С). (Температура 60 °С за насосом приймається виходячи з дійсних параметрів базової установки.)

Ентальпія газу за таких умов: $h_{10} = 30,15$ кДж/кг.

Витрата електричної енергії на підвищення тиску вуглекислого газу у насосі

$$Q_n = G_{CO_2} (h_{10} - h_9) \frac{1}{\eta_{ed}} = 74,84 G_{NG} (h_{10} - h_9) \frac{1}{\eta_{ed}}, \text{ кВт,}$$

де $\eta_{ed} = 0,98$ – ККД електропривода.

Питома витрата енергії (наведена до витрати природного газу):

$$q_n = \frac{Q_n}{G_{NG}} = 74,84 (h_{10} - h_9) \frac{1}{\eta_{ed}} = 74,84 \cdot (30,15 - 4,23) \cdot \frac{1}{0,98} = 1979 \text{ кВт/(кг/с).}$$

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Для енергетичної установки корисною потужністю 100 МВт в 1-му наближенні:

$$Q_n = q_n G_{NG} = 1979 \cdot 3,393 = 6715 \text{ кВт.}$$

2.10. ПОДІЛ ВУГЛЕКИСЛОГО ГАЗУ НА ПОТОКИ ТА ПІДГРІВ У РЕГЕНЕРАТОРІ

Після підвищення тиску в насосі вуглекислий газ поділяється на два потоки. Один з них спрямовується до споживача, інший (т.зв. рециркуляційний) – повертається до камери згоряння, охолоджує продукти згоряння і зменшує їх температуру до потрібного значення.

В попередніх розділах роботи вже були проаналізовані кількісні співвідношення між цими потоками. Ми вже знаємо, що витрата рециркуляційного вуглекислого газу становить 74,84 кг на 1 кг спалюваного природного газу. Відповідно споживачу буде відводитися вуглекислий газ у кількості 2,74 кг на 1 кг спалюваного природного газу.

Підігрів рециркуляційного вуглекислого газу в регенераторі відбувається послідовно в двох секціях: низькотемпературній та високотемпературній.

В низькотемпературній секції вуглекислий газ підігрівається за рахунок тепла повітря, нагрітого в компресорі установки розділення.

Це повітря, як ми вже знаємо, в секцію входить з температурою $T_{n1} = 626 \text{ К}$ (353 °С). Температура входу вуглекислого газу становить $T_{10} = 333 \text{ К}$ (60 °С).

Вважаємо, що температура виходу повітря з секції на 15 К вище, ніж температура T_{10} . Тому

$$T_{n2} = T_{10} + 15 = 333 + 15 = 348 \text{ К (75 °С).}$$

Складемо рівняння теплового балансу.

$$G_n c_{pn} (T_{n1} - T_{n2}) = G_{CO2} c_{pCO2} (T_{10-1} - T_{10})$$

або

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

					КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\frac{G_n}{G_{NG}} c_{pn} (T_{n1} - T_{n2}) = \frac{G_{CO2}}{G_{NG}} c_{pCO2} (T_{10-1} - T_{10}).$$

З цього рівняння знаходимо формулу для розрахунку температури вуглекислого газу на виході з низькотемпературної секції:

$$T_{10-1} = \frac{\frac{G_n}{G_{NG}} c_{pn} (T_{n1} - T_{n2})}{\frac{G_{CO2}}{G_{NG}} c_{pCO2}} + T_{10}.$$

Враховуючи, що $\frac{G_n}{G_{NG}} = 19,05$, а $\frac{G_{CO2}}{G_{NG}} = 74,84$, маємо:

$$T_{10-1} = \frac{19,05 c_{pn} (T_{n1} - T_{n2})}{74,84 c_{pCO2}} + T_{10} = \frac{19,05 \cdot 1014 \cdot (626 - 348)}{74,84 \cdot 872} + 333 = 415 \text{ K } (142 \text{ } ^\circ\text{C}),$$

де $c_{pn} = 1014 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ – теплоємність повітря при середній температурі процесу $214 \text{ } ^\circ\text{C}$; $c_{pCO2} = 872 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ – теплоємність вуглекислого газу при середній температурі процесу $102 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Слід зауважити, що температура вуглекислого газу на виході з низькотемпературної секції не повинна перевищувати значення $T'_{10-1} = T_{n1} - 15 = 626 - 15 = 611 \text{ K } (338 \text{ } ^\circ\text{C})$.

У високотемпературній секції регенератора рециркуляційний вуглекислий газ підігрівається з температури $T_{10-1} = 415 \text{ K } (142 \text{ } ^\circ\text{C})$ до потрібної температури входу до камери згоряння $T_{2CO2} = 928 \text{ K } (655 \text{ } ^\circ\text{C})$.

Випускні гази при цьому охолоджуються з температури $T_4 = 1023 \text{ K } (750 \text{ } ^\circ\text{C})$ до температури T_5 .

Складемо рівняння теплового балансу.

$$G_T c_{pz} (T_4 - T_5) = G_{CO2} c_{pCO2} (T_{2CO2} - T_{10-1})$$

або

$$\frac{G_T}{G_{NG}} c_{pz} (T_4 - T_5) = \frac{G_{CO2}}{G_{NG}} c_{pCO2} (T_{2CO2} - T_{10-1}).$$

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подпись и дата										
<table border="1" style="width: 40%;"> <tr> <td>Зм.</td> <td>Лист</td> <td>№ докум.</td> <td>Підпис</td> <td>Дата</td> </tr> <tr> <td> </td> <td> </td> <td> </td> <td> </td> <td> </td> </tr> </table> КР.142.6231м.08.ПЗ Лист					Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата					
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата										

З цього рівняння знаходимо формулу для розрахунку температури випускних газів на виході з високотемпературної секції:

$$T_5 = T_4 - \frac{\frac{G_{CO_2}}{G_{NG}} c_{pCO_2} (T_{2CO_2} - T_{10-1})}{\frac{G_T}{G_{NG}} c_{p^e}}.$$

Враховуючи, що $\frac{G_T}{G_{NG}} = 79,83$, а $\frac{G_{CO2}}{G_{NG}} = 74,84$, маємо:

$$T_5 = T_4 - \frac{74,84 \text{ c}_{pCO_2} (T_{2CO_2} - T_{10-1})}{79,83 \text{ c}_{p_2}} = 1023 - \frac{74,84 \cdot 984 \cdot (928 - 415)}{79,83 \cdot 1019} = 559 \text{ K (286 } ^\circ\text{C)},$$

де $c_{p_{\text{г}}}$ = 1019 Дж/(кг·К) – теплоємність випускних газів при середній температурі процесу 520 °С; $c_{p_{\text{CO}_2}}$ = 984 Дж/(кг·К) – теплоємність вуглекислого газу при середній температурі процесу 399 °С.

Слід зауважити, що температура випускних газів на виході з високотемпературної секції вище температури конденсації водяної пари при тиску 3 МПа (234 °С). Це свідчить про те, що конденсація водяної пари з випускних газів в регенераторі не відбувається.

2.11. РОЗРАХУНОК ЕФЕКТИВНОСТІ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

В попередніх розділах роботи було встановлено, що:

а) питома витрата електричної енергії в установці розділення повітря на отримання потрібної для роботи енергетичної установки кількості 99,5%-ного O_2 (наведена до витрати природного газу):

$$q_{O_2} = \frac{Q_{O_2}}{G_{NG}} = (3821 \dots 4223) \text{ кВТ/ (кг/с);}$$

б) питома витрата електричної енергії на підвищення тиску кисню перед його подаванням до камери згоряння:

Ивн. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	
					в регенераторі не відбувається. 2.11. РОЗРАХУНОК ЕФЕКТИВНОСТІ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ В попередніх розділах роботи було встановлено, що: а) питома витрата електричної енергії в установці розділення повітря на отримання потрібної для роботи енергетичної установки кількості 99,5%-ного O₂ (наведена до витрати природного газу): $q_{O_2} = \frac{Q_{O_2}}{G_{NG}} = (3821...4223) \text{ кВт/(кг/с)};$ б) питома витрата електричної енергії на підвищення тиску кисню перед його подаванням до камери згоряння:

$$q_{k1} = \frac{Q_{k1}}{G_{NG}} = 299 \text{ кВт/(кг/с)};$$

в) питома витрата електричної енергії на підвищення тиску природного газу перед його подаванням до камери згоряння:

$$q_{k2} = \frac{Q_{k2}}{G_{NG}} = 350 \text{ кВт/(кг/с)};$$

г) питома витрата електричної енергії на підвищення тиску вуглекислого газу в 1-й частині компресора:

$$q_{\kappa 1} = \frac{Q_{\kappa 1}}{G_{NG}} = 3169 \text{ кВт/(кг/с)};$$

д) питома витрата електричної енергії на підвищення тиску вуглекислого газу у 2-й частині компресора:

$$q_{\kappa 2} = \frac{Q_{\kappa 2}}{G_{NG}} = 2394 \text{ кВт/(кг/с)};$$

е) питома витрата електричної енергії на підвищення тиску вуглекислого газу у насосі:

$$q_n = \frac{Q_n}{G_{NG}} = 1979 \text{ кВт/(кг/с)};$$

є) генеруєма електрогенератором за допомогою турбіни питома електрична потужність:

$$\frac{N_{e\Sigma}}{G_{NG}} = 40\,463 \text{ кВт/(кг/с)}.$$

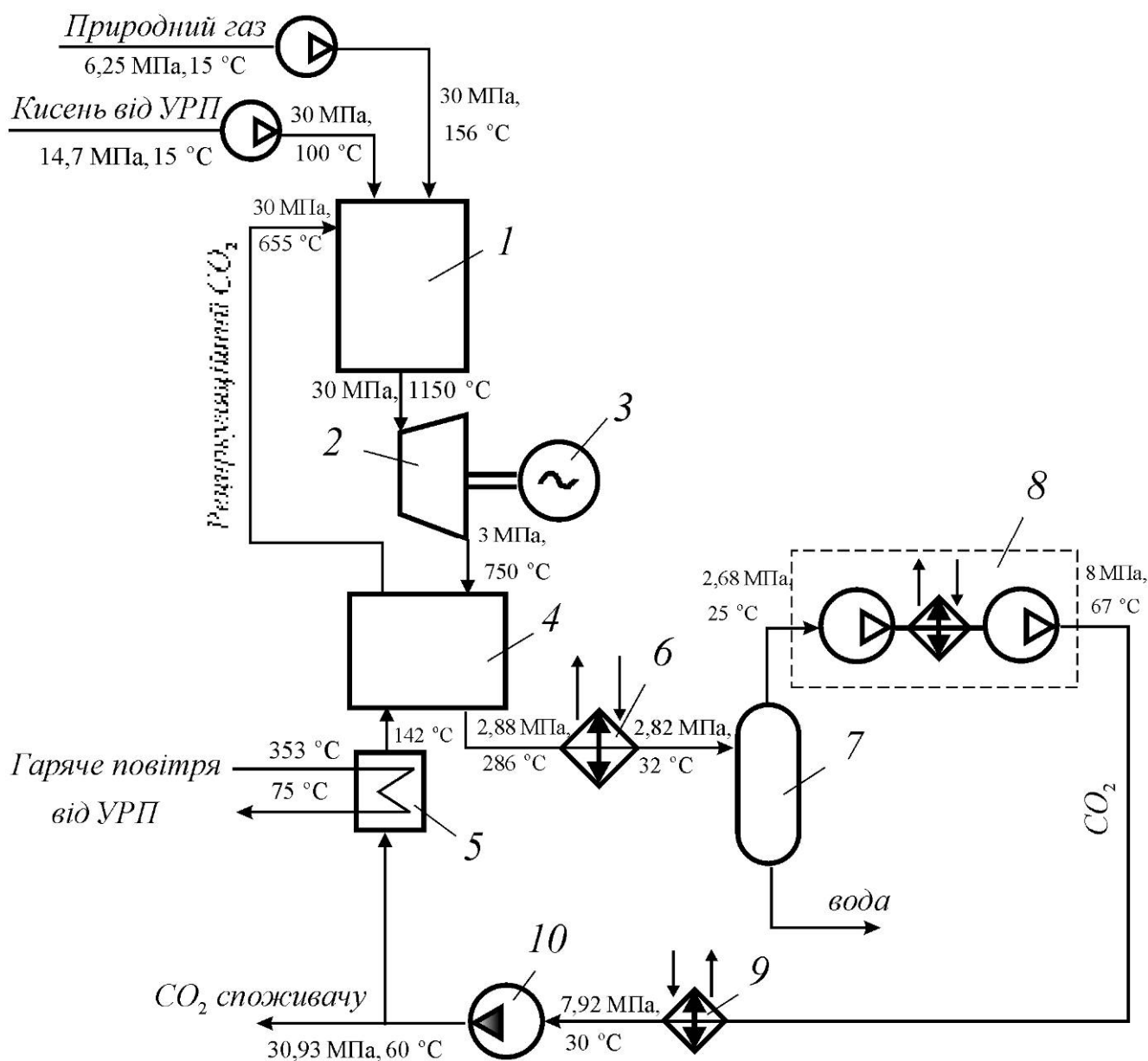
Ефективність "брутто" (gross efficiency) енергетичної установки:

$$\eta_{gr} = \frac{N_{e\Sigma}}{G_{NG} Q_H^p} = \frac{40463}{50032} = 0,809.$$

Зниження ефективності енергетичної установки через привід компресора та насоса стискання CO₂:

$$\eta_{CO_2} = \frac{Q_{\kappa 1} + Q_{\kappa 2} + Q_n}{G_{NG} Q_H^p} = \frac{3169 + 2394 + 1979}{50032} = 0,151.$$

Инов. № дубл.	Подпись и дата
Инов. № инв. №	Взам. инв. №
Инов. № подл.	Подпись и дата
Зм. Лист № докум. Підпис Дата КР.142.6231м.08.ПЗ Лист	

$$\eta_{ASU} = \frac{Q_{O_2} + Q_{k1} + Q_{k2}}{G_{NG} Q_H^p} = \frac{(3821...4223) + 299 + 350}{50032} = 0,089...0,097.$$


1 – камера згоряння; 2 – турбіна; 3 – електрогенератор; 4 – високотемпературна секція регенератора; 5 – низькотемпературна секція регенератора; 6 – охолоджувач випускних газів; 7 – сепараційна установка; 8 – двосекційний з проміжним охолодженням компресор вуглекислого газу; 9 – охолоджувач вуглекислого газу; 10 – насос вуглекислого газу; УРП – установка розділення повітря

Питоме значення корисної генеруємої енергетичною установкою електричної потужності визначиться за формулою:

$$\frac{N_e}{G_{NG}} = \frac{N_{e\Sigma}}{G_{NG}} - \frac{Q_{O_2}}{G_{NG}} - \frac{Q_{k1}}{G_{NG}} - \frac{Q_{k2}}{G_{NG}} - \frac{Q_{\kappa1}}{G_{NG}} - \frac{Q_{\kappa2}}{G_{NG}} - \frac{Q_n}{G_{NG}} =$$

$$= 40463 - (3821...4223) - 299 - 350 - 3169 - 2394 - 1979 = 28451...28049 \text{ кВт/(кг/с)}.$$

Ефективний ККД енергетичної установки

$$\eta_e = \frac{N_e}{G_{NG} Q_H^p} = \frac{(28451...28049)}{50032} = 0,569...0,561,$$

де $Q_H^p = 50032 \text{ кДж/кг}$ – нижня теплота згоряння природного газу.

Головні термодинамічні параметри енергетичної установки, які були розраховані на даний момент, наведені на тепловій схемі (рис. 2.12).

2.12. ПЕРЕВІРКА АДЕКВАТНОСТІ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

Виконаємо перевірку адекватності розробленої в попередніх розділах роботи математичної моделі проєктуємої енергетичної установки шляхом порівняння розрахованих складових теплового балансу з аналогічними значеннями базової установки у Ла-Порте, штат Техас. Розподіл теплового балансу базової установки наведено на рис. 2.13, розподіл теплового балансу спроектованої установки – на рис. 2.14.

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	КР.142.6231м.08.ПЗ Лист				
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата					

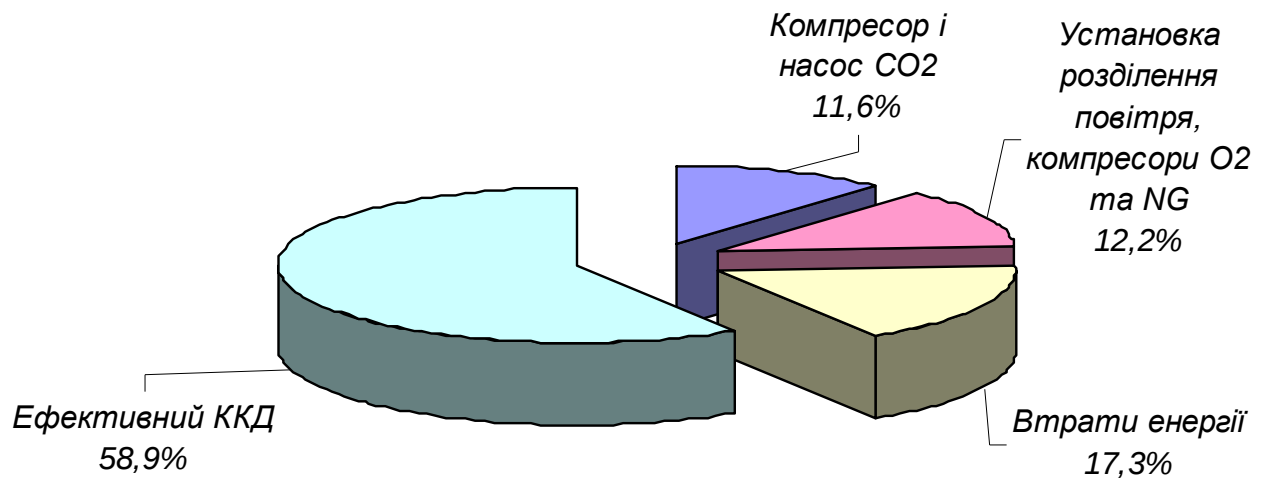


Рис. 2.13. Розподіл теплового балансу базової установки у Ла-Порте

Порівняння наведеної на цих рисунках інформації свідчить про те, що виконане математичне моделювання циклу Аллама в цілому адекватно описує фізичні процеси, що відбуваються в цій енергетичній установці. Різниця між значеннями ефективного ККД (58,9 та 56,9 %) та різниці між різними затратами енергії можуть бути пояснені відсутністю достовірної інформації щодо параметрів використаного на установці в Ла-Порте обладнання.

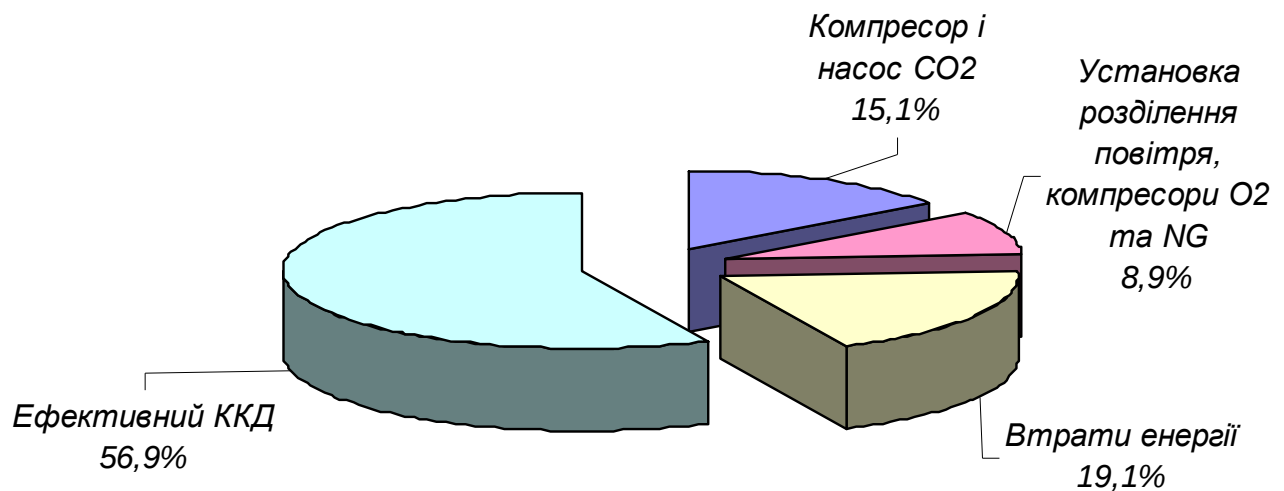


Рис. 2.14. Розподіл теплового балансу спроектованої установки

Подпись и дата						КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист
Инв. № дубл.							
Взам. инв. №							
Подпись и дата							
Инв. № подл.							
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			

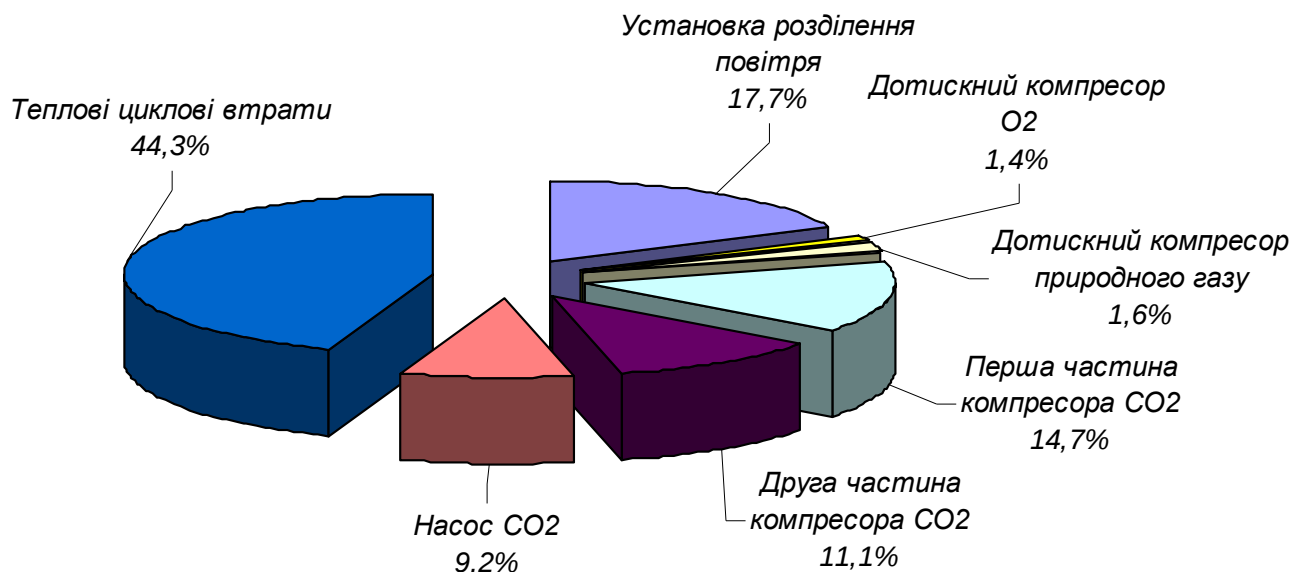


Рис. 2.15. Розподіл втрат спроектованої енергетичної установки

На рис. 2.15 наведений розподіл втрат спроектованої енергетичної установки. Ми бачимо, що теплові втрати термодинамічного циклу є найбільшими і становлять 44,3% від усієї їх кількості. Відбір електричної потужності на привід компресора та насоса підвищення тиску вуглекислого газу разом сягає 35% від загальної кількості втрат. Також чималими є втрати електричної енергії на отримання кисню в установці розділення повітря (17,7%).

