

Хмельницький національний університет  
Факультет інформаційних технологій  
Кафедра автоматизації, комп'ютерно-інтегрованих технологій та робототехніки

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

Метод керування когенераційною установкою  
Назва теми

КвРАКІТР. 2024086.01.10.ПЗ

Рівень вищої освіти другий (магістерський)

Галузь знань 17 «Електроніка, автоматизація та електронні комунікації»  
Шифр, назва

Спеціальність 174 «Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка»  
Шифр, назва

Освітня програма «Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка»  
Назва

Виконав:

студент II курсу, група АКІТРм-24-1   
Підпис

Василь МОСІЙЧУК  
Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

Керівник: д-р техн. наук, проф.   
Підпис

Валерій МАРТИНЮК  
Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

Нормоконтролер   
Підпис

Галина РАДЕЛЬЧУК  
Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

До захисту допускаю:  
зав. кафедри АКІТтаР   
Підпис

Людмила КОРЕЦЬКА  
Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

«21» грудня 2025 р.

Хмельницький 2025

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інформаційних технологій

Кафедра автоматизації, комп'ютерно-інтегрованих технологій та робототехніки

Рівень вищої освіти другий (магістерський)

Галузь знань 17 – Електроніка, автоматизація та електронні комунікації

Спеціальність 174 – Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка

Освітня програма Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри АКІТтаР

Людмила КОРЕЦЬКА

01 вересня 2025р.

**ЗАВДАННЯ  
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

Мосійчуку Василю Вікторовичу

Прізвище, ім'я, по батькові студента

1 Тема роботи Метод керування когенераційною установкою

Керівник роботи Мартинюк Валерій Володимирович, д-р.т.н, професор

Прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, учене звання

Затверджено наказом ректора університету від 25.08.25р. № 65

2 Строк подання студентом роботи на кафедру 06.12.25 р.





3 Вихідні дані до роботи Аналіз сучасного стану автоматизованих систем керування сонячними електростанціями. Розробка методу керування сонячною електростанцією.

4 Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

Вступ. Проблематика керування когенераційними установками. Математична модель процесу керування когенераційною установкою. Імітаційна модель методу керування когенераційною установкою. Експериментальне дослідження методу керування когенераційною установкою. Висновки.

5 Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслень)  
презентаційні матеріали (слайди)

6 Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Антиплагіат	Федула М.В., доцент кафедри АКІТтаР		
Нормоконтроль	Радельчук Г.І., доцент кафедри АКІТтаР	 9.12.25	 10.12.25

7 Дата видачі завдання 01 вересня 2025р.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Назва розділу кваліфікаційної роботи	Строк виконання	Примітка
1 Вступ	15.09.2025р.	виконано
2 Проблематика керування когенераційними установками	30.09.2025р.	виконано
3 Математична модель процесу когенераційною установкою	16.10.2025р.	виконано
4 Імітаційна модель методу керування когенераційною установкою	01.11.2025р.	виконано
5 Експериментальне дослідження методу керування когенераційною установкою	12.11.2025р.	виконано
6 Висновки	14.12.2025р.	виконано
7 Оформлення пояснювальної записки до КРМ	25.11.2025р.	виконано
8 Оформлення презентаційних матеріалів	01.12.2025р.	виконано

Студент

  
Підпис

Василь МОСІЙЧУК  
Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

Керівник кваліфікаційної роботи

  
Підпис

Валерій МАРТИНЮК  
Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

## АНОТАЦІЯ

Тема кваліфікаційної роботи: «Метод керування когенераційною установкою».

Автор роботи: Мосійчук Василь Вікторович.

Керівник роботи: Мартинюк Валерій Володимирович

Пояснювальна записка: 85 с., 46 рис., 0 табл., 4 дод., 75 джерел.

Графічна частина: 14 презентаційних слайдів.

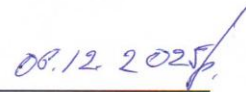
КОГЕНЕРАЦІЙНА УСТАНОВКА, ГАЗОВА ТУРБИНА, СИСТЕМА АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ, ПОСЛІДОВНЕ СПАЛЮВАННЯ ПАЛИВА, РОЗПОДІЛ ПОТУЖНОСТІ, MATLAB/SIMULINK, ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ, ПЕРЕХІДНІ ПРОЦЕСИ, ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ, ВХІДНИЙ НАПРЯМНИЙ АПАРАТ.

Об'єктом дослідження: електромагнітні та термодинамічні процеси в системі керування когенераційною установкою.

Мета роботи: розробка методу керування когенераційною установкою для підвищення її динамічної стійкості та ефективності роботи в режимах зміни електричного навантаження. Виконано аналіз літературних джерел, сучасних схем та методів керування газотурбінними когенераційними установками. Розроблено математичну модель процесів перетворення енергії в когенераційній установці, враховуючи термодинаміку послідовного спалювання палива. Розроблено алгоритм керування розподілом потужності між камерами згоряння та вхідним напрямним апаратом компресора. Створено імітаційну модель системи керування в середовищі MATLAB/Simulink та проведено експериментальне дослідження перехідних процесів.



Підпис студента



Дата

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1 ПРОБЛЕМАТИКА КЕРУВАННЯ КОГЕНЕРАЦІЙНИМИ УСТАНОВКАМИ....	7
1.1 Особливості енергетичного та ексергетичного підходів до оцінювання ефективності когенераційних систем.....	7
1.2 Огляд сучасних досліджень енергетичної та ексергетичної ефективності когенераційних систем .....	11
1.3 Висновки до першого розділу.....	23
2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КОГЕНЕРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ.....	25
2.1 Особливості моделювання когенераційних установок .....	25
2.2 Математична модель методу керування когенераційною установкою .....	30
2.3 Висновки до другого розділу .....	46
3 ІМІТАЦІЙНА МОДЕЛЬ МЕТОДУ КЕРУВАННЯ КОГЕНЕРАЦІЙНОЮ УСТАНОВКОЮ .....	48
3.1 Особливості імітаційної моделі методу керування когенераційною установкою.....	48
3.2 Імітаційне моделювання процесу керування динамікою газової турбіни .....	61
3.3 Висновки до третього розділу.....	64
4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТОДУ КЕРУВАННЯ КОГЕНЕРАЦІЙНОЮ УСТАНОВКОЮ .....	66
4.1 Особливості експериментального дослідження методу керування когенераційною установкою .....	66
4.2 Експериментальне дослідження методу керування когенераційною установкою.....	68
4.3 Висновки до четвертого розділу.....	74
ВИСНОВКИ.....	76
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ.....	79
ДОДАТОК А Стаття в журналі вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах.....	86

## ВСТУП

Актуальність теми. Сучасна енергетика перебуває на етапі трансформації, де ключовими вимогами є енергоефективність, екологічність та маневреність генеруючих потужностей. Когенераційні установки на базі газових турбін є одним із найефективніших рішень для сумісного виробництва електричної та теплової енергії. Особливої уваги заслуговують установки зі складним термодинамічним циклом (технологія послідовного спалювання палива), які забезпечують високий ККД та низький рівень шкідливих викидів навіть при часткових навантаженнях.

Однак керування такими установками є складним завданням через наявність декількох камер згоряння, регульованого компресора та жорстких вимог до швидкодії при зміні навантаження в енергосистемі. Тому розробка вдосконаленого методу керування, який забезпечує оптимальний розподіл палива та повітря в динамічних режимах, є актуальною науково-технічною задачею.

Метою роботи є розробка методу керування когенераційною установкою для підвищення її динамічної стійкості та ефективності роботи в режимах зміни електричного навантаження.

Відповідно до поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- виконати аналіз літературних джерел, сучасних схем та методів керування газотурбінними когенераційними установками;
- розробити математичну модель процесів перетворення енергії в когенераційній установці, враховуючи термодинаміку послідовного спалювання палива;
- розробити алгоритм керування розподілом потужності між камерами згоряння та вхідним напрямним апаратом компресора;
- створити імітаційну модель системи керування в середовищі MATLAB/Simulink та провести експериментальне дослідження перехідних процесів.

Об'єктом дослідження є електромагнітні та термодинамічні процеси в системі керування когенераційною установкою.

Предметом дослідження є метод керування паливоподачею та витратою повітря когенераційної установки в динамічних режимах.

Методи досліджень. При вирішенні поставлених завдань у роботі були використані методи теорії автоматичного керування (для синтезу регуляторів), термодинаміки (для опису процесів у турбіні), методи математичного моделювання та обчислювальної математики (для реалізації моделі в Simulink).

Наукова новизна отриманих результатів.