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.08.ПЗ

Лист

					КР.142.6231м.08.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Дослідження параметрів енергетичної установки	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Кутняк І.В.							
Керівник	Патлайчук В.М.							
						НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

Дослідження параметрів проєктуємої енергетичної установки корисною електричною потужністю 100 МВт будемо проводити при змінному тискові у камері згоряння від 20 до 40 МПа.

Температура випускних газів з камери згоряння буде при варіюванні підтримуватися постійною – 1150 °С. Також постійним буде підтримуватися тиск газу за турбіною – 3 МПа.

3.1. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ПРИ ТИСКУ В КАМЕРІ ЗГОРЯННЯ 20 МПА

3.1.1. Витрати енергії на отримання кисню

Питома витрата електричної енергії в установці розділення повітря на отримання потрібної для роботи енергетичної установки кількості 99,5%-ного O₂ (наведена до витрати природного газу):

$$q_{O_2} = (0,38...0,42) \frac{3600 G_{O_2}}{G_{NG}} \cdot \frac{R_{O_2} T_n}{p_n} = 0,40 \cdot 3600 \cdot 3,99 \cdot \frac{259,8 \cdot 273}{101325} = 4022 \text{ кВт/(кг/с)},$$

де $R_{O_2} = 259,8 \text{ Дж/(кг К)}$ – газова стала кисню; $T_n = 273 \text{ К}$ та $p_n = 101325 \text{ Па}$ – температура та тиск нормальних умов.

3.1.2. Витрати енергії на дотискання кисню перед камерою згоряння

Вважаємо, що дотискання кисню проводиться в одноступеневому відцентровому компресорі з електроприводом.

Подпись и дата						
Инв. № дубл.						
Взам. инв. №						
Подпись и дата						
Инв. № подл.						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист

Міра підвищення тиску кисню у дотискному компресорі від 14,7 МПа (прийнятий тиск на виході з установки розділення повітря) до 20 МПа (тиск у камері згоряння):

$$\pi_{\text{кO}_2} = \frac{20 \cdot 10^6}{14,7 \cdot 10^6} = 1,36.$$

Показник ізоентропи кисню для компресора (у 1-му наближенні):

$$k_1 = \frac{c_p}{c_p - R_{\text{O}_2}} = \frac{920}{920 - 259,8} = 1,394,$$

де $c_p = 920$ Дж/(кг·К) – теплоємність кисню при середній температурі процесу **36 °С** (прийнята з подальшим уточненням).

Збільшення температури кисню при стисканні в компресорі:

$$\Delta T_1 = \frac{T_1 (\pi_{\text{к}}^{\frac{k_1-1}{k_1}} - 1)}{\eta_{\text{к}}} = \frac{293 \cdot (1,36^{\frac{1,394-1}{1,394}} - 1)}{0,82} = 32 \text{ К},$$

де $T_1 = 293$ К – прийняте значення початкової температури кисню; $\eta_{\text{к}} = 0,82$ – ККД відцентрового компресора.

Температура кисню за дотискним компресором

$$T_2 = T_1 + \Delta T_1 = 293 + 32 = 325 \text{ К}.$$

Середня температура процесу в компресорі

$$T_m = 0,5 (T_1 + T_2) = 0,5 (293 + 325) = 309 \text{ К (36 °С)}$$

Питома витрата електричної енергії на дотискання кисню у компресорі (наведена до витрати природного газу):

$$q_{k1} = 3,99 c_p \Delta T_1 \frac{1}{\eta_{ed}} = 3,99 \cdot 920 \cdot 10^{-3} \cdot 32 \cdot \frac{1}{0,98} = 122 \text{ кВт/(кг/с)},$$

де $\eta_{ed} = 0,98$ – ККД електропривода компресора.

3.1.3. Витрати енергії на дотискання природного газу перед камерою згоряння

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	Відцентрового компресора.							
					Температура кисню за дотискним компресором							
					$T_2 = T_1 + \Delta T_1 = 293 + 32 = 325 \text{ К.}$							
					Середня температура процесу в компресорі							
					$T_m = 0,5 (T_1 + T_2) = 0,5 (293 + 325) = 309 \text{ К (36 °C)}$							
					Питома витрата електричної енергії на дотискання кисню у компресорі (наведена до витрати природного газу):							
					$q_{k1} = 3,99 \, c_p \Delta T_1 \frac{1}{\eta_{ed}} = 3,99 \cdot 920 \cdot 10^{-3} \cdot 32 \cdot \frac{1}{0,98} = 122 \text{ кВт/(кг/с)},$							
					де $\eta_{ed} = 0,98$ – ККД електропривода компресора.							
					3.1.3. Витрати енергії на дотискання природного газу перед камерою згоряння							
Инв. № подл.	Подпись и дата						КР.142.6231м.08.ПЗ					Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата								

Вважаємо, що дотискання природного газу від тиску в магістральному газопроводі (середнє значення – 6,25 МПа) до тиску в камері згоряння (20 МПа) проводиться в одноступеневому відцентровому компресорі з електроприводом.

Міра підвищення тиску природного газу в дотискному компресорі:

$$\pi_{\text{кг}} = \frac{20 \cdot 10^6}{6,25 \cdot 10^6} = 3,20.$$

Показник ізоентропи природного газу для стискання у компресорі (у 1-му наближенні):

$$k_1 = \frac{c_p}{c_p - R_b} = \frac{2373}{2373 - 518} = 1,279,$$

де $c_p = 2373$ Дж/(кг·К) – теплоємність метану при середній температурі процесу **65 °С** (прийнята з подальшим уточненням); $R = 518$ Дж/(кг·К) – газова стала метану.

Збільшення температури метану при стисканні у компресорі:

$$\Delta T_m = \frac{T_1 (\pi_{\text{кг}}^{\frac{k_1-1}{k_1}} - 1)}{\eta_k} = \frac{288 \cdot (3,20^{\frac{1,279-1}{1,279}} - 1)}{0,81} = 103 \text{ K},$$

де $T_1 = 288$ К – прийняте значення початкової температури природного газу; $\eta_k = 0,81$ – ККД відцентрового компресора.

Температура природного газу за дотискним компресором

$$T_2 = T_1 + \Delta T_b = 288 + 103 = 391 \text{ K}.$$

Середня температура процесу в компресорі

$$T_m = 0,5 (T_1 + T_2) = 0,5 (288 + 391) = 339 \text{ K (66 °С)}$$

Питома витрата електричної енергії на дотискання природного газу у компресорі (наведена до витрати природного газу):

$$q_{k2} = c_p \Delta T_m \frac{1}{\eta_{ed3}} = 2373 \cdot 10^{-3} \cdot 103 \frac{1}{0,98} = 249 \text{ кВт/(кг/с)},$$

де $\eta_{ed} = 0,98$ – ККД електропривода компресора.

Инов. № дубл.	Подпись и дата
Взам. инв. №	
Подпись и дата	
Инов. № подл.	

					КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.1.4. Температура рециркуляційного вуглекислого газу

Оцінемо параметри рециркуляційного потоку вуглекислого газу виходячи з показників базової енергетичної установки. В базовій установці масова витрата кисню на вході до камери згоряння становила 4,75% від загальної кількості поступаючої речовини, масова витрата природного газу – 1,25%, масова витрата рециркуляційного вуглекислого газу – 94%.

Тобто відносна витрата рециркуляційного вуглекислого газу (наведена до витрати природного газу) мала значення:

$$\frac{G_{CO_2}}{G_{NG}} = \frac{94}{1,25} = 75,2.$$

Відповідно й відносна витрата кисню:

$$\frac{G_{O_2}}{G_{NG}} = \frac{4,75}{1,25} = 3,8.$$

Враховуючи, що кисень та природний газ поступають до камери згоряння з температурами $T_{2O_2} = 325 \text{ K}$ та $T_{2NG} = 391 \text{ K}$, розрахуємо потрібну для забезпечення температури $T_3 = 1423 \text{ K}$ (1150°C) температуру входу рециркуляційного вуглекислого газу:

$$T_{2CO_2} = T_3 - \frac{Q_H^p - c_{pNG}(T_3 - T_{2NG}) - \frac{G_{O_2}}{G_{NG}} \cdot c_{pO_2}(T_3 - T_{2O_2})}{c_{pCC_2} \cdot G_{CO_2} / G_{NG}} =$$

$$= 1423 - \frac{50032 - 4,697 \cdot (1423 - 391) - 3,8 \cdot 0,992 \cdot (1423 - 325)}{1,110 \cdot 75,2} = 931 \text{ K},$$

де $c_{pNG} = 4,697 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$ – теплоємність природного газу при середній температурі процесу 907 K (634°C); $c_{pO_2} = 0,992 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$ – теплоємність кисню при середній температурі процесу 874 K (601°C); $c_{pCC_2} = 1,110 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$ – теплоємність вуглекислого газу при середній температурі процесу 1177 K (904°C) (приймається з подальшим уточненням); $Q_H^p = 50032 \text{ кДж/кг}$ – нижча теплота згоряння природного газу.

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист

Відповідно до цього, для проектуємої енергетичної установки відносна витрата рециркуляційного вуглекислого газу:

$$\frac{G_{CO_2}}{G_{NG}} = \frac{Q_H - c_{pNG}(T_3 - T_{2NG}) - 3,99c_{pO_2}(T_3 - T_{2O_2})}{c_{pCC_2}(T_3 - T_{2CO_2})} =$$

$$= \frac{50032 - 4,697 \cdot (1423 - 391) - 3,99 \cdot 0,992 \cdot (1423 - 325)}{1,110 \cdot (1423 - 931)} = 74,82.$$

3.1.5. Розширення газу в турбіні

При спалюванні 1 кг метану утворюється 2,74 кг CO₂ та 2,25 кг H₂O. Також відомо, що для зниження температури газу до камери згоряння додається рециркуляційний вуглекислий газ у кількості 74,82 кг на 1 кг спалюваного метану.

Відповідно, на виході з камери згоряння маємо суміш, що складається з 2,25 кг водяної пари та 77,56 кг вуглекислого газу на кожен кілограм спалюваного палива (тобто сумарно $\frac{G_T}{G_{NG}} = 79,81$). Відсотковий склад суміші: 2,82% H₂O та 97,18% CO₂.

Параметри на вході в турбіну: тиск $p_3 = 20$ МПа, температура $T_3 = 1423$ К (1150 °С). Відповідно ентальпія вуглекислого газу $h_3 = 1300$ кДж/кг.

Тиск газу на виході з турбіни $p_4 = 3$ МПа.

Міра зниження тиску в турбіні:

$$\pi_T = \frac{20}{3} = 6,67.$$

Показник ізоентропи газу для розширення в турбіні:

$$k_T = \frac{c_{pt}}{c_{pt} - R_B} = \frac{1118}{1118 - 189} = 1,203,$$

де $c_{pt} = 1118$ Дж/(кг·К) – теплоємність вуглекислого газу при середній температурі ізоентропійного процесу 954 °С; $R = 189$ Дж/(кг·К) – газова стала вуглекислого газу.

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ					Лист

Зниження температури газу при ізоентропійному розширенні в турбіні:

$$\Delta T_{Tt} = T_3 \left(1 - \frac{1}{\pi_T \frac{k_r - 1}{k_r}} \right) = 1423 \cdot \left(1 - \frac{1}{6,67 \frac{1,203 - 1}{1,203}} \right) = 390 \text{ K.}$$

Температура газу за турбіною при ізентропійному розширенні:

$$T_{4t} = T_3 - \Delta T_{Tt} = 1423 - 390 = 1033 \text{ K.}$$

Середня температура ізоентропійного процесу в турбіні

$$T_{mt} = 0,5 (T_3 + T_{4t}) = 0,5 (1423 + 1033) = 1228 \text{ K (955 } ^\circ\text{C)}$$

Температура газу за турбіною при дійсному розширенні:

$$T_4 = T_3 - \eta_T(T_3 - T_{4t}) = 1423 - 0,873 \cdot (1423 - 1033) = 1082 \text{ K (809 } ^\circ\text{C)},$$

де $\eta_T = 0,873$ – ізоентропійний ККД турбіни (див. розділ 2.5).

Ентальпія вуглекислого газу за турбіною при дійсному розширенні:

$$h_1 = 861,1 \text{ кДж/кг.}$$

Питоме значення потужності на клеммах електрогенератора, який приводиться в обертання турбіною:

$$\frac{N_{e\Sigma}}{G_{NG}} = 79,81 (h_3 - h_4) \eta_e = 79,81 \cdot (1300 - 861,1) \cdot 0,989 = 34\,643 \text{ КВТ/}(\text{КГ/с}),$$

де $\eta_2 = 0,989$ – ККД электрогенератора.

3.1.6. Охолодження випускних газів в регенераторі та охолоджувальній системі

Коефіцієнт відновлення повного тиску для випускної сторони регенератора за аналогією з існуючими конструкціями регенераторів газотурбінних установок приймаємо рівним $v_c = 0,95 \dots 0,97$. Відповідно й тиск випускних газів за регенератором:

$$p_5 = p_4 v_2 = 3 \cdot 0,96 = 2,88 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт відновлення повного тиску для охолоджувальної системи приймаємо рівним $v_{ox} = 0,98$.

Инд. № подл.	Подпись и дата	$\frac{N_{e\Sigma}}{G_{NG}} = 79,81 (h_3 - h_4) \eta_e = 79,81 \cdot (1300 - 861,1) \cdot 0,989 = 34\,643 \text{ кВт/(кг/с)},$ де $\eta_e = 0,989$ – ККД електрогенератора.		
Инд. № докл.	Подпись и дата	3.1.6. Охолодження випускних газів в регенераторі та охолоджувальній системі Коефіцієнт відновлення повного тиску для випускної сторони регенератора за аналогією з існуючими конструкціями регенераторів газотурбінних установок приймаємо рівним $v_e = 0,95 \dots 0,97$. Відповідно й тиск випускних газів за регенератором: $p_5 = p_4 v_e = 3 \cdot 0,96 = 2,88 \text{ МПа.}$ Коефіцієнт відновлення повного тиску для охолоджувальної системи приймаємо рівним $v_{ox} = 0,98$.		
Взам. инв. №	Подпись и дата	КР.142.6231м.08.ПЗ		
Подпись и дата	Инд. № подл.	КР.142.6231м.08.ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Тиск випускних газів за охолоджувальною системою:

$$p_6 = p_5 v_{ox} = 2,88 \cdot 0,98 = 2,82 \text{ МПа.}$$

Температуру випускних газів на виході з системи охолодження приймаємо $T_6 = 305 \text{ К (32 } ^\circ\text{C)}$.

3.1.7. Відокремлення крапель води в сепараторі

Втрати тиску при проходженні газу через апарати очищення є дуже суттєвими, тому приймаємо коефіцієнт відновлення повного тиску для сепараційної установки рівним $v_c = 0,95$.

Тиск випускних газів за сепараційною установкою:

$$p_7 = p_6 v_c = 2,82 \cdot 0,95 = 2,68 \text{ МПа.}$$

Вважаємо, що температура випускних газів внаслідок теплообміну з навколишнім середовищем у сепараційній установці зменшується до $T_7 = 298 \text{ К (25 } ^\circ\text{C)}$.

3.1.8. Підвищення тиску вуглекислого газу в компресорі

Вважаємо, що стискання вуглекислого газу проводиться у багатоступеневому осьовому компресорі з електроприводом та проміжним охолодженням між 1-ю та 2-ю частинами. В першій частині тиск підвищується до 5 МПа. Після проміжного охолодження та проходження через другу частину тиск вуглекислого газу становить $p_8 = 8 \text{ МПа}$.

Міра підвищення тиску в 1-й частині компресора:

$$\pi_{к1} = \frac{5}{2,68} = 1,87.$$

Показник ізоентропи вуглекислого газу для 1-ї частини компресора (у 1-му наближенні):

Подпись и дата						
Инв. № дубл.						
Взам. инв. №						
Подпись и дата						
Инв. № подл.						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист

$$k_1 = \frac{c_{p1}}{c_{p1} - R_{\text{CO}_2}} = \frac{847}{847 - 189} = 1,287,$$

де $c_{p1} = 847 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ – теплоємність вуглекислого газу при середній температурі процесу 52°C ; $R = 189 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ – газова стала вуглекислого газу.

Ізоентропійний ККД 1-ї частини компресора

$$\eta_{\kappa 1} = \frac{\pi^{\frac{k_1-1}{k_1}} - 1}{\pi^{\frac{k_1 \eta_{\kappa 1}}{k_1}} - 1} = \frac{1,87^{\frac{1,287-1}{1,287}} - 1}{1,87^{\frac{1,287-1}{1,287,091}} - 1} = 0,904,$$

де $\eta_{cm}=0,91$ – ККД одного ступеня осьового компресора.

Збільшення температури вуглекислого газу при стисканні в 1-й частині компресора:

$$\Delta T_1 = \frac{T_7(\pi_{k_1}^{\frac{k_1-1}{k_1}} - 1)}{\eta_{k_1}} = \frac{298 \cdot (1,87^{\frac{1,287-1}{1,287}} - 1)}{0,904} = 49 \text{ K.}$$

Температура углекислого газу за 1-ю частиною компресора

$$T_{2--1} = T_7 + \Delta T_1 = 298 + 49 = 347 \text{ K (74 } ^\circ\text{C)}.$$

Середня температура процесу в 1-й частині компресора

$$T_{1m} = 0,5 (T_7 + T_{2-1}) = 0,5 (298 + 347) = 323 \text{ K (50 °C)}.$$

Питома витрата електричної енергії на стискання вуглекислого газу у 1-й частині компресора (наведена до витрати природного газу):

$$q_{k1} = 74,82 \, c_{p1} \Delta T_1 \frac{1}{\eta_{ed1}} = 74,82 \cdot 847 \cdot 10^{-3} \cdot 49 \cdot \frac{1}{0,98} = 3184 \, \text{кВт}/(\text{кг}/\text{с}),$$

де $\eta_{ed1} = 0,98$ – ККД электропривода компрессора.

Вважаємо, що в проміжному охолоджувачі вуглекислий газ охолоджується до температури $T_{1-2} = 303 \text{ K}$ (30°C).

Міра підвищення тиску у 2-й частині компресора:

$$\pi_{\kappa 2} = \frac{8}{5} = 1,60.$$

Ивв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	Середня температура процесу в 1-й частині компресора $T_{1m} = 0,5 (T_7 + T_{2-1}) = 0,5 (298 + 347) = 323 \text{ К (50 °C)}.$ Питома витрата електричної енергії на стискання вуглекислого газу у 1-й частині компресора (наведена до витрати природного газу): $q_{k1} = 74,82 \text{ с}_{p1} \Delta T_1 \frac{1}{\eta_{ed1}} = 74,82 \cdot 847 \cdot 10^{-3} \cdot 49 \cdot \frac{1}{0,98} = 3184 \text{ кВт/(кг/с)},$ де $\eta_{ed1} = 0,98$ – ККД електропривода компресора. Вважаємо, що в проміжному охолоджувачі вуглекислий газ охолоджується до температури $T_{1-2} = 303 \text{ К (30 °C)}$. Міра підвищення тиску у 2-й частині компресора: $\pi_{к2} = \frac{8}{5} = 1,60.$	Лист
Зм.	Лист	№ доквм.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ	

Показник ізоентропи вуглекислого газу для 2-ї частини компресора (у 1-му наближенні):

$$k_2 = \frac{c_{p_2}}{c_{p_2} - R_{CO_2}} = \frac{847}{847 - 189} = 1,287,$$

де $c_{p2} = 847 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ – теплоємність вуглекислого газу при середній температурі процесу 52°C ; $R = 189 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ – газова стала вуглекислого газу.

Ізоентропійний ККД 2-ї частини компресора

$$\eta_{k_2} = \frac{\pi_{k_2}^{\frac{k_2-1}{k_2-1}} - 1}{\pi_{k_2}^{\frac{k_2-1}{k_2-1}} - 1} = \frac{1,60^{\frac{1,287-1}{1,287}} - 1}{1,60^{\frac{1,287-1}{1,287}} - 1} = 0,905,$$

де $\eta_{cm} = 0,91$ – ККД одного ступеня осевого компрессора.