Удосконалено метод координованого керування основною та послідовною камерами згоряння, який, на відміну від існуючих, враховує динамічні обмеження за температурою та межею помпажу компресора, що дозволяє підвищити маневреність установки без втрати термодинамічної ефективності.

Практичне значення одержаних результатів. Розроблена імітаційна модель дозволяє досліджувати поведінку когенераційної установки в аварійних та перехідних режимах без ризику для реального обладнання. Запропонований алгоритм може бути використаний при модернізації систем автоматичного керування (САК) енергоблоків ТЕЦ.

# 1 ПРОБЛЕМАТИКА КЕРУВАННЯ КОГЕНЕРАЦІЙНИМИ УСТАНОВКАМИ

## 1.1 Особливості енергетичного та ексергетичного підходів до оцінювання ефективності когенераційних систем

Попит на електроенергію постійно зростає, а світове виробництво електроенергії значною мірою залежить від вичерпних видів викопного палива. Ситуація в Україні не є винятком, оскільки в енергетичній промисловості домінують ресурси природного газу, що стрімко скорочуються. Такий сценарій вимагає максимізації ефективності використання ресурсів, щоб уникнути будь-яких несприятливих наслідків у найближчому майбутньому.

Передбачуваним першим кроком до виконання цього складного завдання є оцінка ефективності систем генерації енергії з подальшим вжиттям необхідних заходів щодо вдосконалення на основі отриманих результатів. Важливим продуктивність комбінованої системи виробництва тепла та електроенергії, а саме когенераційної установки, на базі двигуна внутрішнього згоряння.

Хмельницький національний університет за програмою допомоги від USAID в межах проєкту енергетичної безпеки отримав когенераційну установку Viessmann Vitobloc 200 потужністю 140 кВт, яка забезпечує комбіноване виробництво тепла та електроенергії і зображена на рисунку 1.1.



Рисунок 1.1 – Когенераційна установка Хмельницького національного університету Viessmann Vitobloc 200 потужністю 140 кВт

Енергія є ключовим рушієм будь-якої діяльності з розвитку, а обсяг використання енергії визначає рівень життя суспільства. Тому, як очевидний наслідок індустріалізації, урбанізації та зростання населення, споживання енергії зростає у всьому світі. Технічний прогрес також сприяє диверсифікації використання різних форм енергії. Однак, незалежно від джерел енергії, ефективність систем, що перетворюють енергію у корисні форми, стала предметом уваги зі зрозумілих причин.

Традиційна концепція енергоефективності пов'язана з першим законом термодинаміки, який стверджує, що енергія в будь-якій системі зберігається, і вона не може бути ні створена, ні знищена. Таким чином, твердження першого закону по суті стосується виключно кількості енергії. Також воно не надає жодної інформації про напрямок передачі енергії.

Тому виник другий закон термодинаміки для врахування цих недоліків. Другий закон стверджує, що перетворення всієї енергії в іншу форму неможливе. Щоб пояснити цю нерівність, другий закон визначив ентропію як стан хаотичної енергії в процесі перетворення, яка завжди недоступна для перетворення. Таким чином, стало очевидним, що енергія деградує в процесі перетворення і що, окрім «кількості», енергія має також «якість». Це усвідомлення вводить термін «ексергія».

Ексергія, яку також називають працездатністю або доступною енергією, визначається як максимальний потенціал роботи джерела енергії [1]. Відомо, що енергія існує в кількох формах. Щоб встановити різницю з точки зору якості ексергії, її можна класифікувати на два види: впорядкована енергія – робота та невпорядкована енергія – теплота [2].

Якість впорядкованої форми енергії є незмінною, оскільки вона повністю підлягає оборотному перетворенню і не залежить від носія – середовища зберігання або навколишнього середовища [2]. Однак якість невпорядкованої форми енергії значно варіюється залежно від енергоносія та умов навколишнього середовища [2].

Ексергія прийнята за стандарт для врахування змінної якості різних невпорядкованих форм енергії. Ексергія зберігається лише тоді, коли всі процеси в

системі є оборотними, і вона знищується щоразу, коли відбувається необоротний процес [2].

Отже, очевидно, що різниця в якості між впорядкованою та невпорядкованою формами енергії обумовлена необоротністю в процесі передачі енергії. Якщо оборотне перетворення впорядкованої енергії може відбуватися повністю, то для невпорядкованої форми це не так. Оскільки перший закон враховує лише кількість перетворення енергії незалежно від напрямку, аналіз впорядкованої форми може бути ефективно виконаний за допомогою першого закону.

Проте невпорядкована форма вимагає концепції, запровадженої другим законом, для точного аналізу, оскільки вона не зберігається. Усі реальні процеси передбачають необоротність, тобто відбуваються обидві форми перетворення енергії. Тому застосування лише аналізу за першим законом, а саме енергетичного аналізу, може давати хибну інформацію про фактичну енергетичну взаємодію в розглянутій системі.

З іншого боку, аналіз за другим законом, а саме ексергетичний аналіз, поєднує концепції як кількості, так і якості. Таким чином, цей аналіз усуває недоліки аналізу за першим законом і дозволяє визначити істинну ефективність системи, враховуючи втрати енергії внаслідок необоротності. Це доповнює ту фундаментальну причину, що оскільки жоден процес не може відбуватися з порушенням будь-якого з двох фундаментальних законів термодинаміки, аналіз, заснований лише на одному законі, не здатний дати всебічного уявлення.

Порівняльний аналіз енергетичної ефективності, а саме ефективність за першим законом та ексергетичної ефективності – ефективність за другим законом може забезпечити краще розуміння характеристик продуктивності теплової системи.

Крім того, завдяки ексергетичному аналізу стає можливим визначення локалізації, типів та істинної величини відходів і втрат у системі [3]. Ця особливість дає змогу інженерам-проектувальникам приймати рішення щодо необхідних змін, які потрібно внести в конкретних точках системи. У наш час поєднаний

енергетичний та ексергетичний аналіз став дієвим підходом до оцінки ефективності та визначення заходів щодо вдосконалення [4-7].

У міру того як негативний вплив забруднення та людської діяльності, пов'язаної зі зростанням енергоспоживання, на навколишнє середовище стає дедалі помітнішим, економічні погляди фахівців з енергетичного планування змінюються, і вони починають приділяти не меншу увагу питанням екології.

Вживаються заходи для зменшення екологічної шкоди шляхом пошуку чистих джерел енергії та технологій її перетворення. У рамках цих зусиль значна увага приділяється шляхам підвищення ефективності цих технологій задля досягнення раціонального використання ресурсів.

Таким чином, енергія та ексергія, як інструменти дослідження ефективності, стають пов'язаними з екологічними проблемами. Також було встановлено, що енергія та ексергія впливають на сталий розвиток.

Вища ефективність використання ресурсів забезпечує зменшення кількості палива, необхідного для виробництва тієї ж продукції та надання тих самих послуг. Зменшення споживання палива знижує вуглецевий слід, а саме викиди, а отже, зменшує негативний вплив на навколишнє середовище.

Крім того, менше використання палива знижує темпи вичерпання паливних ресурсів, зберігаючи їх для майбутніх поколінь. Таким чином, пропонується розглядати взаємозв'язок енергії, ексергії, а саме як корисної частини енергії, навколишнього середовища та сталого розвитку [7] у відповідності до рисунку 1.2. Також видно, що зі зростанням ефективності підвищується рівень сталості, а вплив на навколишнє середовище зменшується.

На рисунку 1.2 зображено графік, який ілюструє взаємозв'язок між ексергетичною ефективністю, впливом на довкілля та сталим розвитком. Червона суцільна крива показує залежність впливу на довкілля від ККД.

Це спадна крива, яка демонструє, що зі збільшенням ексергетичної ефективності, а саме рух вправо по осі X, негативний вплив на навколишнє середовище стрімко зменшується.

Пунктирна бірюзова крива відображає сталий розвиток. Це зростаюча крива, яка вказує на те, що підвищення ексергетичного ККД призводить до підвищення рівня сталого розвитку системи.

Рисунок візуально доводить, що вдосконалення термодинамічної ефективності процесів, а саме збільшення ексергетичного ККД, і є ключовим інструментом для одночасного зниження екологічного навантаження та досягнення цілей сталого розвитку.