Збільшення температури вуглекислого газу при стисканні у 2-й частині компресора:

$$\Delta T_2 = \frac{T_{1-2} (\pi_{\kappa 2}^{\frac{k_2-1}{k_2}} - 1)}{\eta_{\kappa 2}} = \frac{303 \cdot (1,60^{\frac{1,287-1}{1,287}} - 1)}{0,905} = 37 \text{ K}.$$

Температура углекислого газа за 2-ю частиною компресора

$$T_8 = T_{1-2} + \Delta T_2 = 303 + 37 = 340 \text{ K } (67^\circ \text{C}).$$

Середня температура процесу у 2-й частині компресора

$$T_{2m} = 0,5 (T_{1-2} + T_8) = 0,5 (303 + 340) = 322 \text{ K (49 } ^\circ\text{C)}$$

Питома витрата електричної енергії на стискання вуглекислого газу у 2-й частині компресора (наведена до витрати природного газу):

$$q_{k_2} = 74,82 \cdot c_{p2} \Delta T_2 \frac{1}{\eta_{ed2}} = 74,82 \cdot 847 \cdot 10^{-3} \cdot 37 \cdot \frac{1}{0,98} = 2393 \text{ КВТ/}(кг/с),$$

де $\eta_{ed2} = 0,98$ – ККД электропривода компрессора.

3.1.9. Охолодження вуглекислого газу в охолоджувальній системі та підвищення тиску у насосі

Ив. № подл.	Подпись и дата	Температура вуглекислого газу за 2-ю частиною компресора $T_8 = T_{1-2} + \Delta T_2 = 303 + 37 = 340 \text{ К (67 } ^\circ\text{C)}.$ Середня температура процесу у 2-й частині компресора $T_{2m} = 0,5 (T_{1-2} + T_8) = 0,5 (303 + 340) = 322 \text{ К (49 } ^\circ\text{C)}$ Питома витрата електричної енергії на стискання вуглекислого газу у 2-й частині компресора (наведена до витрати природного газу): $q_{k2} = 74,82 \text{ } c_{p2} \Delta T_2 \frac{1}{\eta_{ed2}} = 74,82 \cdot 847 \cdot 10^{-3} \cdot 37 \cdot \frac{1}{0,98} = 2393 \text{ кВт/(кг/с)},$ де $\eta_{ed2} = 0,98$ – ККД електропривода компресора.		
Взам. инв. №	Инв. № дубл.	3.1.9. Охлаждения вуглекислого газу в охолоджувальній системі та підвищення тиску у насосі		
Подпись и дата	Подпись и дата	3.1.9. Охлаждения вуглекислого газу в охолоджувальній системі та підвищення тиску у насосі		
Ив. № подл.	Подпись и дата	3.1.9. Охлаждения вуглекислого газу в охолоджувальній системі та підвищення тиску у насосі		

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.08.ПЗ

Лист

Вважаємо, що в охолоджувальній системі вуглекислий газ охолоджується з температури $T_8 = 340 \text{ K}$ (67°C) до температури $T_9 = 303 \text{ K}$ (30°C).

Коефіцієнт відновлення повного тиску для охолоджувальної системи в даному випадку приймаємо рівним $v_{ox} = 0,99$.

Тиск вуглекислого газу за охолоджувальною системою:

$$p_9 = p_5 v_{ox} = 8,0 \cdot 0,99 = 7,92 \text{ МПа.}$$

Підвищення тиску вуглекислого газу будемо проводити відцентровим насосом з електроприводом до тиску, який перевищує значення в камері згоряння на величину втрат в регенераторі. Коефіцієнт корисної дії такого насоса становить приблизно $\eta_n = 0,92 \dots 0,95$.

Коефіцієнт відновлення повного тиску для впускної сторони регенератора за аналогією з існуючими конструкціями регенераторів газотурбінних установок приймаємо рівним $v_z = 0,96 \dots 0,98$.

Оскільки робочий тиск у камері згоряння становить 20 МПа , то з урахуванням втрат тиску у регенераторі тиск вуглекислого газу за насосом:

$$p_{10} = \frac{p_3}{v_z} = \frac{20}{0,97} = 20,62 \text{ МПа.}$$

Міра підвищення тиску в насосі:

$$\pi_k = \frac{20,62}{7,92} = 2,60.$$

Параметри вуглекислого газу перед насосом: тиск $p_9 = 7,92 \text{ МПа}$, температура $T_9 = 303 \text{ K}$ (30°C).

Ентальпія газу за таких умов: $h_9 = 4,23 \text{ кДж/кг}$.

Параметри вуглекислого газу після насосу: тиск $p_{10} = 20,62 \text{ МПа}$, температура $T_{10} = 316 \text{ K}$ (43°C). (Температура 43°C за насосом приймається виходячи з дійсних параметрів базової установки.)

Ентальпія газу за таких умов: $h_{10} = 15,35 \text{ кДж/кг}$.

Инв. № подл.	Подпись и дата					
	Инв. № дубл.					
	Взам. инв. №					
Инв. № подл.	Подпись и дата					
	Инв. № дубл.					
	Взам. инв. №					
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист

$$p_{10} = \frac{p_3}{v_z} = \frac{20}{0,97} = 20,62 \text{ МПа.}$$

Міра підвищення тиску в насосі:

$$\pi_k = \frac{20,62}{7,92} = 2,60.$$

Параметри вуглекислого газу перед насосом: тиск $p_9 = 7,92 \text{ МПа}$, температура $T_9 = 303 \text{ К}$ ($30 \text{ }^\circ\text{C}$).

Ентальпія газу за таких умов: $h_9 = 4,23 \text{ кДж/кг}$.

Параметри вуглекислого газу після насосу: тиск $p_{10} = 20,62 \text{ МПа}$, температура $T_{10} = 316 \text{ К}$ ($43 \text{ }^\circ\text{C}$). (Температура $43 \text{ }^\circ\text{C}$ за насосом приймається виходячи з дійсних параметрів базової установки.)

Ентальпія газу за таких умов: $h_{10} = 15,35 \text{ кДж/кг}$.

Питома витрата електричної енергії на підвищення тиску вуглекислого газу у насосі (наведена до витрати природного газу):

$$q_n = 74,82 (h_{10} - h_9) \frac{1}{\eta_{ed}} = 74,82 \cdot (15,35 - 4,23) \cdot \frac{1}{0,98} = 849 \text{ кВт/(кг/с)},$$

де $\eta_{ed} = 0,98$ – ККД електропривода.

3.1.10. Підігрів рециркуляційного газу в регенераторі

Після підвищення тиску в насосі вуглекислий газ поділяється на два потоки. Один з них спрямовується до споживача, інший (т.зв. рециркуляційний) – повертається до камери згоряння, охолоджує продукти згоряння і зменшує їх температуру до потрібного значення.

Витрата рециркуляційного вуглекислого газу становить 74,82 кг на 1 кг спалюваного природного газу. Відповідно споживачу буде відводитися вуглекислий газ у кількості 2,74 кг на 1 кг спалюваного природного газу.

Підігрів рециркуляційного вуглекислого газу в регенераторі відбувається послідовно в двох секціях: низькотемпературній та високотемпературній.

В низькотемпературній секції вуглекислий газ підігрівається за рахунок тепла повітря, нагрітого в компресорі установки розділення.

Це повітря, як ми вже знаємо, в секцію входить з температурою $T_{n1} = 626 \text{ К}$ (353 °С) (див. розділ 2.1). Температура входу вуглекислого газу становить $T_{10} = 316 \text{ К}$ (43 °С).

Вважаємо, що температура виходу повітря з секції на 15 К вище, ніж температура T_{10} . Тому

$$T_{n2} = T_{10} + 15 = 316 + 15 = 331 \text{ К (58 °С)}.$$

Враховуючи, що $\frac{G_n}{G_{NG}} = 19,05$ (див. розділ 2.1), а $\frac{G_{CO2}}{G_{NG}} = 74,82$, маємо температуру вуглекислого газу на виході з низькотемпературної секції:

Инв. № подл.	Подпись и дата				Лист
	Инв. № дубл.				
	Взам. инв. №				
	Подпись и дата				
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ

$$T_{10-1} = \frac{19,05 c_{pn} (T_{n1} - T_{n2})}{74,82 c_{pCO_2}} + T_{10} = \frac{19,05 \cdot 1013 \cdot (626 - 331)}{74,82 \cdot 864} + 316 = 404 \text{ K (131 } ^\circ\text{C)},$$

де $c_{pn} = 1013 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ – теплоємність повітря при середній температурі процесу $206 \text{ } ^\circ\text{C}$; $c_{pCO_2} = 864 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ – теплоємність вуглекислого газу при середній температурі процесу $87 \text{ } ^\circ\text{C}$.

У високотемпературній секції регенератора рециркуляційний вуглекислий газ підігрівається з температури $T_{10-1} = 404 \text{ K (131 } ^\circ\text{C)}$ до потрібної температури входу до камери згоряння $T_{2CO_2} = 931 \text{ K (658 } ^\circ\text{C)}$.

Випускні газы при цьому охолоджуються з температури $T_4 = 1082 \text{ K (809 } ^\circ\text{C)}$ до температури T_5 .

Враховуючи, що $\frac{G_T}{G_{NG}} = 79,81$ (див. розділ 3.1.5), а $\frac{G_{CO_2}}{G_{NG}} = 74,82$, маємо

температуру випускних газів на виході з високотемпературної секції:

$$T_5 = T_4 - \frac{74,82 c_{pCO_2} (T_{2CO_2} - T_{10-1})}{79,81 c_{pg}} = 1082 - \frac{74,82 \cdot 984 \cdot (931 - 404)}{79,81 \cdot 1019} = 612 \text{ K (339 } ^\circ\text{C)},$$

де $c_{pg} = 1034 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ – теплоємність випускних газів при середній температурі процесу $571 \text{ } ^\circ\text{C}$; $c_{pCO_2} = 984 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ – теплоємність вуглекислого газу при середній температурі процесу $395 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Слід зауважити, що температура випускних газів на виході з високотемпературної секції вище температури конденсації водяної пари при тиску $3 \text{ МПа (234 } ^\circ\text{C)}$. Це свідчить про те, що конденсація водяної пари з випускних газів в регенераторі не відбувається.

3.1.11. Розрахунок ефективності енергетичної установки

Ефективність "брутто" (gross efficiency) енергетичної установки:

$$\eta_{gr} = \frac{N_{e\Sigma}}{G_{NG} Q_H^p} = \frac{34643}{50032} = 0,692.$$

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	КР.142.6231м.08.ПЗ Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	

Витрати енергетичної установки на привід компресора та насоса стискання CO₂:

$$\eta_{CO_2} = \frac{Q_{k1} + Q_{k2} + Q_n}{G_{NG} Q_H^p} = \frac{3184 + 2393 + 849}{50032} = 0,128.$$

Витрати енергетичної установки на інші паразитні навантаження (установка розділення повітря, привід компресорів дотискання кисню та природного газу):

$$\eta_{ASU} = \frac{Q_{O_2} + Q_{k1} + Q_{k2}}{G_{NG} Q_H^p} = \frac{4022 + 122 + 249}{50032} = 0,088.$$

Питоме значення корисної генеруємої енергетичною установкою електричної потужності визначиться за формулою:

$$\begin{aligned} \frac{N_e}{G_{NG}} &= \frac{N_{e\Sigma}}{G_{NG}} - \frac{Q_{O_2}}{G_{NG}} - \frac{Q_{k1}}{G_{NG}} - \frac{Q_{k2}}{G_{NG}} - \frac{Q_{k1}}{G_{NG}} - \frac{Q_{k2}}{G_{NG}} - \frac{Q_n}{G_{NG}} = \\ &= 34643 - 4022 - 122 - 249 - 3184 - 2393 - 849 = 23\,825 \text{ кВт/(кг/с)}. \end{aligned}$$

Ефективний ККД енергетичної установки

$$\eta_e = \frac{N_e}{G_{NG} Q_H^p} = \frac{23825}{50032} = 0,476,$$

де $Q_H^p = 50032$ кДж/кг – нижня теплота згоряння природного газу.

Для енергетичної установки корисною потужністю 100 МВт витрата природного газу (як палива) має становити:

$$G_{NG} = \frac{N_e}{Q_H^p \eta_e} = \frac{100000}{50032 \cdot 0,476} = 4,197 \text{ кг/с (15 110 кг/год)}.$$

Відповідно, абсолютні значення потужності та витрат енергії для 100 МВт-ної енергетичної установки зведені до таблиці 3.1.1.

Таблиця 3.1.1

Абсолютні значення потужності та витрат енергії установки при тиску в камері згоряння 20 МПа

Параметр	Значення
Витрата електричної енергії в установці розділення повітря, кВт	16 881

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист

Параметр	Значення
Витрата електричної енергії на дотискання кисню у компресорі, кВт	510
Витрата електричної енергії на дотискання природного газу у компресорі, кВт	1045
Потужність на клеммах електрогенератора, кВт	145 410
Витрата електричної енергії на стискання вуглекислого газу у 1-й частині компресора, кВт	13 364
Витрата електричної енергії на стискання вуглекислого газу у 2-й частині компресора, кВт	10046
Витрата електричної енергії на підвищення тиску вуглекислого газу у насосі, кВт	3563

3.2. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ПРИ ТИСКУ В КАМЕРІ ЗГОРЯННЯ 30 МПА

3.2.1. Витрати енергії на отримання кисню

Питома витрата електричної енергії в установці розділення повітря на отримання потрібної для роботи енергетичної установки кількості 99,5%-ного O₂ (наведена до витрати природного газу):

$$q_{O_2} = (0,38...0,42) \frac{3600 G_{O_2}}{G_{NG}} \cdot \frac{R_{O_2} T_n}{p_n} = 0,40 \cdot 3600 \cdot 3,99 \cdot \frac{259,8 \cdot 273}{101325} = 4022 \text{ кВт/(кг/с)},$$

де $R_{O_2} = 259,8 \text{ Дж/(кг K)}$ – газова стала кисню; $T_n = 273 \text{ K}$ та $p_n = 101325 \text{ Па}$ – температура та тиск нормальних умов.

3.2.2. Витрати енергії на дотискання кисню перед камерою згоряння

Вважаємо, що дотискання кисню проводиться в одноступеневому відцентровому компресорі з електроприводом.

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

					КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Міра підвищення тиску кисню у дотискному компресорі від 14,7 МПа (прийнятий тиск на виході з установки розділення повітря) до 30 МПа (тиск у камері згоряння):

$$\pi_{\text{кO}_2} = \frac{30 \cdot 10^6}{14,7 \cdot 10^6} = 2,04.$$

Показник ізоентропи кисню для компресора (у 1-му наближенні):

$$k_1 = \frac{c_p}{c_p - R_{\text{O}_2}} = \frac{922}{922 - 259,8} = 1,392,$$

де $c_p = 922$ Дж/(кг·К) – теплоємність кисню при середній температурі процесу **60 °С** (прийнята з подальшим уточненням).

Збільшення температури кисню при стисканні в компресорі:

$$\Delta T_1 = \frac{T_1 (\pi_{\text{к}}^{\frac{k_1-1}{k_1}} - 1)}{\eta_{\text{к}}} = \frac{293 \cdot (2,04^{\frac{1,392-1}{1,392}} - 1)}{0,82} = 80 \text{ К},$$

де $T_1 = 293$ К – прийняте значення початкової температури кисню; $\eta_{\text{к}} = 0,82$ – ККД відцентрового компресора.

Температура кисню за дотискним компресором

$$T_2 = T_1 + \Delta T_1 = 293 + 80 = 373 \text{ К}.$$

Середня температура процесу в компресорі

$$T_m = 0,5 (T_1 + T_2) = 0,5 (293 + 373) = 333 \text{ К (60 °С)}$$

Питома витрата електричної енергії на дотискання кисню у компресорі (наведена до витрати природного газу):

$$q_{k1} = 3,99 c_p \Delta T_1 \frac{1}{\eta_{ed}} = 3,99 \cdot 922 \cdot 10^{-3} \cdot 80 \cdot \frac{1}{0,98} = 299 \text{ кВт/(кг/с)},$$

де $\eta_{ed} = 0,98$ – ККД електропривода компресора.

3.2.3. Витрати енергії на дотискання природного газу перед камерою згоряння

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	КР.142.6231м.08.ПЗ					Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

Вважаємо, що дотискання природного газу від тиску в магістральному газопроводі (середнє значення – 6,25 МПа) до тиску в камері згоряння (30 МПа) проводиться в одноступеневому відцентровому компресорі з електроприводом.

Міра підвищення тиску природного газу в дотискному компресорі:

$$\pi_{\text{кг}} = \frac{30 \cdot 10^6}{6,25 \cdot 10^6} = 4,80.$$

Показник ізоентропи природного газу для стискання у компресорі (у 1-му наближенні):

$$k_1 = \frac{c_p}{c_p - R_b} = \frac{2429}{2429 - 518} = 1,271,$$

де $c_p = 2429$ Дж/(кг·К) – теплоємність метану при середній температурі процесу **85 °С** (прийнята з подальшим уточненням); $R = 518$ Дж/(кг·К) – газова стала метану.

Збільшення температури метану при стисканні у компресорі:

$$\Delta T_m = \frac{T_1 (\pi_{\text{км}}^{\frac{k_1-1}{k_1}} - 1)}{\eta_k} = \frac{288 \cdot (6,25^{\frac{1,271-1}{1,271}} - 1)}{0,81} = 141 \text{ К},$$

де $T_1 = 288$ К – прийняте значення початкової температури природного газу; $\eta_k = 0,81$ – ККД відцентрового компресора.

Температура природного газу за дотискним компресором

$$T_2 = T_1 + \Delta T_b = 288 + 141 = 429 \text{ К}.$$

Середня температура процесу в компресорі

$$T_m = 0,5 (T_1 + T_2) = 0,5 (288 + 429) = 359 \text{ К (86 °С)}$$

Питома витрата електричної енергії на дотискання природного газу у компресорі (наведена до витрати природного газу):

$$q_{k2} = c_p \Delta T_m \frac{1}{\eta_{ed3}} = 2429 \cdot 10^{-3} \cdot 141 \frac{1}{0,98} = 350 \text{ кВт/(кг/с)},$$

де $\eta_{ed} = 0,98$ – ККД електропривода компресора.

Инов. № подл.	Подпись и дата	Инов. № дубл.	Подпись и дата
Взам. инв. №			
Инов. №			
Инов. № дубл.			
Подпись и дата			
Инов. № подл.			

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист

3.2.4. Температура рециркуляційного вуглекислого газу

Оцінемо параметри рециркуляційного потоку вуглекислого газу виходячи з показників базової енергетичної установки. В базовій установці масова витрата кисню на вході до камери згоряння становила 4,75% від загальної кількості поступаючої речовини, масова витрата природного газу – 1,25%, масова витрата рециркуляційного вуглекислого газу – 94%.

Тобто відносна витрата рециркуляційного вуглекислого газу (наведена до витрати природного газу) мала значення:

$$\frac{G_{CO_2}}{G_{NG}} = \frac{94}{1,25} = 75,2.$$

Відповідно й відносна витрата кисню:

$$\frac{G_{O_2}}{G_{NG}} = \frac{4,75}{1,25} = 3,8.$$

Враховуючи, що кисень та природний газ поступають до камери згоряння з температурами $T_{2O_2} = 373 \text{ K}$ та $T_{2NG} = 429 \text{ K}$, розрахуємо потрібну для забезпечення температури $T_3 = 1423 \text{ K}$ ($1150 \text{ }^\circ\text{C}$) температуру входу рециркуляційного вуглекислого газу:

$$T_{2CO_2} = T_3 - \frac{Q_H^p - c_{pNG}(T_3 - T_{2NG}) - \frac{G_{O_2}}{G_{NG}} \cdot c_{pO_2}(T_3 - T_{2O_2})}{c_{pCC_2} \cdot G_{CO_2} / G_{NG}} =$$

$$= 1423 - \frac{50032 - 4,781 \cdot (1423 - 429) - 3,8 \cdot 0,995 \cdot (1423 - 373)}{1,109 \cdot 75,2} = 928 \text{ K},$$

де $c_{pNG} = 4,781 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ – теплоємність природного газу при середній температурі процесу 926 K ($653 \text{ }^\circ\text{C}$); $c_{pO_2} = 0,995 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ – теплоємність кисню при середній температурі процесу 898 K ($625 \text{ }^\circ\text{C}$); $c_{pCC_2} = 1,109 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ – теплоємність вуглекислого газу при середній температурі процесу 1173 K ($900 \text{ }^\circ\text{C}$) (приймається з подальшим уточненням); $Q_H^p = 50032 \text{ кДж/кг}$ – нижча теплота згоряння природного газу.

Инов. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист

Відповідно до цього, для проектуємої енергетичної установки відносна витрата рециркуляційного вуглекислого газу:

$$\frac{G_{CO_2}}{G_{NG}} = \frac{Q_H^p - c_{pNG}(T_3 - T_{2NG}) - 3,99c_{pO_2}(T_3 - T_{2O_2})}{c_{pCC_2}(T_3 - T_{2CO_2})} =$$

$$= \frac{50032 - 4,781 \cdot (1423 - 429) - 3,99 \cdot 0,995 \cdot (1423 - 373)}{1,109 \cdot (1423 - 928)} = 74,84.$$

3.2.5. Розширення газу в турбіні

При спалюванні 1 кг метану утворюється 2,74 кг CO₂ та 2,25 кг H₂O. Також відомо, що для зниження температури газу до камери згоряння додається рециркуляційний вуглекислий газ у кількості 74,84 кг на 1 кг спалюваного метану.

Відповідно, на виході з камери згоряння маємо суміш, що складається з 2,25 кг водяної пари та 77,58 кг вуглекислого газу на кожен кілограм спалюваного палива (тобто сумарно $\frac{G_T}{G_{NG}} = 79,83$). Відсотковий склад суміші: 2,82% H₂O та 97,18% CO₂.

Параметри на вході в турбіну: тиск $p_3 = 30$ МПа, температура $T_3 = 1423$ К (1150 °С). Відповідно ентальпія вуглекислого газу $h_3 = 1300$ кДж/кг.

Параметри газу на виході з турбіни становлять: тиск $p_4 = 3$ МПа, температура $T_4 = 1023$ К (750 °С), ентальпія вуглекислого газу $h_4 = 787,5$ кДж/кг.

За цими параметрами оцінимо ефективність перетворення енергії в турбіні.

Міра зниження тиску в турбіні:

$$\pi_T = \frac{30}{3} = 10.$$

Показник ізоентропи газу для розширення в турбіні:

$$k_r = \frac{c_{pt}}{c_{pt} - R_b} = \frac{1112}{1112 - 189} = 1,205,$$

де $c_{pt} = 1112$ Дж/(кг·К) – теплоємність вуглекислого газу при середній температурі

Инов. № подл. Подпись и дата Взам. инв. № Инов. № дубл. Подпись и дата					
Зм. Лист № докум. Підпис Дата					
КР.142.6231м.08.ПЗ					Лист

ізоентропійного процесу 920°C ; $R = 189 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ – газова стала вуглекислого газу.

Зниження температури газу при ізоентропійному розширенні в турбіні:

$$\Delta T_{\text{Tt}} = T_3 \left(1 - \frac{1}{\pi_{\text{T}}^{\frac{k_{\text{T}}-1}{k_{\text{T}}}}} \right) = 1423 \cdot \left(1 - \frac{1}{10^{\frac{1,205-1}{1,205}}} \right) = 461 \text{ K}.$$

Температура газу за турбіною при ізоентропійному розширенні:

$$T_{4\text{t}} = T_3 - \Delta T_{\text{Tt}} = 1423 - 461 = 962 \text{ K}.$$

Середня температура ізоентропійного процесу в турбіні

$$T_{\text{mt}} = 0,5 (T_3 + T_{4\text{t}}) = 0,5 (1423 + 962) = 1193 \text{ K } (920^{\circ}\text{C})$$

Ізоентропійний ККД турбіни можна оцінити за формулою:

$$\eta_{\text{T}} = \frac{c_p (T_3 - T_4)}{c_{\text{pt}} (T_3 - T_{4\text{t}})} = \frac{1118 \cdot (1423 - 1023)}{1112 \cdot (1423 - 962)} = 0,873,$$

де $c_{\text{pt}} = 1112 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ – теплоємність вуглекислого газу при середній температурі процесу 920°C ; $c_p = 1118 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ – теплоємність вуглекислого газу при середній температурі процесу 950°C .

Питоме значення потужності на клеммах електрогенератора, який приводиться в обертання турбіною:

$$\frac{N_{\text{e}\Sigma}}{G_{\text{NG}}} = 79,83 (h_3 - h_4) \eta_{\text{e}} = 79,83 \cdot (1300 - 787,5) \cdot 0,989 = 40\,463 \text{ кВт}/(\text{кг}/\text{с}),$$

де $\eta_{\text{e}} = 0,989$ – ККД електрогенератора.

3.2.6. Охолодження випускних газів в регенераторі та охолоджувальній системі

Коефіцієнт відновлення повного тиску для випускної сторони регенератора за аналогією з існуючими конструкціями регенераторів газотурбінних установок приймаємо рівним $\nu_{\text{e}} = 0,95 \dots 0,97$. Відповідно й тиск випускних газів за регенератором:

Ив. № подл. Подпись и дата Взам. инв. № Инв. № дубл. Подпись и дата						Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ	

$$p_5 = p_4 v_z = 3 \cdot 0,96 = 2,88 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт відновлення повного тиску для охолоджувальної системи приймаємо рівним $v_{ox} = 0,98$.

Тиск випускних газів за охолоджувальною системою:

$$p_6 = p_5 v_{ox} = 2,88 \cdot 0,98 = 2,82 \text{ МПа.}$$

Температуру випускних газів на виході з системи охолодження приймаємо $T_6 = 305 \text{ К (32 } ^\circ\text{C)}$.

3.2.7. Відокремлення крапель води в сепараторі

Втрати тиску при проходженні газу через апарати очищення є дуже суттєвими, тому приймаємо коефіцієнт відновлення повного тиску для сепараційної установки рівним $v_c = 0,95$.

Тиск випускних газів за сепараційною установкою:

$$p_7 = p_6 v_c = 2,82 \cdot 0,95 = 2,68 \text{ МПа.}$$

Вважаємо, що температура випускних газів внаслідок теплообміну з навколишнім середовищем у сепараційній установці зменшується до $T_7 = 298 \text{ К (25 } ^\circ\text{C)}$.

3.2.8. Підвищення тиску вуглекислого газу в компресорі

Вважаємо, що стискання вуглекислого газу проводиться у багатоступеневому осьовому компресорі з електроприводом та проміжним охолодженням між 1-ю та 2-ю частинами. В першій частині тиск підвищується до 5 МПа. Після проміжного охолодження та проходження через другу частину тиск вуглекислого газу становить $p_8 = 8 \text{ МПа}$.

Міра підвищення тиску в 1-й частині компресора:

$$\pi_{к1} = \frac{5}{2,68} = 1,87.$$

Инов. № дубл.	Подпись и дата				
Взам. инв. №	Подпись и дата				
Инов. № подл.	Подпись и дата				
		КР.142.6231м.08.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Лист

Показник ізоентропи вуглекислого газу для 1-ї частини компресора (у 1-му наближенні):

$$k_1 = \frac{c_{p1}}{c_{p1} - R_{\text{CO}_2}} = \frac{847}{847 - 189} = 1,287,$$

де $c_{p1} = 847 \text{ Дж/(кг·К)}$ – теплоємність вуглекислого газу при середній температурі процесу 52 °C ; $R = 189 \text{ Дж/(кг·К)}$ – газова стала вуглекислого газу.

Ізоентропійний ККД 1-ї частини компресора

$$\eta_{k1} = \frac{\pi_{k1}^{\frac{k_1-1}{k_1}} - 1}{\pi_{k1}^{\frac{k_1-1}{k_1 \eta_{ct}}} - 1} = \frac{1,87^{\frac{1,287-1}{1,287}} - 1}{1,87^{\frac{1,287-1}{1,287 \cdot 0,91}} - 1} = 0,904,$$

де $\eta_{ct} = 0,91$ – ККД одного ступеня осьового компресора.

Збільшення температури вуглекислого газу при стисканні в 1-й частині компресора:

$$\Delta T_1 = \frac{T_7 (\pi_{k1}^{\frac{k_1-1}{k_1}} - 1)}{\eta_{k1}} = \frac{298 \cdot (1,87^{\frac{1,287-1}{1,287}} - 1)}{0,904} = 49 \text{ К}.$$

Температура вуглекислого газу за 1-ю частиною компресора

$$T_{2-1} = T_7 + \Delta T_1 = 298 + 49 = 347 \text{ К (74 °C)}.$$

Середня температура процесу в 1-й частині компресора

$$T_{1m} = 0,5 (T_7 + T_{2-1}) = 0,5 (298 + 347) = 323 \text{ К (50 °C)}.$$

Питома витрата електричної енергії на стискання вуглекислого газу у 1-й частині компресора (наведена до витрати природного газу):

$$q_{k1} = 74,84 c_{p1} \Delta T_1 \frac{1}{\eta_{ed1}} = 74,84 \cdot 847 \cdot 10^{-3} \cdot 49 \cdot \frac{1}{0,98} = 3185 \text{ кВт/(кг/с)},$$

де $\eta_{ed1} = 0,98$ – ККД електропривода компресора.

Вважаємо, що в проміжному охолоджувачі вуглекислий газ охолоджується до температури $T_{1-2} = 303 \text{ К (30 °C)}$.

Міра підвищення тиску у 2-й частині компресора:

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подпись и дата	КР.142.6231м.08.ПЗ					Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

$$\pi_{k2} = \frac{8}{5} = 1,60.$$

Показник ізоентропи вуглекислого газу для 2-ї частини компресора (у 1-му наближенні):

$$k_2 = \frac{c_{p2}}{c_{p2} - R_{CO_2}} = \frac{847}{847 - 189} = 1,287,$$

де $c_{p2} = 847$ Дж/(кг·К) – теплоємність вуглекислого газу при середній температурі процесу 52 °С; $R = 189$ Дж/(кг·К) – газова стала вуглекислого газу.

Ізоентропійний ККД 2-ї частини компресора

$$\eta_{k2} = \frac{\pi_{k2}^{\frac{k_2-1}{k_2}} - 1}{\pi_{k2}^{\frac{k_2-1}{k_2 \eta_{ct}}} - 1} = \frac{1,60^{\frac{1,287-1}{1,287}} - 1}{1,60^{\frac{1,287-1}{1,287 \cdot 0,91}} - 1} = 0,905,$$

де $\eta_{ct} = 0,91$ – ККД одного ступеня осьового компресора.

Збільшення температури вуглекислого газу при стисканні у 2-й частині компресора:

$$\Delta T_2 = \frac{T_{1-2} (\pi_{k2}^{\frac{k_2-1}{k_2}} - 1)}{\eta_{k2}} = \frac{303 \cdot (1,60^{\frac{1,287-1}{1,287}} - 1)}{0,905} = 37 \text{ К.}$$

Температура вуглекислого газу за 2-ю частиною компресора

$$T_8 = T_{1-2} + \Delta T_2 = 303 + 37 = 340 \text{ К (67 °С).}$$

Середня температура процесу у 2-й частині компресора

$$T_{2m} = 0,5 (T_{1-2} + T_8) = 0,5 (303 + 340) = 322 \text{ К (49 °С)}$$

Питома витрата електричної енергії на стискання вуглекислого газу у 2-й частині компресора (наведена до витрати природного газу):

$$q_{k2} = 74,84 c_{p2} \Delta T_2 \frac{1}{\eta_{ed2}} = 74,84 \cdot 847 \cdot 10^{-3} \cdot 37 \cdot \frac{1}{0,98} = 2394 \text{ кВт/(кг/с),}$$

де $\eta_{ed2} = 0,98$ – ККД електропривода компресора.

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ					Лист

3.2.9. Охолодження вуглекислого газу в охолоджувальній системі та підвищення тиску у насосі

Вважаємо, що в охолоджувальній системі вуглекислий газ охолоджується з температури $T_8 = 340 \text{ K}$ ($67 \text{ }^\circ\text{C}$) до температури $T_9 = 303 \text{ K}$ ($30 \text{ }^\circ\text{C}$).

Коефіцієнт відновлення повного тиску для охолоджувальної системи в даному випадку приймаємо рівним $v_{ox} = 0,99$.

Тиск вуглекислого газу за охолоджувальною системою:

$$p_9 = p_5 v_{ox} = 8,0 \cdot 0,99 = 7,92 \text{ МПа.}$$

Підвищення тиску вуглекислого газу будемо проводити відцентровим насосом з електроприводом до тиску, який перевищує значення в камері згоряння на величину втрат в регенераторі. Коефіцієнт корисної дії такого насоса становить приблизно $\eta_n = 0,92 \dots 0,95$.

Коефіцієнт відновлення повного тиску для впускної сторони регенератора за аналогією з існуючими конструкціями регенераторів газотурбінних установок приймаємо рівним $v_z = 0,96 \dots 0,98$.

Оскільки робочий тиск у камері згоряння становить 30 МПа , то з урахуванням втрат тиску у регенераторі тиск вуглекислого газу за насосом:

$$p_{10} = \frac{p_3}{v_z} = \frac{30}{0,97} = 30,93 \text{ МПа.}$$

Міра підвищення тиску в насосі:

$$\pi_k = \frac{30,93}{7,92} = 3,91.$$

Параметри вуглекислого газу перед насосом: тиск $p_9 = 7,92 \text{ МПа}$, температура $T_9 = 303 \text{ K}$ ($30 \text{ }^\circ\text{C}$).

Ентальпія газу за таких умов: $h_9 = 4,23 \text{ кДж/кг}$.

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Параметри вуглекислого газу після насосу: тиск $p_{10} = 30,93$ МПа, температура $T_{10} = 333$ К (60 °С). (Температура 60 °С за насосом приймається виходячи з дійсних параметрів базової установки.)

Ентальпія газу за таких умов: $h_{10} = 30,15$ кДж/кг.

Питома витрата електричної енергії на підвищення тиску вуглекислого газу у насосі (наведена до витрати природного газу):

$$q_n = 74,84 (h_{10} - h_9) \frac{1}{\eta_{ed}} = 74,84 \cdot (30,15 - 4,23) \cdot \frac{1}{0,98} = 1979 \text{ кВт/(кг/с)},$$

де $\eta_{ed} = 0,98$ – ККД електропривода.

3.2.10. Підігрів рециркуляційного газу в регенераторі

Після підвищення тиску в насосі вуглекислий газ поділяється на два потоки. Один з них спрямовується до споживача, інший (т.зв. рециркуляційний) – повертається до камери згоряння, охолоджує продукти згоряння і зменшує їх температуру до потрібного значення.

Витрата рециркуляційного вуглекислого газу становить 74,84 кг на 1 кг спалюваного природного газу. Відповідно споживачу буде відводитися вуглекислий газ у кількості 2,74 кг на 1 кг спалюваного природного газу.

Підігрів рециркуляційного вуглекислого газу в регенераторі відбувається послідовно в двох секціях: низькотемпературній та високотемпературній.

В низькотемпературній секції вуглекислий газ підігрівається за рахунок тепла повітря, нагрітого в компресорі установки розділення.

Це повітря, як ми вже знаємо, в секцію входить з температурою $T_{n1} = 626$ К (353 °С) (див. розділ 2.1). Температура входу вуглекислого газу становить $T_{10} = 333$ К (60 °С).

Вважаємо, що температура виходу повітря з секції на 15 К вище, ніж температура T_{10} . Тому

$$T_{n2} = T_{10} + 15 = 333 + 15 = 348 \text{ К (75 °С)}.$$

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	
Зм.	Лист
№ докум.	Підпис
Дата	
КР.142.6231м.08.ПЗ	
Лист	

Враховуючи, що $\frac{G_n}{G_{NG}} = 19,05$ (див. розділ 2.1), а $\frac{G_{CO_2}}{G_{NG}} = 74,84$, маємо

температуру вуглекислого газу на виході з низькотемпературної секції:

$$T_{10-1} = \frac{19,05 c_{pn} (T_{n1} - T_{n2})}{74,84 c_{pCO_2}} + T_{10} = \frac{19,05 \cdot 1014 \cdot (626 - 348)}{74,84 \cdot 872} + 333 = 415 \text{ K (142 } ^\circ\text{C)},$$

де $c_{pn} = 1014 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$ – теплоємність повітря при середній температурі процесу $214 ^\circ\text{C}$; $c_{pCO_2} = 872 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$ – теплоємність вуглекислого газу при середній температурі процесу $102 ^\circ\text{C}$.

У високотемпературній секції регенератора рециркуляційний вуглекислий газ підігрівається з температури $T_{10-1} = 415 \text{ K (142 } ^\circ\text{C)}$ до потрібної температури входу до камери згоряння $T_{2CO_2} = 928 \text{ K (655 } ^\circ\text{C)}$.

Випускні газы при цьому охолоджуються з температури $T_4 = 1023 \text{ K (750 } ^\circ\text{C)}$ до температури T_5 .

Враховуючи, що $\frac{G_T}{G_{NG}} = 79,83$ (див. розділ 3.2.5), а $\frac{G_{CO_2}}{G_{NG}} = 74,84$, маємо

температуру випускних газів на виході з високотемпературної секції:

$$T_5 = T_4 - \frac{74,84 c_{pCO_2} (T_{2CO_2} - T_{10-1})}{79,83 c_{pe}} = 1023 - \frac{74,84 \cdot 984 \cdot (928 - 415)}{79,83 \cdot 1019} = 559 \text{ K (286 } ^\circ\text{C)},$$

де $c_{pe} = 1019 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$ – теплоємність випускних газів при середній температурі процесу $520 ^\circ\text{C}$; $c_{pCO_2} = 984 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$ – теплоємність вуглекислого газу при середній температурі процесу $399 ^\circ\text{C}$.

Слід зауважити, що температура випускних газів на виході з високотемпературної секції вище температури конденсації водяної пари при тиску $3 \text{ МПа (234 } ^\circ\text{C)}$. Це свідчить про те, що конденсація водяної пари з випускних газів в регенераторі не відбувається.

3.2.11. Розрахунок ефективності енергетичної установки

Инв. № подл.	Подпись и дата				Лист
	Инв. № дубл.				
	Взам. инв. №				
	Подпись и дата				
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ

Ефективність "брутто" (gross efficiency) енергетичної установки:

$$\eta_{gr} = \frac{N_{e\Sigma}}{G_{NG} Q_H^p} = \frac{40463}{50032} = 0,809.$$

Витрати енергетичної установки на привід компресора та насоса стискання CO₂:

$$\eta_{CO_2} = \frac{Q_{k1} + Q_{k2} + Q_n}{G_{NG} Q_H^p} = \frac{3185 + 2394 + 1979}{50032} = 0,151.$$

Витрати енергетичної установки на інші паразитні навантаження (установка розділення повітря, привід компресорів дотискання кисню та природного газу):

$$\eta_{ASU} = \frac{Q_{O_2} + Q_{k1} + Q_{k2}}{G_{NG} Q_H^p} = \frac{4022 + 299 + 350}{50032} = 0,093.$$

Питоме значення корисної генеруємої енергетичною установкою електричної потужності визначиться за формулою:

$$\begin{aligned} \frac{N_e}{G_{NG}} &= \frac{N_{e\Sigma}}{G_{NG}} - \frac{Q_{O_2}}{G_{NG}} - \frac{Q_{k1}}{G_{NG}} - \frac{Q_{k2}}{G_{NG}} - \frac{Q_{k1}}{G_{NG}} - \frac{Q_{k2}}{G_{NG}} - \frac{Q_n}{G_{NG}} = \\ &= 40463 - 4022 - 299 - 350 - 3185 - 2394 - 1979 = 28\,234 \text{ кВт/(кг/с)}. \end{aligned}$$

Ефективний ККД енергетичної установки

$$\eta_e = \frac{N_e}{G_{NG} Q_H^p} = \frac{28234}{50032} = 0,564,$$

де $Q_H^p = 50032$ кДж/кг – нижня теплота згоряння природного газу.

Для енергетичної установки корисною потужністю 100 МВт витрата природного газу (як палива) має становити:

$$G_{NG} = \frac{N_e}{Q_H^p \eta_e} = \frac{100000}{50032 \cdot 0,564} = 3,542 \text{ кг/с (12 751 кг/год)}.$$

Відповідно, абсолютні значення потужності та витрат енергії для 100 МВт-ної енергетичної установки зведені до таблиці 3.2.1.

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.6231м.08.ПЗ				Лист

Абсолютні значення потужності та витрат енергії установки при тиску в камері згоряння 30 МПа

Параметр	Значення
Витрата електричної енергії в установці розділення повітря, кВт	14 245
Витрата електричної енергії на дотискання кисню у компресорі, кВт	1058
Витрата електричної енергії на дотискання природного газу у компресорі, кВт	1240
Потужність на клеммах електрогенератора, кВт	143 313
Витрата електричної енергії на стискання вуглекислого газу у 1-й частині компресора, кВт	11 280
Витрата електричної енергії на стискання вуглекислого газу у 2-й частині компресора, кВт	8479
Витрата електричної енергії на підвищення тиску вуглекислого газу у насосі, кВт	7011

**3.3. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ПРИ ТИСКУ В КАМЕРІ
ЗГОРЯННЯ 40 МПа**

3.3.1. Витрати енергії на отримання кисню

Питома витрата електричної енергії в установці розділення повітря на отримання потрібної для роботи енергетичної установки кількості 99,5%-ного O₂ (наведена до витрати природного газу):

$$q_{O_2} = (0,38...0,42) \frac{3600 G_{O_2}}{G_{NG}} \cdot \frac{R_{O_2} T_n}{p_n} = 0,40 \cdot 3600 \cdot 3,99 \cdot \frac{259,8 \cdot 273}{101325} = 4022 \text{ кВт/(кг/с)},$$

де $R_{O_2} = 259,8 \text{ Дж/(кг К)}$ – газова стала кисню; $T_n = 273 \text{ К}$ та $p_n = 101325 \text{ Па}$ – температура та тиск нормальних умов.

Підписи і дата									
Инв. № дубл.									
Взам. инв. №									
Підписи і дата									
Инв. № подл.									

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист

3.3.2. Витрати енергії на дотискання кисню перед камерою згоряння

Вважаємо, що дотискання кисню проводиться в одноступеневому відцентровому компресорі з електроприводом.

Міра підвищення тиску кисню у дотискному компресорі від 14,7 МПа (прийнятий тиск на виході з установки розділення повітря) до 40 МПа (тиск у камері згоряння):

$$\pi_{\text{кO}_2} = \frac{40 \cdot 10^6}{14,7 \cdot 10^6} = 2,72.$$

Показник ізоентропи кисню для компресора (у 1-му наближенні):

$$k_1 = \frac{c_p}{c_p - R_{\text{O}_2}} = \frac{923}{923 - 259,8} = 1,392,$$

де $c_p = 923$ Дж/(кг·К) – теплоємність кисню при середній температурі процесу **78 °С** (прийнята з подальшим уточненням).