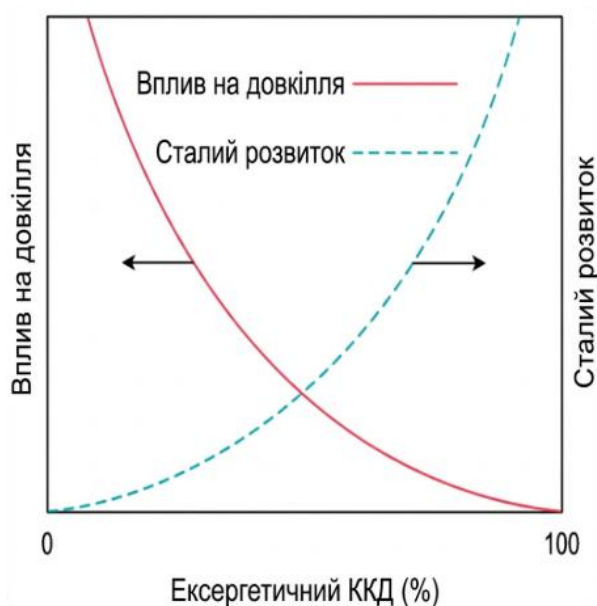


Рисунок 1.2 – Ексергія як поєднання енергетики, навколишнього середовища та сталого розвитку [8]

## 1.2 Огляд сучасних досліджень енергетичної та ексергетичної ефективності когенераційних систем

Одним із належних методів підвищення продуктивності та ефективності будь-якої установки генерування електроенергії є розширення її до системи комбінованого виробництва тепла та електроенергії або системи комбінованого виробництва холоду, тепла та електроенергії [9, 10].

Ці системи зарекомендували себе як основні альтернативи традиційним підходам, таким як старі електростанції, з точки зору енергозбереження,

ефективності та екологічних питань [11]. У системі комбінованого виробництва теплової енергії відбувається когенерація, а саме сумісне виробництво більш ніж однієї корисної форми енергії, зазвичай електроенергії та тепла з одного джерела енергії [12].

Системи комбінованого виробництва теплової енергії здатні досягати ефективності використання палива до 65-70%, порівняно з менш ніж 50% при роздільному виробництві тепла та електроенергії [13]. Тематичне дослідження компанії «Pfizer Inc.», фармацевтичної компанії зі США, показало, що використання системи комбінованого виробництва теплової енергії зменшило викиди вуглекислого газу на 38%, діоксиду сірки на 52% та оксидів азоту на 41% [14].

Системи комбінованого виробництва теплової енергії у багатьох ситуаціях мають економічні переваги порівняно з роздільними процесами виробництва теплової та електричної енергії. Хоча в деяких ситуаціях комбіноване та роздільне виробництво пропонують однаковий сценарій витрат, процесу комбінованого виробництва все ж надається перевага через менше споживання палива та менші викиди.

Більшість використовуваних систем комбінованого виробництва теплової енергії поєднують або двигун внутрішнього згоряння, або газову турбину у відкритому циклі. Електростанції такого типу можуть бути встановлені швидко, зазвичай менш ніж за рік, і здатні забезпечувати сотні мегават енергії [15].

У роботі [16] проведено дослідження парової електростанції потужністю 200 МВт в Ісфахані, Тегеран. Проаналізовано все обладнання на станції та визначили енергетичну ефективність, ексергетичну ефективність та необоротність для кожного компонента. Результат показав, що 69,8% загальної енергії втрачається в конденсаторі, а 85,66% загальної ексергії втрачається в котлі.

У роботі [17] проведено енергетичний та ексергетичний аналіз вугільної електростанції, яка працює на надкритичному  $\text{CO}_2$  (S- $\text{CO}_2$ ), з процесами проміжного перегріву. Було вивчено перетворення та передачу енергії та ексергії на електростанції з процесами подвійного та одинарного проміжного перегріву.

Було встановлено, що для процесу з подвійним та одинарним проміжним перегрівом ексергетична ефективність становила 48,02% та 47,69% відповідно. Використовуючи метод діаграми використання енергії, було досліджено джерела деструкції ексергії. Максимальну деструкцію ексергії було виявлено у процесі згоряння, що становило близько 20,45% від загальної вхідної ексергії електростанції, за якою слідував процес теплообміну – 17,56%.

У роботі [18] проведено енергетичний, ексергетичний та параметричний аналіз електростанції комбінованого циклу, обладнаної системою проміжного перегріву. Кожен компонент котла-утилізатора у системі було проаналізовано шляхом визначення температурного градієнта для локалізації місць деструкції ексергії в його межах.