Збільшення температури кисню при стисканні в компресорі:

$$\Delta T_1 = \frac{T_1 (\pi_k^{\frac{k_1-1}{k_1}} - 1)}{\eta_k} = \frac{293 \cdot (2,72^{\frac{1,392-1}{1,392}} - 1)}{0,82} = 116 \text{ K},$$

де $T_1 = 293$ К – прийняте значення початкової температури кисню; $\eta_k = 0,82$ – ККД відцентрового компресора.

Температура кисню за дотискним компресором

$$T_2 = T_1 + \Delta T_1 = 293 + 116 = 409 \text{ K}.$$

Середня температура процесу в компресорі

$$T_m = 0,5 (T_1 + T_2) = 0,5 (293 + 409) = 351 \text{ K (78 °С)}$$

Питома витрата електричної енергії на дотискання кисню у компресорі (наведена до витрати природного газу):

$$q_{k1} = 3,99 c_p \Delta T_1 \frac{1}{\eta_{ed}} = 3,99 \cdot 923 \cdot 10^{-3} \cdot 116 \cdot \frac{1}{0,98} = 437 \text{ кВт/(кг/с)},$$

де $\eta_{ed} = 0,98$ – ККД електропривода компресора.

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

					КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3.3. Витрати енергії на дотискання природного газу перед камерою згоряння

Вважаємо, що дотискання природного газу від тиску в магістральному газопроводі (середнє значення – 6,25 МПа) до тиску в камері згоряння (40 МПа) проводиться в одноступеневому відцентровому компресорі з електроприводом.

Міра підвищення тиску природного газу в дотискному компресорі:

$$\pi_{\text{кг}} = \frac{40 \cdot 10^6}{6,25 \cdot 10^6} = 6,40.$$

Показник ізоентропи природного газу для стискання у компресорі (у 1-му наближенні):

$$k_1 = \frac{c_p}{c_n - R_R} = \frac{2484}{2484 - 518} = 1,263,$$

де $c_p = 2484 \text{ Дж/(кг·К)}$ – теплоємність метану при середній температурі процесу **104 °С** (прийнята з подальшим уточненням); $R = 518 \text{ Дж/(кг·К)}$ – газова стала метану.

Збільшення температури метану при стисканні у компресорі:

$$\Delta T_{\text{M}} = \frac{T_1(\pi^{\frac{k_1-1}{k_1}}_{\text{KM}} - 1)}{\eta_{\kappa}} = \frac{288 \cdot (6,40^{\frac{1,263-1}{1,263}} - 1)}{0,81} = 168 \text{ K},$$

де $T_1 = 288 \text{ К}$ – прийняте значення початкової температури природного газу;
 $\eta_k = 0,81$ – ККД відцентрового компресора.

Температура природного газу за дотискним компресором

$$T_2 = T_1 + \Delta T_R = 288 + 168 = 456 \text{ K.}$$

Середня температура процесу в компресорі

$$T_m = 0,5 (T_1 + T_2) = 0,5 (288 + 456) = 372 \text{ K (99 } ^\circ\text{C)}$$

Питома витрата електричної енергії на дотискання природного газу у компресорі (наведена до витрати природного газу):

Ив. № подл.

Подпись и дата

Взам. инв. №

Инв. № дубл.

Подпись и дата

метану.

Збільшення температури метану при стисканні у компресорі:

$$\Delta T_{\text{м}} = \frac{T_1 (\pi_{\text{км}}^{\frac{k_1-1}{k_1}} - 1)}{\eta_{\text{к}}} = \frac{288 \cdot (6,40^{\frac{1,263-1}{1,263}} - 1)}{0,81} = 168 \text{ К},$$

де $T_1 = 288 \text{ К}$ – прийняте значення початкової температури природного газу;
 $\eta_{\text{к}} = 0,81$ – ККД відцентрового компресора.

Температура природного газу за дотискним компресором

$$T_2 = T_1 + \Delta T_{\text{в}} = 288 + 168 = 456 \text{ К}.$$

Середня температура процесу в компресорі

$$T_{\text{м}} = 0,5 (T_1 + T_2) = 0,5 (288 + 456) = 372 \text{ К (99 °С)}$$

Питома витрата електричної енергії на дотискання природного газу у компресорі (наведена до витрати природного газу):

					КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$q_{k2} = c_p \Delta T_m \frac{1}{\eta_{ed3}} = 2484 \cdot 10^{-3} \cdot 168 \frac{1}{0,98} = 426 \text{ кВт/(кг/с)},$$

де $\eta_{ed} = 0,98$ – ККД електропривода компресора.

3.3.4. Температура рециркуляційного вуглекислого газу

Оцінемо параметри рециркуляційного потоку вуглекислого газу виходячи з показників базової енергетичної установки. В базовій установці масова витрата кисню на вході до камери згоряння становила 4,75% від загальної кількості поступаючої речовини, масова витрата природного газу – 1,25%, масова витрата рециркуляційного вуглекислого газу – 94%.

Тобто відносна витрата рециркуляційного вуглекислого газу (наведена до витрати природного газу) мала значення:

$$\frac{G_{CO_2}}{G_{NG}} = \frac{94}{1,25} = 75,2.$$

Відповідно й відносна витрата кисню:

$$\frac{G_{O_2}}{G_{NG}} = \frac{4,75}{1,25} = 3,8.$$

Враховуючи, що кисень та природний газ поступають до камери згоряння з температурами $T_{2O_2} = 409 \text{ К}$ та $T_{2NG} = 456 \text{ К}$, розрахуємо потрібну для забезпечення температури $T_3 = 1423 \text{ К}$ ($1150 \text{ }^\circ\text{C}$) температуру входу рециркуляційного вуглекислого газу:

$$T_{2CO_2} = T_3 - \frac{Q_H^p - c_{pNG}(T_3 - T_{2NG}) - \frac{G_{O_2}}{G_{NG}} \cdot c_{pO_2}(T_3 - T_{2O_2})}{c_{pCC_2} \cdot G_{CO_2} / G_{NG}} =$$

$$= 1423 - \frac{50032 - 4,844 \cdot (1423 - 456) - 3,8 \cdot 0,998 \cdot (1423 - 409)}{1,109 \cdot 75,2} = 925 \text{ К},$$

де $c_{pNG} = 4,844 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ – теплоємність природного газу при середній температурі процесу 940 К ($667 \text{ }^\circ\text{C}$); $c_{pO_2} = 0,998 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ – теплоємність кисню

Инов. № подл.	Подпись и дата
Взам. инв. №	Инв. № дубл.
Подпись и дата	
Инов. № подл.	

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист

при середній температурі процесу 916 К (643 °С); $c_{pCC_2} = 1,109$ кДж/(кг·К) – теплоємність вуглекислого газу при середній температурі процесу 1175 К (902 °С) (приймається з подальшим уточненням); $Q_H^p = 50032$ кДж/кг – нижча теплота згоряння природного газу.

Відповідно до цього, для проектуємої енергетичної установки відносна витрата рециркуляційного вуглекислого газу:

$$\frac{G_{CO_2}}{G_{NG}} = \frac{Q_H^p - c_{pNG} (T_3 - T_{2NG}) - 3,99 c_{pO_2} (T_3 - T_{2O_2})}{c_{pCC_2} (T_3 - T_{2CO_2})} =$$

$$= \frac{50032 - 4,844 \cdot (1423 - 456) - 3,99 \cdot 0,998 \cdot (1423 - 409)}{1,109 \cdot (1423 - 925)} = 74,85.$$

3.3.5. Розширення газу в турбіні

При спалюванні 1 кг метану утворюється 2,74 кг CO₂ та 2,25 кг H₂O. Також відомо, що для зниження температури газу до камери згоряння додається рециркуляційний вуглекислий газ у кількості 74,85 кг на 1 кг спалюваного метану.

Відповідно, на виході з камери згоряння маємо суміш, що складається з 2,25 кг водяної пари та 77,59 кг вуглекислого газу на кожен кілограм спалюваного палива (тобто сумарно $\frac{G_T}{G_{NG}} = 79,84$). Відсотковий склад суміші: 2,82% H₂O та 97,18% CO₂.

Параметри на вході в турбіну: тиск $p_3 = 40$ МПа, температура $T_3 = 1423$ К (1150 °С). Відповідно ентальпія вуглекислого газу $h_3 = 1300$ кДж/кг.

Тиск газу на виході з турбіни $p_4 = 3$ МПа.

Міра зниження тиску в турбіні:

$$\pi_T = \frac{40}{3} = 13,33.$$

Показник ізоентропи газу для розширення в турбіні:

рециркуляційний вуглекислий газ у кількості 74,85 кг на 1 кг спалюваного метану.	Подпись и дата	
Відповідно, на виході з камери згоряння маємо суміш, що складається з 2,25 кг водяної пари та 77,59 кг вуглекислого газу на кожен кілограм спалюваного палива (тобто сумарно $\frac{G_T}{G_{NG}} = 79,84$). Відсотковий склад суміші: 2,82% H ₂ O та 97,18% CO ₂ .	Инв. № дубл.	
Параметри на вході в турбіну: тиск $p_3 = 40$ МПа, температура $T_3 = 1423$ К (1150 °С). Відповідно ентальпія вуглекислого газу $h_3 = 1300$ кДж/кг.	Взам. инв. №	
Тиск газу на виході з турбіни $p_4 = 3$ МПа.	Подпись и дата	
Міра зниження тиску в турбіні:	Инв. № подл.	
$\pi_T = \frac{40}{3} = 13,33.$		
Показник ізоентропи газу для розширення в турбіні:		

$$k_r = \frac{c_{pt}}{c_{pt} - R_B} = \frac{1109}{1109 - 189} = 1,205,$$

де $c_{pt} = 1109$ Дж/(кг·К) – теплоємність вуглекислого газу при середній температурі ізоентропійного процесу **900 °С**; $R = 189$ Дж/(кг·К) – газова стала вуглекислого газу.

Зниження температури газу при ізоентропійному розширенні в турбіні:

$$\Delta T_{Tt} = T_3 \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{k_r-1}{k_r}}} \right) = 1423 \cdot \left(1 - \frac{1}{13,33^{\frac{1,205-1}{1,205}}} \right) = 508 \text{ К.}$$

Температура газу за турбіною при ізоентропійному розширенні:

$$T_{4t} = T_3 - \Delta T_{Tt} = 1423 - 508 = 915 \text{ К.}$$

Середня температура ізоентропійного процесу в турбіні

$$T_{mt} = 0,5 (T_3 + T_{4t}) = 0,5 (1423 + 915) = 1169 \text{ К (896 °С)}$$

Температура газу за турбіною при дійсному розширенні:

$$T_4 = T_3 - \eta_T (T_3 - T_{4t}) = 1423 - 0,873 \cdot (1423 - 915) = 980 \text{ К (707 °С)},$$

де $\eta_T = 0,873$ – ізоентропійний ККД турбіни (див. розділ 2.5).

Ентальпія вуглекислого газу за турбіною при дійсному розширенні:

$$h_4 = 734,4 \text{ кДж/кг.}$$

Питоме значення потужності на клеммах електрогенератора, який приводиться в обертання турбіною:

$$\frac{N_{e\Sigma}}{G_{NG}} = 79,84 (h_3 - h_4) \eta_e = 79,84 \cdot (1300 - 734,4) \cdot 0,989 = 44\,661 \text{ кВт/(кг/с)},$$

де $\eta_e = 0,989$ – ККД електрогенератора.

3.3.6. Охолодження випускних газів в регенераторі та охолоджувальній системі

Коефіцієнт відновлення повного тиску для випускної сторони регенератора за аналогією з існуючими конструкціями регенераторів газотурбінних установок

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.6231м.08.ПЗ				Лист

приймаємо рівним $v_z = 0,95 \dots 0,97$. Відповідно й тиск випускних газів за регенератором:

$$p_5 = p_4 v_2 = 3 \cdot 0,96 = 2,88 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт відновлення повного тиску для охолоджувальної системи приймаємо рівним $v_{ox} = 0,98$.

Тиск випускних газів за охолоджувальною системою:

$$p_6 = p_5 v_{or} = 2,88 \cdot 0,98 = 2,82 \text{ МПа.}$$

Температуру випускних газів на виході з системи охолодження приймаємо $T_6 = 305 \text{ K (32 } ^\circ\text{C)}$.

3.3.7. Відокремлення крапель води в сепараторі

Втрати тиску при проходженні газу через апарати очищення є дуже суттєвими, тому приймаємо коефіцієнт відновлення повного тиску для сепараційної установки рівним $v_c = 0,95$.

Тиск випускних газів за сепараційною установкою:

$$p_7 = p_6 v_c = 2,82 \cdot 0,95 = 2,68 \text{ МПа.}$$

Вважаємо, що температура випускних газів внаслідок теплообміну з навколишнім середовищем у сепараційній установці зменшується до $T_7 = 298 \text{ K}$ (25 °C).

3.3.8. Підвищення тиску вуглекислого газу в компресорі

Вважаємо, що стискання вуглекислого газу проводиться у багатоступеневому осьовому компресорі з електроприводом та проміжним охолодженням між 1-ю та 2-ю частинами. В першій частині тиск підвищується до 5 МПа. Після проміжного охолодження та проходження через другу частину тиск вуглекислого газу становить $p_8 = 8$ МПа.

Иув. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Иув. № дубл.	Подпись и дата	Тиск випускних газів за сепараційною установкою: $p_7 = p_6 v_c = 2,82 \cdot 0,95 = 2,68 \text{ МПа.}$ Вважаємо, що температура випускних газів внаслідок теплообміну з навколишнім середовищем у сепараційній установці зменшується до $T_7 = 298 \text{ К}$ (25 °С). 3.3.8. Підвищення тиску вуглекислого газу в компресорі Вважаємо, що стискання вуглекислого газу проводиться у багатоступеневому осьовому компресорі з електроприводом та проміжним охолодженням між 1-ю та 2-ю частинами. В першій частині тиск підвищується до 5 МПа. Після проміжного охолодження та проходження через другу частину тиск вуглекислого газу становить $p_8 = 8 \text{ МПа.}$	
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист

Міра підвищення тиску в 1-й частині компресора:

$$\pi_{k1} = \frac{5}{2,68} = 1,87.$$

Показник ізоентропи вуглекислого газу для 1-ї частини компресора (у 1-му наближенні):

$$k_1 = \frac{c_{p1}}{c_{p1} - R_{CO_2}} = \frac{847}{847 - 189} = 1,287,$$

де $c_{p1} = 847$ Дж/(кг·К) – теплоємність вуглекислого газу при середній температурі процесу 52 °С; $R = 189$ Дж/(кг·К) – газова стала вуглекислого газу.

Ізоентропійний ККД 1-ї частини компресора

$$\eta_{k1} = \frac{\pi_{k1}^{\frac{k_1-1}{k_1}} - 1}{\pi_{k1}^{\frac{k_1-1}{k_1} \eta_{ct}} - 1} = \frac{1,87^{\frac{1,287-1}{1,287}} - 1}{1,87^{\frac{1,287-1}{1,287} \cdot 0,91} - 1} = 0,904,$$

де $\eta_{ct} = 0,91$ – ККД одного ступеня осьового компресора.

Збільшення температури вуглекислого газу при стисканні в 1-й частині компресора:

$$\Delta T_1 = \frac{T_7 (\pi_{k1}^{\frac{k_1-1}{k_1}} - 1)}{\eta_{k1}} = \frac{298 \cdot (1,87^{\frac{1,287-1}{1,287}} - 1)}{0,904} = 49 \text{ К}.$$

Температура вуглекислого газу за 1-ю частиною компресора

$$T_{2-1} = T_7 + \Delta T_1 = 298 + 49 = 347 \text{ К (74 °С)}.$$

Середня температура процесу в 1-й частині компресора

$$T_{1m} = 0,5 (T_7 + T_{2-1}) = 0,5 (298 + 347) = 323 \text{ К (50 °С)}.$$

Питома витрата електричної енергії на стискання вуглекислого газу у 1-й частині компресора (наведена до витрати природного газу):

$$q_{k1} = 74,85 c_{p1} \Delta T_1 \frac{1}{\eta_{ed1}} = 74,85 \cdot 847 \cdot 10^{-3} \cdot 49 \cdot \frac{1}{0,98} = 3185 \text{ кВт/(кг/с)},$$

де $\eta_{ed1} = 0,98$ – ККД електропривода компресора.

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ					Лист

Вважаємо, що в проміжному охолоджувачі вуглекислий газ охолоджується до температури $T_{1-2} = 303 \text{ K}$ (30°C).

Міра підвищення тиску у 2-й частині компресора:

$$\pi_{k2} = \frac{8}{5} = 1,60.$$

Показник ізоентропи вуглекислого газу для 2-ї частини компресора (у 1-му наближенні):

$$k_2 = \frac{c_{p2}}{c_{p2} - R_{\text{CO}_2}} = \frac{847}{847 - 189} = 1,287,$$

де $c_{p2} = 847 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ – теплоємність вуглекислого газу при середній температурі процесу 52°C ; $R = 189 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ – газова стала вуглекислого газу.

Ізоентропійний ККД 2-ї частини компресора

$$\eta_{k2} = \frac{\pi_{k2}^{\frac{k_2-1}{k_2}} - 1}{\pi_{k2}^{\frac{k_2-1}{k_2 \eta_{ct}}} - 1} = \frac{1,60^{\frac{1,287-1}{1,287}} - 1}{1,60^{\frac{1,287-1}{1,287 \cdot 0,91}} - 1} = 0,905,$$

де $\eta_{ct} = 0,91$ – ККД одного ступеня осьового компресора.

Збільшення температури вуглекислого газу при стисканні у 2-й частині компресора:

$$\Delta T_2 = \frac{T_{1-2} (\pi_{k2}^{\frac{k_2-1}{k_2}} - 1)}{\eta_{k2}} = \frac{303 \cdot (1,60^{\frac{1,287-1}{1,287}} - 1)}{0,905} = 37 \text{ K}.$$

Температура вуглекислого газу за 2-ю частиною компресора

$$T_8 = T_{1-2} + \Delta T_2 = 303 + 37 = 340 \text{ K} (67^\circ \text{C}).$$

Середня температура процесу у 2-й частині компресора

$$T_{2m} = 0,5 (T_{1-2} + T_8) = 0,5 (303 + 340) = 322 \text{ K} (49^\circ \text{C})$$

Питома витрата електричної енергії на стискання вуглекислого газу у 2-й частині компресора (наведена до витрати природного газу):

$$q_{k2} = 74,85 c_{p2} \Delta T_2 \frac{1}{\eta_{ed2}} = 74,85 \cdot 847 \cdot 10^{-3} \cdot 37 \cdot \frac{1}{0,98} = 2394 \text{ кВт/(кг/с)},$$

Инов. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата

Зм.

Лист

№ докум.

Підпис

Дата

КР.142.6231м.08.ПЗ

Лист

де $\eta_{ed2} = 0,98$ – ККД електропривода компресора.

3.3.9. Охолодження вуглекислого газу в охолоджувальній системі та підвищення тиску у насосі

Вважаємо, що в охолоджувальній системі вуглекислий газ охолоджується з температури $T_8 = 340 \text{ K}$ (67°C) до температури $T_9 = 303 \text{ K}$ (30°C).

Коефіцієнт відновлення повного тиску для охолоджувальної системи в даному випадку приймаємо рівним $v_{ox} = 0,99$.

Тиск вуглекислого газу за охолоджувальною системою:

$$p_9 = p_5 v_{ox} = 8,0 \cdot 0,99 = 7,92 \text{ МПа.}$$

Підвищення тиску вуглекислого газу будемо проводити відцентровим насосом з електроприводом до тиску, який перевищує значення в камері згоряння на величину втрат в регенераторі. Коефіцієнт корисної дії такого насоса становить приблизно $\eta_n = 0,92 \dots 0,95$.

Коефіцієнт відновлення повного тиску для впускної сторони регенератора за аналогією з існуючими конструкціями регенераторів газотурбінних установок приймаємо рівним $v_z = 0,96 \dots 0,98$.

Оскільки робочий тиск у камері згоряння становить 40 МПа , то з урахуванням втрат тиску у регенераторі тиск вуглекислого газу за насосом:

$$p_{10} = \frac{p_3}{v_z} = \frac{40}{0,97} = 41,24 \text{ МПа.}$$

Міра підвищення тиску в насосі:

$$\pi_k = \frac{41,24}{7,92} = 5,21.$$

Параметри вуглекислого газу перед насосом: тиск $p_9 = 7,92 \text{ МПа}$, температура $T_9 = 303 \text{ K}$ (30°C).

Ентальпія газу за таких умов: $h_9 = 4,23 \text{ кДж/кг}$.

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

					КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Параметри вуглекислого газу після насосу: тиск $p_{10}=41,24$ МПа, температура $T_{10}=335$ К (62 °С). (Температура 62 °С за насосом приймається виходячи з дійсних параметрів базової установки.)

Ентальпія газу за таких умов: $h_{10}=31,91$ кДж/кг.

Питома витрата електричної енергії на підвищення тиску вуглекислого газу у насосі (наведена до витрати природного газу):

$$q_n = 74,85 (h_{10} - h_9) \frac{1}{\eta_{ed}} = 74,85 \cdot (31,91 - 4,23) \cdot \frac{1}{0,98} = 2113 \text{ кВт/(кг/с)},$$

де $\eta_{ed}=0,98$ – ККД електропривода.

3.3.10. Підігрів рециркуляційного газу в регенераторі

Після підвищення тиску в насосі вуглекислий газ поділяється на два потоки. Один з них спрямовується до споживача, інший (т.зв. рециркуляційний) – повертається до камери згоряння, охолоджує продукти згоряння і зменшує їх температуру до потрібного значення.

Витрата рециркуляційного вуглекислого газу становить 74,85 кг на 1 кг спалюваного природного газу. Відповідно споживачу буде відводитися вуглекислий газ у кількості 2,74 кг на 1 кг спалюваного природного газу.

Підігрів рециркуляційного вуглекислого газу в регенераторі відбувається послідовно в двох секціях: низькотемпературній та високотемпературній.

В низькотемпературній секції вуглекислий газ підігрівається за рахунок тепла повітря, нагрітого в компресорі установки розділення.

Це повітря, як ми вже знаємо, в секцію входить з температурою $T_{n1}=626$ К (353 °С) (див. розділ 2.1). Температура входу вуглекислого газу становить $T_{10}=335$ К (62 °С).

Вважаємо, що температура виходу повітря з секції на 15 К вище, ніж температура T_{10} . Тому

$$T_{n2} = T_{10} + 15 = 335 + 15 = 350 \text{ К (77 °С)}.$$

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	температуру до потрібного значення.	
					Витрата рециркуляційного вуглекислого газу становить 74,85 кг на 1 кг спалюваного природного газу. Відповідно споживачу буде відводитися вуглекислий газ у кількості 2,74 кг на 1 кг спалюваного природного газу.	
					Підігрів рециркуляційного вуглекислого газу в регенераторі відбувається послідовно в двох секціях: низькотемпературній та високотемпературній.	
					В низькотемпературній секції вуглекислий газ підігрівається за рахунок тепла повітря, нагрітого в компресорі установки розділення.	
					Це повітря, як ми вже знаємо, в секцію входить з температурою $T_{n1} = 626 \text{ K}$ ($353 \text{ }^{\circ}\text{C}$) (див. розділ 2.1). Температура входу вуглекислого газу становить $T_{10} = 335 \text{ K}$ ($62 \text{ }^{\circ}\text{C}$).	
					Вважаємо, що температура виходу повітря з секції на 15 K вище, ніж температура T_{10} . Тому	
					$T_{n2} = T_{10} + 15 = 335 + 15 = 350 \text{ K (77 }^{\circ}\text{C)}.$	
Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Враховуючи, що $\frac{G_n}{G_{NG}} = 19,05$ (див. розділ 2.1), а $\frac{G_{CO_2}}{G_{NG}} = 74,85$, маємо

температуру вуглекислого газу на виході з низькотемпературної секції:

$$T_{10-1} = \frac{19,05 c_{pn} (T_{n1} - T_{n2})}{74,85 c_{pCO_2}} + T_{10} = \frac{19,05 \cdot 1014 \cdot (626 - 350)}{74,85 \cdot 871} + 335 = 417 \text{ К (144 } ^\circ\text{C)},$$

де $c_{pn} = 1014 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ – теплоємність повітря при середній температурі процесу $215 \text{ } ^\circ\text{C}$; $c_{pCO_2} = 871 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ – теплоємність вуглекислого газу при середній температурі процесу $103 \text{ } ^\circ\text{C}$.

У високотемпературній секції регенератора рециркуляційний вуглекислий газ підігрівається з температури $T_{10-1} = 417 \text{ К (131 } ^\circ\text{C)}$ до потрібної температури входу до камери згоряння $T_{2CO_2} = 925 \text{ К (652 } ^\circ\text{C)}$.

Випускні газы при цьому охолоджуються з температури $T_4 = 980 \text{ К (707 } ^\circ\text{C)}$ до температури T_5 .

Враховуючи, що $\frac{G_T}{G_{NG}} = 79,84$ (див. розділ 3.1.5), а $\frac{G_{CO_2}}{G_{NG}} = 74,82$, маємо

температуру випускних газів на виході з високотемпературної секції:

$$T_5 = T_4 - \frac{74,85 c_{pCO_2} (T_{2CO_2} - T_{10-1})}{79,84 c_{pe}} = 980 - \frac{74,85 \cdot 981 \cdot (925 - 417)}{79,844 \cdot 1007} = 515 \text{ К (242 } ^\circ\text{C)},$$

де $c_{pe} = 1007 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ – теплоємність випускних газів при середній температурі процесу $481 \text{ } ^\circ\text{C}$; $c_{pCO_2} = 981 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ – теплоємність вуглекислого газу при середній температурі процесу $395 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Слід зауважити, що температура випускних газів на виході з високотемпературної секції вище температури конденсації водяної пари при тиску $3 \text{ МПа (234 } ^\circ\text{C)}$. Це свідчить про те, що конденсація водяної пари з випускних газів в регенераторі не відбувається.

Ив. № подл. Подпись и дата Взам. инв. № Инв. № дубл. Подпись и дата						Лист
	КР.142.6231м.08.ПЗ					
	Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	

Абсолютні значення потужності та витрат енергії установки при тиску в камері згоряння 40 МПа

Параметр	Значення
Витрата електричної енергії в установці розділення повітря, кВт	12 536
Витрата електричної енергії на дотискання кисню у компресорі, кВт	1362
Витрата електричної енергії на дотискання природного газу у компресорі, кВт	1328
Потужність на клеммах електрогенератора, кВт	139 204
Витрата електричної енергії на стискання вуглекислого газу у 1-й частині компресора, кВт	9928
Витрата електричної енергії на стискання вуглекислого газу у 2-й частині компресора, кВт	7463
Витрата електричної енергії на підвищення тиску вуглекислого газу у насосі, кВт	6587

3.4. АНАЛІЗ ОДЕРЖАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

Використовуючи одержані результати розрахунків, будуюмо графічні залежності найбільш важливих параметрів спроектованої енергетичної установки від тиску в камері згоряння.

Графічні залежності наведені на рис. 3.1 – 3.9.

Результати розрахунків свідчать про те, що:

1) Збільшення тиску в камері згоряння веде як до збільшення ефективності перетворення енергії в установці, так і до збільшення ефективного ККД установки.

2) Збільшення тиску в циклі з 20 до 40 МПа веде до зростання ефективного ККД установки з 48 до 64%. Це зростання має майже лінійний характер.

3) При фіксованій потужності установки зростання ефективного ККД приводить до пропорційного зменшення споживання паливного природного газу (з 15 до 11 т/год).

Підпис і дата	
Инв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Підпис і дата	
Инв. № подл.	

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист

4) Найбільшою витратою електричної енергії на власні потреби установки є сумарні витрати на стиснення вуглекислого газу, на що витрачається до 19% від генерованої електрогенератором потужності.

5) На другому місті за витратами є витрати електричної енергії на утворення кисню в установці розділення повітря (9...12%).

6) При фіксованій температурі газу перед турбіною (1150 °C) і тиску після неї (3 МПа) збільшення тиску у камері згоряння веде до зменшення температури випускних газів за трактом після турбіни.

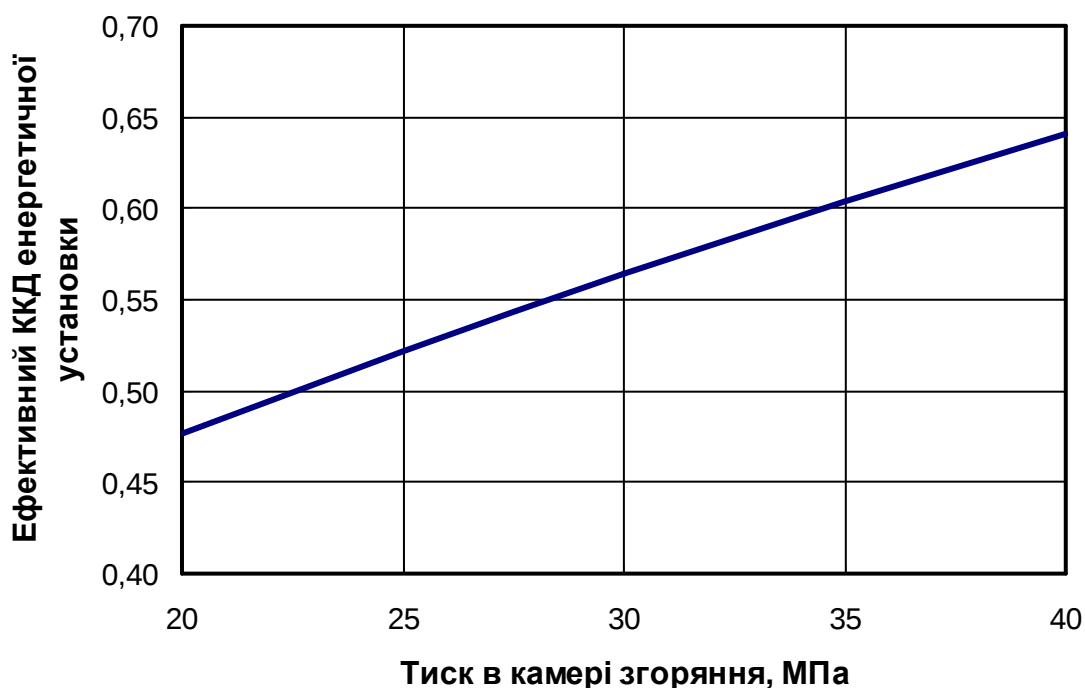


Рис. 3.1. Залежність ефективного ККД енергетичної установки від тиску в камері згоряння

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата

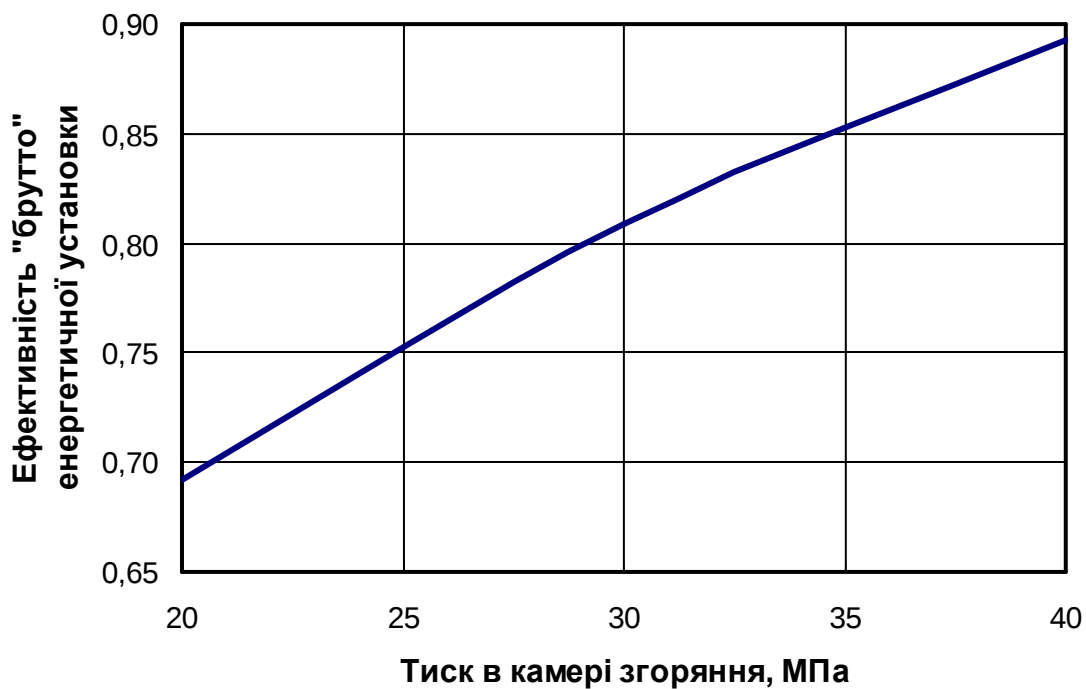


Рис. 3.2. Залежність ефективності установки без урахування відборів потужності на власні потреби від тиску в камері згоряння

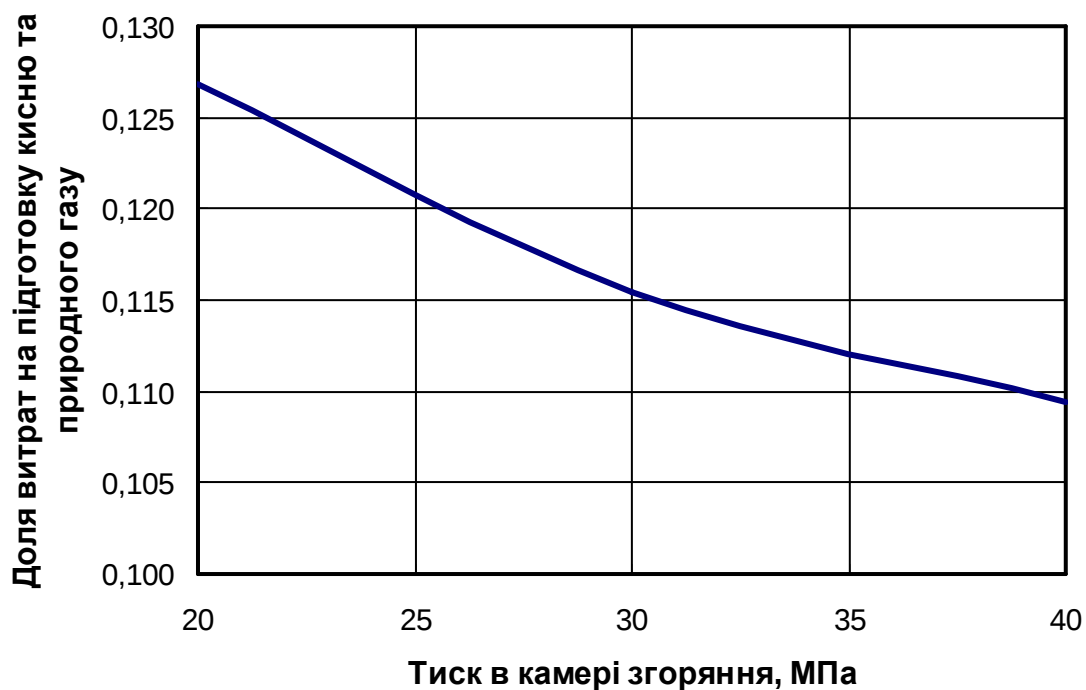


Рис. 3.3. Частка генеруємої електроенергії, яка витрачається на підготовку кисню та природного газу

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата

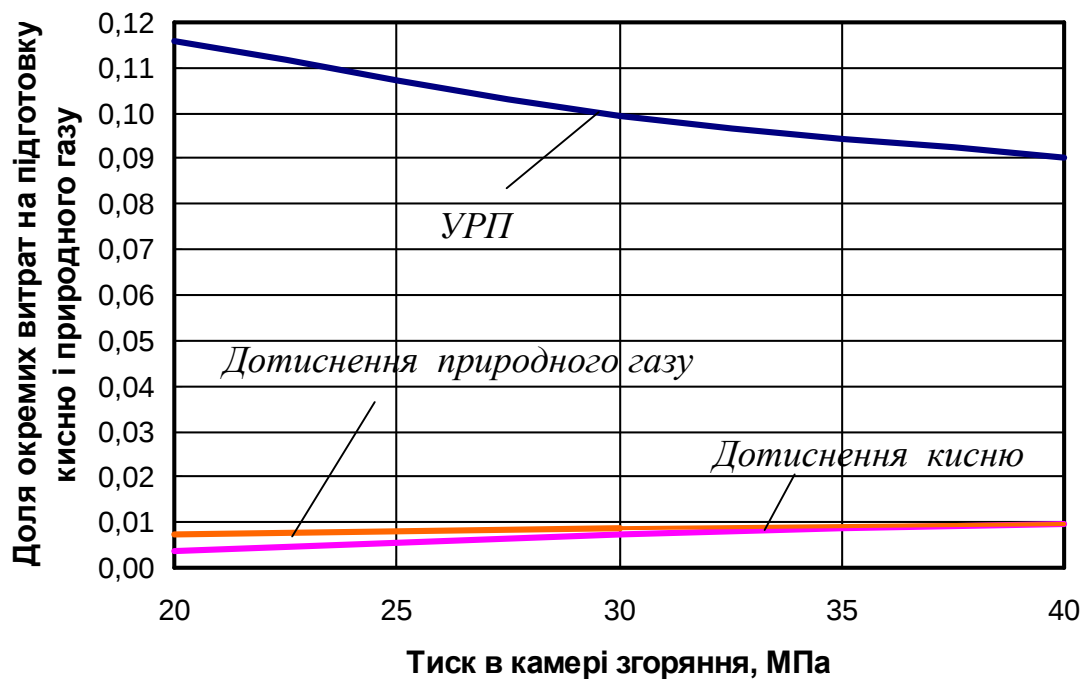


Рис. 3.4. Окремі складові частки генеруємої електроенергії, яка витрачається на підготовку кисню та природного газу

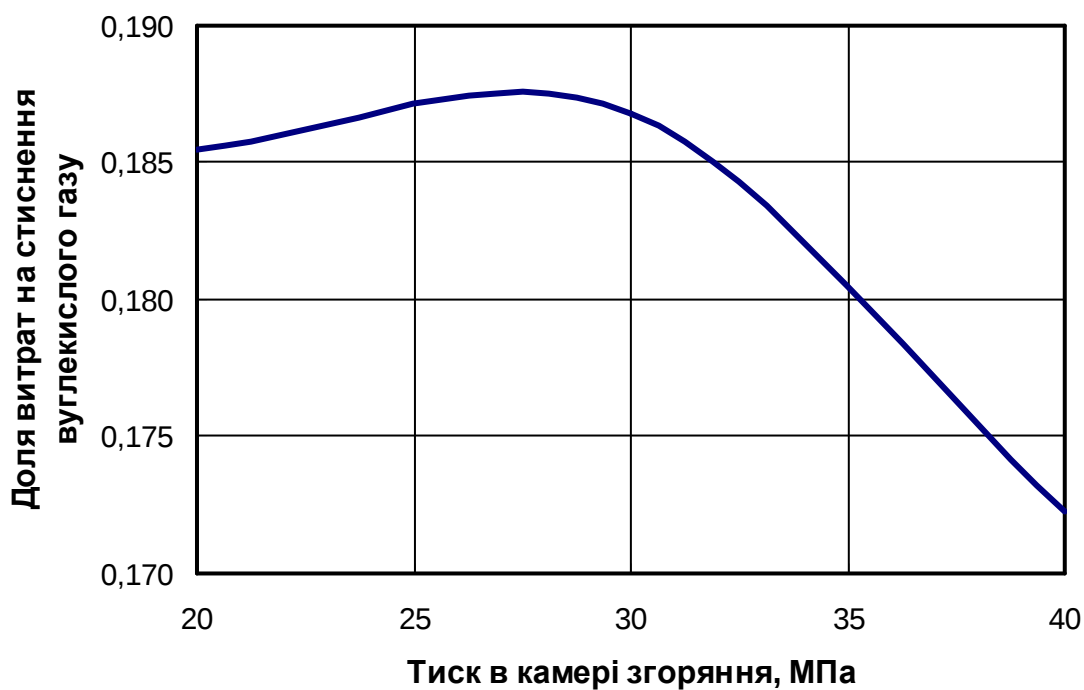


Рис. 3.5. Частка генеруємої електроенергії, яка витрачається на стиснення вуглекислого газу в компресорі та насосі

Инв. № подл.	Подпись и дата
Взам. инв. №	Инв. № дубл.
Подпись и дата	Взам. инв. №
Инв. № подл.	Подпись и дата

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

КР.142.6231м.08.ПЗ

Лист

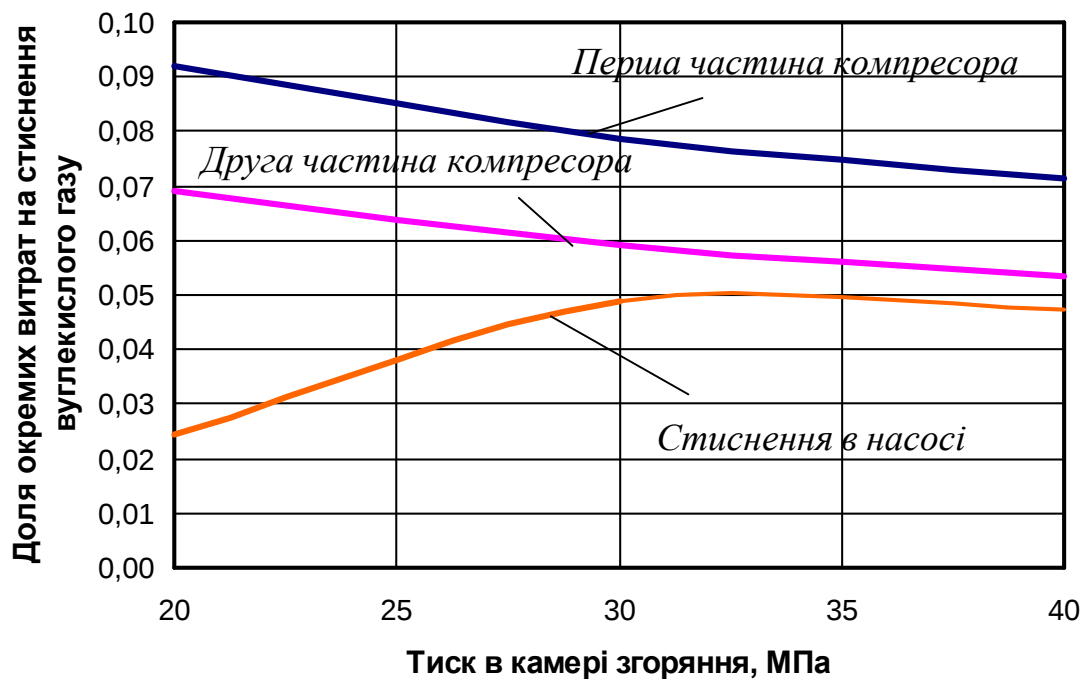


Рис. 3.6. Окремі складові частки генеруємої електроенергії, яка витрачається на стиснення вуглекислого газу в компресорі та насосі

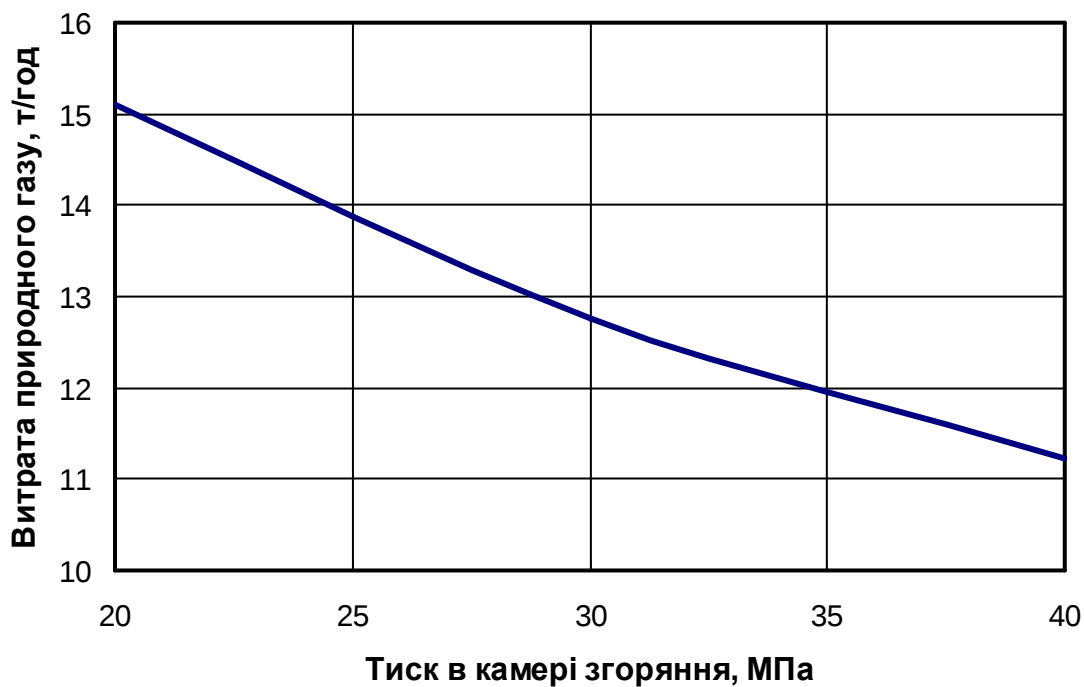


Рис. 3.7. Залежність витрати паливного природного газу від тиску в камері згоряння

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. инв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.08.ПЗ

Лист

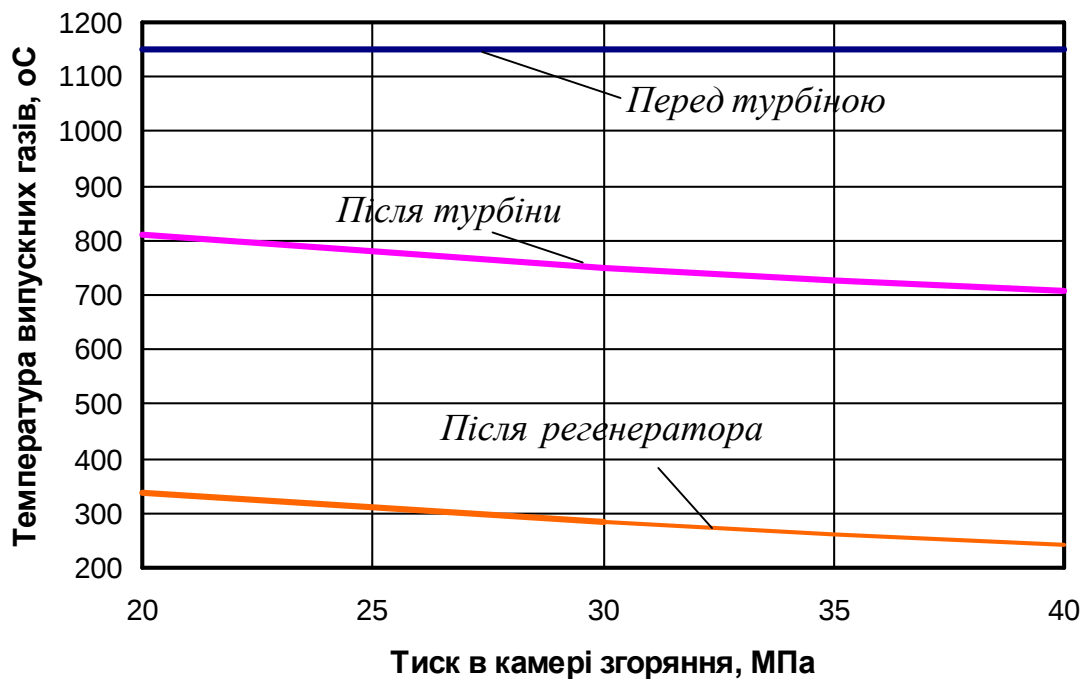


Рис. 3.8. Залежність температури випускних газів від тиску в камері згоряння

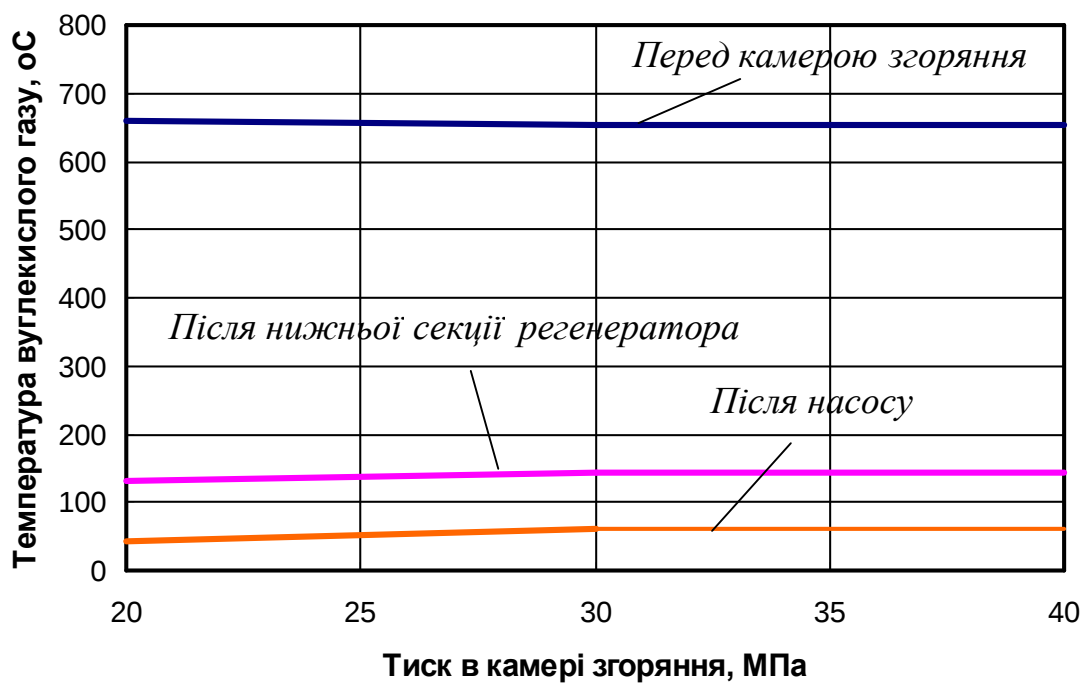


Рис. 3.9. Залежність температури вуглекислого газу від тиску в камері згоряння

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата

					КР.142.6231м.08.ПЗ					
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Охорона праці			Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Кутняк І.В.									
Керівник	Патлайчук В.М.							НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.									

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. ОРГАНІЗАЦІЯ БЕЗПЕЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТА РЕМОНТУ ОБЛАДНАННЯ ПІД ТИСКОМ

4.1.1. Організація безпечної експлуатації

1. Роботодавець, який має намір експлуатувати обладнання під тиском, повинен забезпечити утримання обладнання під тиском у справному стані та безпечну експлуатацію шляхом організації належного технічного обслуговування, технічного огляду, експертного обстеження у випадках, передбачених законодавством, та ремонту власними силами або шляхом укладання договору з іншим суб'єктом господарювання на виконання зазначених робіт. З цією метою роботодавець зобов'язаний:

1) призначити наказом відповідального працівника за справний стан і безпечну експлуатацію обладнання під тиском, який пройшов навчання та перевірку знань з охорони праці у встановленому порядку;

2) забезпечити працівників цими Правилами, інструкціями, що діють у межах підприємства;

3) призначити в необхідній кількості обслуговувальний персонал, який пройшов навчання з охорони праці і має відповідну кваліфікацію щодо обслуговування обладнання під тиском, приладів безпеки, контрольно-вимірювальних приладів (далі - КВП), хімводопідготовки, живильних пристроїв та іншого допоміжного устаткування;

4) розробити і затвердити виробничу інструкцію для персоналу, який обслуговує обладнання під тиском, на підставі інструкції з монтажу і експлуатації виробника або постачальника обладнання під тиском з урахуванням компонування

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	КР.142.6231м.08.ПЗ					Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

устаткування. Виробнича інструкція повинна знаходитись на робочих місцях і видаватись під розписку обслуговувальному персоналу;

5) визначити певний механізм для персоналу, на який покладено обов'язки зобслуговування обладнання під тиском, згідно з яким йому доручається ведення ретельного спостереження за дорученим устаткуванням шляхом його огляду, перевірки справності арматури, КВП, запобіжних клапанів, засобів сигналізації і захисту, живильних пристроїв. Для запису результатів огляду і перевірки слід вести змінний журнал. Форма журналу визначається роботодавцем;

6) забезпечити періодичність перевірки знань цих Правил, норм та інструкцій з охорони праці згідно з чинним законодавством працівниками;

7) організувати періодичну перевірку знань виробничих інструкцій персоналом;

8) організувати контроль за станом металу елементів обладнання під тиском відповідно до інструкції з монтажу і експлуатації виробника. На теплових електростанціях при контролі за станом металу котлів слід також керуватись НД;

9) забезпечити виконання цих Правил відповідальними працівниками за справний стан та безпечну експлуатацію обладнання під тиском, а обслуговувальним персоналом - інструкцій;

10) забезпечити проведення технічних оглядів і експертного обстеження обладнання під тиском у випадках, передбачених законодавством, у визначені строки;

11) проводити періодично (не рідше одного разу на рік) обстеження обладнання під тиском, а саме гідростатичне випробування робочим тиском, внутрішній та зовнішній огляди. Для трубопроводів пари та гарячої води проводиться зовнішній огляд;

12) для запобігання аварій паропроводів, що працюють за температури, яка викликає повзучість металу, власник трубопроводу має встановити систематичне спостереження за зростанням залишкової деформації.

Подпись и дата						
Инв. № дубл.						
Взам. инв. №						
Подпись и дата						
Инв. № подл.						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист

2. На час відсутності працівника, відповідального за справний стан та безпечну експлуатацію обладнання під тиском (відпустка, відрядження, хвороба), виконання його обов'язків має бути покладено на іншого відповідального працівника відповідним наказом попідприємству з дотриманням вимог пункту 1 цієї глави.

3. Працівник, відповідальний за справний стан і безпечну експлуатацію, повинен забезпечити:

- 1) утримання обладнання під тиском у справному стані;
- 2) проведення своєчасного ремонту обладнання під тиском і підготовку його до технічного огляду та/або експертного обстеження;
- 3) своєчасне усунення виявлених несправностей;
- 4) обслуговування обладнання під тиском відповідним персоналом;
- 5) обслуговувальний персонал - інструкціями, а також періодичну перевірку на знання цих інструкцій персоналом;
- 6) виконання обслуговувальним персоналом інструкцій.

4. Працівник, відповідальний за справний стан і безпечну експлуатацію обладнання під тиском, зобов'язаний:

- 1) регулярно оглядати обладнання під тиском в робочому стані;
- 2) щодня в робочі дні перевіряти записи в змінному журналі і проставляти в ньому свої підписи;
- 3) проводити роботу з персоналом з метою підвищення його кваліфікації;
- 4) зберігати журнали нагляду (паспорти) обладнання під тиском та інструкції з монтажу і експлуатації виробників;
- 5) проводити протиаварійні тренування з персоналом котельні;
- 6) брати участь в обстеженнях, а саме гідростатичних випробуваннях робочим тиском, внутрішніх та зовнішніх оглядах;
- 7) перевіряти правильність ведення технічної документації при експлуатації та ремонті обладнання під тиском і забезпечувати її зберігання;

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

					КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

8) своєчасно усувати порушення, виявлені представниками центрального органу виконавчої влади, що реалізує державну політику у сфері охорони праці.

5. Працівник, відповідальний за справний стан і безпечну експлуатацію обладнання під тиском, має право:

1) усувати від обслуговування обладнання під тиском персонал, який допустив порушення інструкцій або виявив незадовільні знання;

2) подавати роботодавцю пропозиції щодо притягнення до відповідальності працівників і обслуговувальний персонал, які порушили ці Правила та інструкції, що діють в межах підприємства;

3) подавати роботодавцю пропозиції щодо усунення причин, які породжують порушення вимог цих Правил та інструкцій.

6. Роботодавець повинен розробити і затвердити у відповідному порядку інструкцію з режиму роботи і безпечного обслуговування посудин. Для посудин (автоклавів) із швидкознімними затворами в інструкції з режиму роботи і безпечного обслуговування має бути зазначений механізм зберігання і застосування ключ-марки. Інструкція має знаходитися на робочому місці і видаватись під підпис обслуговувальному персоналу.

Схеми включення посудин слід вивішувати на робочих місцях.

4.1.2. Обслуговування обладнання під тиском

1. До обслуговування обладнання під тиском можуть бути допущені особи не молодше 18 років, які пройшли медичний огляд, навчання з охорони праці, перевірку знань в установленому порядку.

2. Не дозволяється доручати обслуговувальному персоналу, який знаходиться на чергуванні, виконання інших робіт під час роботи обладнання під тиском, не передбачених виробничою інструкцією.

3. Забороняється залишати котел без постійного нагляду обслуговувальним персоналом як під час роботи котла, так і після його зупинки до зниження в ньому

Підпись и дата						
Инв. № дубл.						
Взам. инв. №						
Підпись и дата						
Инв. № подл.						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист

тиску до атмосферного та повного припинення горіння в топці, вилучення з неї решти палива.

4. Допускається експлуатація котлів при камерному спалюванні палива без постійного нагляду за їх роботою обслуговувальним персоналом за наявності автоматики, сигналізації і захисту, що забезпечують ведення безпечного режиму роботи, ліквідацію аварійних ситуацій з пульта керування, а також зупинку котла при порушеннях режиму роботи, які можуть викликати пошкодження котла з одночасною сигналізацією про це на пульт керування. Переведення котлів на диспетчеризоване керування має бути проведено за проектом.

4.1.3. Перевірка контрольно-вимірювальних приладів, автоматичних захистів, арматури і живильних пристроїв

1. Перевірка справності роботи манометрів, запобіжних клапанів, показчиків рівня води і живильних пристроїв повинна проводитись в такі строки:

1) для обладнання під тиском з робочим тиском до 14 бар включно - не рідше одного разу на зміну;

2) для обладнання під тиском з робочим тиском більше 14 бар (до 40 бар включно) – не рідше одного разу на добу (крім котлів, установлених на електростанціях);

3) для котлів, установлених на теплових електростанціях, - згідно з графіком, затвердженим роботодавцем.

Про результати перевірки робиться запис у змінному журналі.

2. Перевірка справності манометра проводиться за допомогою триходового крана або запірних вентилів, що його замінюють, шляхом встановлення стрілки манометра на нуль.

3. Перевірка показчиків рівня води проводиться шляхом їх продування. Справність знижених показчиків перевіряється порівнянням їх показань з показаннями показчиків рівня води прямої дії.

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ					Лист

4. Справність запобіжних клапанів перевіряється короточасним примусовим їх відкриттям.

5. Перевірка справності резервних живильних пристроїв здійснюється шляхом їх короточасного включення в роботу.

6. Перевірка справності сигналізації і автоматичних захистів має проводитись згідно зграфіком і інструкцією, затвердженими роботодавцем.

4.1.4. Аварійна зупинка обладнання під тиском

1. Обладнання під тиском має бути негайно зупинено і відключено персоналом у випадках, передбачених виробничою інструкцією, а також у випадках:

- 1) виявлення несправностей запобіжних пристроїв через підвищення тиску;
- 2) якщо тиск в обладнанні під тиском піднявся вище дозволеного на 10 % і продовжує підніматись, незважаючи на дотримання персоналом усіх вимог, зазначених в інструкції;
- 3) зниження рівня води нижче нижнього допустимого рівня (в котлах та посудинах з вогневим обігрівом);
- 4) підвищення рівня води вище верхнього допустимого рівня;
- 5) припинення роботи живильних пристроїв;
- 6) припинення роботи показчиків рівня води прямої дії;
- 7) якщо в основних елементах обладнання під тиском (барабані, колекторі, камері, пароводоперепускних і водоопускних трубах, парових і живильних трубопроводах, жаровій трубі, вогневій коробці, кожусі топки, трубній решітці, зовнішньому сепараторі, арматурі, обичайці, днищі) будуть виявлені тріщини, випини, пропуски в їх зварних швах, обрив анкерного болта або в'язі;
- 8) недопустимого підвищення або зниження тиску в тракті прямоточного котла до вбудованих засувок;
- 9) погасання факелів в топці при камерному спалюванні палива;

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	КР.142.6231м.08.ПЗ					Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

10) зниження витрати води через водогрійний котел нижче мінімально допустимого значення;

11) зниження тиску води в тракті водогрійного котла нижче допустимого;

12) підвищення температури води на виході із водогрійного котла до значення на 20 °С нижче температури насичення, яка відповідає робочому тиску води у вихідному колекторі котла;

13) несправності автоматики безпеки або аварійної сигналізації, включаючи зникнення напруги на цих пристроях;

14) виникнення пожежі, яка загрожує обслуговувальному персоналу, посудині, що знаходиться під тиском, або котлу;

15) несправності манометра і неможливості визначити тиск за допомогою інших приладів.

2. Причини аварійного зупинення обладнання під тиском мають бути записані в змінному журналі.

3. Механізм здійснення аварійної зупинки обладнання під тиском повинен бути визначений у виробничій інструкції, що діє в межах підприємства. Причини аварійної зупинки обладнання під тиском слід записувати в змінний журнал.

4. Аварійна зупинка котлів на теплових електростанціях має здійснюватись відповідно до НД.

4.1.5. Організація ремонту обладнання під тиском

1. Роботодавець повинен забезпечити своєчасний ремонт обладнання під тиском та допоміжного обладнання згідно з затвердженим графіком планово-попереджувального ремонту.

Під час ремонту, крім вимог цих Правил, повинні виконуватись також вимоги, викладені в експлуатаційно-технічній документації.

2. На кожне обладнання під тиском слід заводити ремонтний журнал, в який працівником, відповідальним за справний стан і безпечну експлуатацію обладнання

Подпись и дата						
Инв. № дубл.						
Взам. инв. №						
Подпись и дата						
Инв. № подл.						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист

під тиском, вносяться дані про виконані ремонтні роботи, використані матеріали, зварювання і зварників, про зупинку обладнання під тиском на чистку або промивку, також відображаються результати огляду обладнання під тиском до чистки з зазначенням товщини відкладення накипу та шламу і всі дефекти, виявлені в період ремонту. Заміна труб, заклепок і підвальцювання з'єднань труб з барабанами та колекторами мають позначатись на схемі розміщення труб (заклепок), що прикладається до ремонтного журналу.

3. Дані про ремонтні роботи, що викликають необхідність проведення дострокового технічного огляду обладнання під тиском, а також про ремонтні роботи з заміною елементів обладнання під тиском із застосуванням зварювання або вальцювання записуються в ремонтний журнал і заносяться до журналу нагляду (паспорта).

4. До початку проведення робіт усередині барабана або колектора котла, що з'єднується трубопроводами (паропровід, живильні, дренажні, спускні лінії) з іншими працюючими котлами, а також перед внутрішнім оглядом або ремонтом елементів, що працюють під тиском, котел має бути від'єднаний від усіх трубопроводів заглушками, якщо на них встановлена фланцева арматура. У випадку якщо арматура трубопроводів пари і води безфланцева, відключення котла повинно проводитись двома запірними органами за наявності між ними дренажного пристрою діаметром умовного проходу не менше ніж 32 мм, що має пряме сполучення з атмосферою. Приводи засувки, а також вентилів відкритих дренажів і ліній аварійного зливу води із барабана повинні бути замкнені на замок таким чином, щоб виключалась можливість послаблення їх щільності при замкненому замку. Ключі від замків мають зберігатись у працівника, відповідального за справний стан і безпечну експлуатацію котла, якщо на підприємстві не встановлено інший порядок їх зберігання.

5. Товщина заглушок, що використовуються для відключення обладнання під тиском, встановлюється на підставі розрахунку на міцність. Заглушка повинна

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	КР.142.6231м.08.ПЗ					Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

мати хвостовик, за яким визначається її наявність. При встановленні прокладок між фланцями і заглушкою прокладки мають бути без хвостовиків.

6. Допуск працівників усередину котла, посудини, а також відкриття запірної арматури після залишення котла або посудини працівниками мають проводитись тільки за нарядом-допуском, що видається в установленому порядку.

7. До початку ремонтних робіт трубопроводу його необхідно відключити від усіх інших трубопроводів заглушками або роз'єднати.

У разі якщо арматура трубопроводів пари та гарячої води безфланцева, відключення трубопроводу проводиться двома запірними органами за наявності між ними дренажного пристрою діаметром умовного проходу не менше 32 мм, що має пряме сполучення з атмосферою. Приводи засувки, а також вентилів відкритих дренажів мають замикатись на замок таким чином, щоб виключалася можливість послаблення їх щільності при замкненому замку. Ключі від замків зберігає працівник, відповідальний за справний стан та безпечну експлуатацію обладнання під тиском.

8. При роботі всередині обладнання під тиском (внутрішній огляд, ремонт, чищення) слід застосовувати безпечні світильники з напругою не вище 12 В, при вибухонебезпечних середовищах - у вибухонебезпечному виконанні. У разі необхідності має бути проведений аналіз повітряного середовища на відсутність шкідливих або інших речовин, що перевищують гранично допустиму концентрацію.

**4.2. ТЕХНІЧНИЙ ОГЛЯД І ВВЕДЕННЯ В ЕКСПЛУАТАЦІЮ
ОБЛАДНАННЯ ПІД ТИСКОМ**

4.2.1. Технічний огляд

1. Механізм проведення випробування зазначається в інструкції підприємства-виробника з монтажу та експлуатації обладнання під тиском.

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата					
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ				Лист

Технічний огляд пароперегрівачів і економайзерів, що складають з котлом один агрегат, проводиться одночасно з котлом.

2. Для проведення технічного огляду обладнання під тиском повинно бути зупинено не пізніше терміну, зазначеного в технічній документації.

3. Технічний огляд обладнання під тиском складається із зовнішнього, внутрішнього оглядів та гідростатичного випробування. При технічному огляді допускається використовувати методи неруйнівного контролю, зокрема, метод акустичної емісії.

4. Зовнішні і внутрішні огляди мають за мету:

1) при первинному огляді перевірити, що обладнання під тиском встановлене і обладнане відповідно до цих Правил, а також, що обладнання під тиском і його агрегати не мають пошкоджень;

2) при періодичних і позачергових оглядах встановити справність обладнання під тиском і можливість його подальшої роботи.

5. При зовнішньому і внутрішньому оглядах обладнання під тиском слід звернути увагу на виявлення можливих тріщин, надривів, випинів, видимів і корозії на внутрішніх і зовнішніх поверхнях стінок, слідів пропарювання і пропусків у зварних, клепаних і вальцьованих з'єднаннях, а також пошкоджень обмурівки, що можуть викликати небезпеку перегріву металу елементів.

6. Гідростатичне випробування має за мету перевірку міцності елементів обладнання під тиском і щільності з'єднань.

Гідростатичний випробувальний тиск не має бути меншим будь-якого з таких значень, що відповідає:

максимальному навантаженню, якому може піддаватися обладнання під тиском, за експлуатаційних умов, враховуючи його максимально допустимий тиск та максимально допустиму температуру, додані до коефіцієнта 1,25;

максимально допустимому тиску, доданому до коефіцієнта 1,43, залежно від того, яке з них є більшим;

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

					КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

максимально допустимому тиску, доданому до коефіцієнта 1,5 розрахункового тиску посудини, що призначена для заповнення повітрям або азотом і не призначена для вогневого нагрівання.

7. Гідростатичне випробування вертикально встановлюваних посудин допускається проводити в горизонтальному положенні за умови забезпечення міцності корпусу посудини, для чого розрахунок на міцність має бути виконаний виробником посудини з урахуванням прийнятого способу опирання в процесі гідростатичного випробування. При цьому пробний тиск слід приймати з урахуванням гідростатичного тиску, який діє на посудину в процесі її експлуатації.

Час витримки посудини під пробним тиском установлюється розробником проекту. При відсутності інформації у проекті час витримки посудини під пробним тиском має бути не меншим за значення, зазначені в таблиці додатка 1 до цих Правил.

8. У комбінованих посудинах з двома і більше робочими порожнинами, розрахованими на різні тиски, гідростатичному випробуванню має підлягати кожна порожнина пробним тиском, який визначається залежно від розрахункового тиску порожнини.

9. Посудини, що працюють під тиском шкідливих речовин (рідини і газів), мають підлягати випробуванню на герметичність повітрям або інертним газом під тиском, рівним робочому тиску. Випробування проводяться відповідно до інструкції, що діє в межах підприємства, затвердженої в установленому порядку.

10. У випадках якщо проведення гідростатичного випробування неможливе (велике напруження від ваги води у фундаменті, міжповерхових перекриттях або в самій посудині, ускладнення з видаленням води, наявність усередині посудини футерівки, що перешкоджає заповненню посудини водою), дозволяється замінювати його пневматичним випробуванням (повітрям або інертним газом) на такий самий пробний тиск. Цей вид випробування допускається тільки за умови позитивних результатів ретельного внутрішнього огляду і перевірки міцності посудини розрахунком.

Подпись и дата		Инв. № дубл.		Взам. инв. №		Подпись и дата		Инв. № подл.	
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ				Лист

Пневматичні випробування мають проводитися за інструкцією, яка передбачає необхідні заходи безпеки.

11. Посудини, в яких дія середовища може спричинити погіршення хімічного складу і механічних властивостей металу, а також посудини, в яких температура стінки при роботі перевищує 450 °С, мають бути додатково оглянуті технічним персоналом підприємства згідно з інструкцією, затвердженою в установленому порядку. Результати додаткових оглядів слід заносити в журнал нагляду (паспорт) посудини.

12. Обсяг, методи і періодичність технічних оглядів посудин (за винятком балонів) мають бути визначені підприємством-виробником і зазначені в журналі нагляду (паспорті) та інструкції з монтажу й експлуатації.

У разі відсутності такої інформації технічний огляд має проводитися відповідно до вимог цих Правил, наданих у таблицях 1–3 додатка 2 до цих Правил.

Якщо за умовами виробництва немає можливості надати посудину для технічного огляду в зазначений термін, власник зобов'язаний надати її достроково.

Технічний огляд балонів має проводитись за методикою, передбаченою експлуатаційною документацією, в якій зазначаються періодичність технічного огляду і норми бракування.

13. Гідростатичне випробування трубопроводів пари та гарячої води проводиться:

- 1) перед пуском в роботу заново змонтованих трубопроводів;
- 2) після відпрацювання нормативного строку експлуатації;
- 3) після аварії трубопроводу або його елементів, якщо це вимагається обсягом відновлювальних робіт;
- 4) після ремонту із застосуванням зварювання;
- 5) перед пуском трубопроводу після перебування його на консервації більше двох років.

Зовнішній огляд зазначених трубопроводів проводиться не менше одного разу протягом трьох років.

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ					Лист

14. Величина пробного тиску при гідростатичному випробуванні трубопроводів пари та гарячої води, їх блоків і окремих елементів має становити 1,25 робочого тиску, але не менше 2 бар.

Посудини, що є невід'ємною частиною трубопроводів, випробовуються тим самим тиском, що й трубопроводи.

15. При заповненні обладнання під тиском водою повітря має бути видалене повністю.

16. Гідростатичне випробування обладнання під тиском має проводитись водою з температурою не нижче 5 і не вище 40 °С.

Різниця температур стінки обладнання під тиском і навколишнього повітря під час випробувань не має спричиняти конденсацію вологи на поверхні стінок посудини.

Вода, що використовується для гідростатичного випробування, не має забруднювати обладнання під тиском або викликати інтенсивну корозію.

17. Виробник зобов'язаний зазначати в інструкції з монтажу і експлуатації мінімальну температуру стінки при гідростатичному випробуванні в процесі експлуатації обладнання під тиском, виходячи з умов попередження крихкого руйнування.

18. Загальний час підняття тиску зазначається в інструкції з монтажу і експлуатації обладнання під тиском. У разі якщо такої вказівки в інструкції немає, час підняття тиску має бути не менше 10 хвилин.

Час витримки під пробним тиском має бути також не менше 10 хвилин. Після витримки під пробним тиском його знижують до робочого, при якому проводять огляд всіх нерознімних, вальцьованих, клепаних і рознімних з'єднань.

19. Тиск води при випробуванні має контролюватись двома манометрами, із яких один повинен бути класу точності не нижче 1,5.

Використання стиснутого повітря або газу для підняття тиску не допускається.

Ив. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подпись и дата
Зм. Лист № докум. Підпис Дата КР.142.6231м.08.ПЗ Лист				

20. Енергетичні і водогрійні котли, що монтуються на теплових електростанціях, можуть обмуровуватись до проведення технічного огляду за умови, що всі монтажні блоки будуть ретельно оглянуті до нанесення на них обмурівки.

Під час огляду має бути перевірено дотримання допусків на взаємне розміщення деталей іскладових одиниць, зміщення кромek і злам осей труб, які стикуються, конструктивні елементи нерознімних з'єднань, наявність на елементах котлів заводського маркування і відповідність його паспортним даним, відсутність пошкоджень деталей і складових одиниць при транспортуванні. При позитивних результатах огляду і відповідності виконаного контролю нерознімних з'єднань (заводських і монтажних) вимогам цих Правил на кожний монтажний блок має бути складений акт, який затверджується технічним директором електростанції. Цей акт є невід'ємною частиною посвідчення про безпечність монтажу котла і підставою для виконання обмурівки до технічного огляду котла. Повністю змонтований котел має бути наданий експерту спеціалізованої організації для внутрішнього огляду (в доступних місцях) і гідростатичного випробування. Якщо при технічному огляді котла будуть виявлені пошкодження обмурівки, які викликають підозру в тому, що блоки в процесі монтажу піддавались ударам, обмурівка має бути частково розкрита для перевірки стану труб і усунення пошкоджень.

21. Перевірка технічного стану елементів обладнання під тиском, що недоступні для внутрішнього і зовнішнього оглядів, має проводитись відповідно до інструкції з монтажу та експлуатації виробника, в якій повинні бути вказані обсяги, методи і періодичність контролю.

22. Періодичний технічний огляд обладнання під тиском (за винятком трубопроводів пари та гарячої води) проводиться у строки, визначені експлуатаційними документами виробника, але не рідше:

- 1) одного разу на 4 роки - зовнішній і внутрішній огляди;
- 2) одного разу на 8 років - гідростатичне випробування.

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

					КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Якщо за умов виробництва неможливо надати обладнання під тиском для огляду в зазначений строк, роботодавець зобов'язаний надати його достроково або припинити експлуатацію.

Гідростатичне випробування обладнання під тиском проводиться тільки при задовільних результатах зовнішнього і внутрішнього оглядів.

23. Роботодавець, який експлуатує котли та посудини, зобов'язаний самостійно проводити зовнішній і внутрішній огляди після кожного очищення внутрішніх поверхонь або ремонту елементів, але не рідше ніж через 12 місяців, а також перед проведенням технічного огляду. При цьому відповідальний за справний стан і безпечну експлуатацію зобов'язаний забезпечити усунення виявлених дефектів до надання обладнання під тиском для технічного огляду.

24. Позачерговий технічний огляд обладнання під тиском має бути проведений в таких випадках:

- 1) якщо обладнання під тиском не експлуатувалося більше 12 місяців;
- 2) якщо обладнання під тиском було демонтовано і встановлено на новому місці;
- 3) якщо проведено виправлення випинів або вм'ятин, а також ремонт із застосуванням зварки основних елементів обладнання під тиском;
- 4) якщо змінено більше 15 % анкерних в'язей будь-якої стінки;
- 5) після заміни барабана, колектора, екрана пароперегрівача, пароохолоджувача або економайзера;
- 6) якщо замінено одночасно більше 50 % загальної кількості екранних і кип'ятильних чи димогарних труб котла або 100 % труб пароперегрівача чи економайзера;
- 7) після досягнення граничного строку експлуатації обладнання під тиском, визначеного проектом, виробником, іншою нормативною документацією;
- 8) після аварії обладнання під тиском або його елементів, якщо за обсягом відновлювальних робіт вимагається такий огляд.

Подпись и дата	
Инв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Подпись и дата	
Инв. № подл.	

					КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

У випадках, передбачених підпунктами 7, 8, перед позачерговим технічним оглядом має бути проведене експертне обстеження (технічне діагностування) обладнання під тиском.

Обстеження проводиться відповідно до НД.

25. Перед зовнішнім і внутрішнім оглядами обладнання під тиском має бути охолоджене і ретельно очищене від бруду, накипу, сажі, золи і шлакових відкладень. Внутрішні пристрої мають бути видалені, якщо вони перешкоджають огляду.

Фахівець, який проводить огляд, має право вимагати розкриття обмурівки або зняття ізоляції повністю чи частково, а при проведенні внутрішнього огляду котла з димогарними трубами - повного або часткового видалення труб.

26. Якщо при технічному огляді обладнання під тиском будуть виявлені дефекти, які знижують міцність його елементів (стоншення стінок, знос в'язей та інше), надалі до заміни дефектних елементів подальша експлуатація обладнання під тиском може бути дозволена при понижених параметрах (тиску і температури). У цьому випадку можливість експлуатації обладнання під тиском підтверджується розрахунком на міцність і розрахунком пропускної спроможності запобіжних клапанів, виконаними в установленому законодавством порядку.

27. Якщо при технічному огляді обладнання під тиском будуть виявлені дефекти, що викликають сумнів в його міцності, або дефекти, причину яких встановити важко, робота такого обладнання під тиском має бути заборонена.

28. Якщо при технічному огляді обладнання під тиском будуть виявлені поверхневі тріщини або нещільності (теча, сліди парування, нарости солей) в місцях вальцювання або клепаних швах, перед їх усуненням підчеканкою, підваркою, підвальцюванням мають бути проведені дослідження дефектних з'єднань на відсутність міжкристалітної корозії спеціалізованою організацією. Ділянки, уражені міжкристалітною корозією, слід видалити.

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата
у цьому випадку можливість експлуатації обладнання під тиском підтверджується розрахунком на міцність і розрахунком пропускної спроможності запобіжних клапанів, виконаними в установленому законодавством порядку. 27. Якщо при технічному огляді обладнання під тиском будуть виявлені дефекти, що викликають сумнів в його міцності, або дефекти, причину яких встановити важко, робота такого обладнання під тиском має бути заборонена. 28. Якщо при технічному огляді обладнання під тиском будуть виявлені поверхневі тріщини або нещільності (теча, сліди парування, нарости солей) в місцях вальцювання або клепаних швах, перед їх усуненням підчеканкою, підваркою, підвальцюванням мають бути проведені дослідження дефектних з'єднань на відсутність міжкристалітної корозії спеціалізованою організацією. Ділянки, уражені міжкристалітною корозією, слід видалити.				
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.6231м.08.ПЗ				Лист

4.2.2. Пуск у роботу обладнання під тиском

1. Приймання в експлуатацію нововстановленого обладнання під тиском здійснюється згідно з вимогами НД.

2. Пуск обладнання під тиском в роботу проводиться за наказом роботодавця на підставі результатів проведених пусконаладжувальних робіт і первинного технічного огляду котла для визначення готовності обладнання під тиском до експлуатації.

3. На кожному обладнанні під тиском, що введено в експлуатацію, має бути прикріплена на видному місці табличка форматом не менше ніж 300 на 200 мм із зазначенням таких даних:

- 1) дозволений тиск або температура води;
- 2) число, місяць і рік наступних внутрішнього (зовнішнього) огляду і гідростатичного випробування.

Инов. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ					Лист

ВИСНОВКИ

За завданням кафедри турбін проведено дослідження параметрів енергетичної установки потужністю 100 МВт, виконаної за термодинамічним циклом Аллама.

У першій частині кваліфікаційної роботи в рамках інформаційного пошуку проаналізовані принципи конструювання енергетичних установок, що працюють на чистому кисні, виконаний аналіз конструкції та принципу дії енергетичної установки, що працює за термодинамічним циклом Аллама, розглянуті шляхи використання відокремленого в процесі експлуатації установки вуглекислого газу.

У другій частині розроблена математична модель, яка описує процеси, що протікають в енергетичній установці, виконаної за циклом Аллама. Для постачання кисню здійснено вибір установки розділення повітря (кріогенної, високої продуктивності). Оцінена необхідна продуктивність такої установки залежно від заданої потужності енергетичної установки.

Послідовно для кожного елемента за рухом робочого тіла визначені його термо- та газодинамічні параметри (тиск, температура, витрата), проаналізовані особливості робочого процесу, оцінена ефективність перетворення енергії.

В кінці другого розділу проведений розрахунок ефективності енергетичної установки за розробленою математичною моделлю та виконаний порівняльний аналіз одержаних параметрів з параметрами базової установки компанії "NET Power" (США). Даний аналіз свідчить про те, що виконане моделювання циклу Аллама в цілому адекватно описує фізичні процеси, що відбуваються в цій установці. Різниця між значеннями ефективного ККД (58,9 та 56,9 %) та різниці між різними затратами енергії можуть бути пояснені відсутністю достовірної інформації щодо параметрів використаного на установці в Ла-Порте обладнання.

У третьому розділі роботи проведено дослідження параметрів проектуємої енергетичної установки при змінному тискові у камері згоряння від 20 до 40 МПа.

Инов. №	Подпись и дата	Взам. инв.	Инов. №	Подпись и
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.6231м.08.ПЗ				Аркуш

Результати розрахунків свідчать про те, що:

1) Збільшення тиску в камері згоряння веде як до збільшення ефективності перетворення енергії в установці, так і до збільшення ефективного ККД установки.

2) Збільшення тиску в циклі з 20 до 40 МПа веде до зростання ефективного ККД установки з 48 до 64%. Це зростання має майже лінійний характер.

3) При фіксованій потужності установки (100 МВт) зростання ефективного ККД приводить до пропорційного зменшення споживання паливного природного газу (з 15 до 11 т/год).

4) Найбільшою витратою електричної енергії на власні потреби установки є сумарні витрати на стиснення вуглекислого газу, на що витрачається до 19% від генерованої електрогенератором потужності.

5) На другому місці за витратами є витрати електричної енергії на утворення кисню в установці розділення повітря (9...12%).

6) При фіксованій температурі газу перед турбіною (1150 °С) і тиску після неї (3 МПа) збільшення тиску у камері згоряння веде до зменшення температури випускних газів за трактом після турбіни.

У четвертій частині роботи проведено аналіз питань охорони праці при експлуатації обладнання під тиском. Зокрема розглянуті питання організації безпечної експлуатації та ремонту обладнання під тиском та технічного огляду і введення в експлуатацію такого обладнання.

Ивв. №	Подпись и дата	Взам. инв.	Ивв. №	Подпись и
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.6231м.08.ПЗ				Аркуш

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Романовський Г.Ф., Ващенко М.В., Сербін С.І. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. 304 с.
2. Романовський Г.Ф., Іпатенко О.Я., Патлайчук В.М. Теорія та розрахунок парових і газових турбін: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2002. 292 с.
3. Романовський Г.Ф., Сербін С.І. Екологічно чисті камери згоряння газотурбінних установок: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2002. 84 с.
4. Романовський Г.Ф., Сербін С.І. Камери згоряння суднових газотурбінних двигунів: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2000. 259 с.
5. Allam R. **NET Power's CO₂ cycle: the breakthrough that CCS needs.** *Modern Power Systems.* URL: <https://www.modernpowersystems.com/features/featurenet-powers-co2-cycle-the-breakthrough-that-ccs-needs>.
6. Allam R., Martin S., Forrest B., Fetvedt J., Lu X., Freed D., Brown G., Sasaki T., Itoh M., Manning J. Demonstration of the Allam Cycle: An Update on the Development Status of a High Efficiency Supercritical Carbon Dioxide Power Process Employing Full Carbon Capture. *Energy Procedia*: 13th International Conference on Greenhouse Gas Control Technologies, GHGT-13, 14–18 November 2016. Vol. 114. P. 5948–5966.
7. Breaking ground for a groundbreaker: the first Allam Cycle power plant. *Modern Power Systems.* URL: <https://www.modernpowersystems.com/features/featurebreaking-ground-for-a-groundbreaker-the-first-allam-cycle-power-plant-4893271>.
8. Dodge E. CCS Breakthrough: CO₂ Power Cycles Offer Improved Efficiency and Integrated Carbon Capture. *Breaking Energy.* URL: [https://www.breakingenergy.com/2016/11/14/ccs-breakthrough-co2-power-cycles-offer-improved-efficiency-and-integrated-carbon-capture/](#)

Инов. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инов. № дубл.	Подпись и дата	https://www.modernpowersystems.com/features/featurenet-powers-co2-cycle-the-breakthrough-that-ccs-needs. 6. Allam R., Martin S., Forrest B., Fetvedt J., Lu X., Freed D., Brown G., Sasaki T., Itoh M., Manning J. Demonstration of the Allam Cycle: An Update on the Development Status of a High Efficiency Supercritical Carbon Dioxide Power Process Employing Full Carbon Capture. <i>Energy Procedia</i>: 13th International Conference on Greenhouse Gas Control Technologies, GHGT-13, 14–18 November 2016. Vol. 114. P. 5948–5966. 7. Breaking ground for a groundbreaker: the first Allam Cycle power plant. <i>Modern Power Systems</i>. URL: https://www.modernpowersystems.com/features/featurebreaking-ground-for-a-groundbreaker-the-first-allam-cycle-power-plant-4893271. 8. Dodge E. CCS Breakthrough: CO₂ Power Cycles Offer Improved Efficiency and Integrated Carbon Capture. <i>Breaking Energy</i>. URL:	
					КР.142.6231м.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

<https://breakingenergy.com/2014/11/14/ccs-breakthrough-sco2-power-cycles-offer-improved-efficiency-and-integrated-carbon-capture>.

9. Isles J. Gearing up for a new supercritical CO₂ power cycle system. *Gas Turbine World*. 2014. Vol. 44 (6). P. 14-18.
10. Lu X., Forrest B., Martin S., Fetvedt J., McGroddy M., Freed D. Integration and Optimization of Coal Gasification Systems With a Near-Zero Emissions Supercritical Carbon Dioxide Power Cycle. *American Society of Mechanical Engineers: Digital Collection*. Vol. 9: Oil and Gas Applications; Supercritical CO₂ Power Cycles; Wind Energy. URL: <https://doi.org/10.1115/GT2016-58066>.
11. System and method for high efficiency power generation using a carbon dioxide circulating working fluid : US patent 8959887; published 2015-02-24; issued 2013-11-04; assigned to Palmer Labs, LLC and 8 Rivers Capital, LLC.

Инв. № подл.	Подпись и дата				Инв. № дубл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата	
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.08.ПЗ					Лист