Було встановлено, що у випарниках високого тиску спостерігався значний температурний градієнт, що обумовлювало високу необоротність і, як наслідок, високу деструкцію ексергії. Ексергетичний аналіз виявив, що основний розподіл ексергії втрат припадає на димову трубу, за якою слідує котел-утилізатор, турбіна та конденсатор. Турбіна виявилася компонентом із найвищою ексергетичною ефективністю 92%, а конденсатор - із найнижчою 63%.

Параметричний аналіз показав, що тиск перегріву, тиск проміжного перегріву та ступінь сухості пари на виході з турбіни низького тиску значно впливали на ефективність турбін.

У роботі [19] проведено енергетичний та ексергетичний аналіз установки комбінованого циклу, що утилізує відпрацьоване тепло двотактного суднового двигуна в розрахунковому та нерозрахунковому режимах роботи.

Завдяки детальному термодинамічному та параметричному аналізу вони показали, що енергію та ексергію вихлопних газів можна перерозподілити, внівши певні зміни в конструкцію, зокрема шляхом регулювання узгодження турбокомпресора та коефіцієнта перепуску байпасу вихлопних газів.

У роботі [20] проведено дослідження новітньої комбінованої електростанції, яка працює на аміаку та використовує газову турбіну і систему твердооксидних паливних елементів. Відпрацьоване тепло вихлопних газів газової турбіни

утилізувалося за допомогою циклу Ренкіна для генерації додаткової електроенергії, а скидне тепло від конденсатора циклу Ренкіна використовувалося для нагріву води для побутових потреб.

Залишкова теплова енергія вихлопних газів використовувалася для роботи абсорбційної холодильної машини, що забезпечувала охолодження для промислових потреб.

Було проведено термодинамічний аналіз на основі першого та другого законів термодинаміки, а також визначено втрати та деструкцію ексергії для різних вузлів станції. Система продемонструвала енергетичну та ексергетичну ефективність 58,78% та 50,66% відповідно. Максимальну деструкцію ексергії було виявлено в камері згоряння.

В роботі [21] дослідили потенціал підвищення ефективності багатопаливної багатопродуктної електростанції за допомогою енергетичного та ексергетичного аналізу. Вони оцінили потенціал покращення експлуатаційних характеристик шляхом застосування цих методів. Крім того, було виконано аналіз теплової схеми та інтеграції тепла для вивчення сталості системи.

Загальна енергетична та ексергетична ефективність системи склали 56,4% та 57,9% відповідно. Також було проведено параметричний аналіз, який виявив, що підвищення температури навколишнього середовища та густини струму знижує продуктивність системи, тоді як підвищення тиску пари скрапленого природного газу діє навпаки.

В роботі [22] розглядали аналіз установки комбінованого виробництва холоду, тепла та електроенергії з паливним елементом на розплавлених карбонатах та двигуном Стірлінга. Результати показали, що найбільша деструкція ексергії відбувалася в пальниках.

Загальна ефективність системи склала 71,71%. Паливний елемент на розплавлених карбонатах, двигун Стірлінга та газова турбіна продемонстрували значні показники ефективності.

Заре та Гасанзаде [23] запропонували та проаналізували комбінований цикл на основі замкненого циклу Брайтона для застосування на сонячних електростанціях баштового типу.

Було розроблено термодинамічні моделі для оцінки продуктивності з енергетичної та ексергетичної точок зору. Також було проведено параметричне дослідження для вивчення впливу ключових робочих параметрів на продуктивність електростанції.

Вони показали, що загальна ексергетична ефективність системи перевищувала 30%. Поле геліостатів зробило найбільший внесок у загальну деструкцію ексергії в системі.

В роботі [24] проаналізували інтегровану мультигенераційну електростанцію, яка перетворює сільськогосподарські відходи в енергію, на основі енергетичного та ексергетичного методів. Додатково було проведено економічний та екологічний аналіз. Енергетична та ексергетична ефективність станції становила 63,62% та 58,46% відповідно. Найвищий рівень деструкції ексергії спостерігався в камері згоряння, що становило близько 15% від загальної деструкції.

Екологічний аналіз у поєднанні з ексергетичним аналізом добре зарекомендував себе як метод, здатний надати інформацію про вплив системи та її компонентів на навколишнє середовище. Різні дослідники застосовували різні методології для визначення впливу на довкілля.

В роботі [25] виконали такий аналіз для потрійного циклу з уловлюванням вуглецю. Вони встановили кілька факторів, а саме: ексергоекологічний фактор, фактор ефективності екологічної шкоди, коефіцієнт ексергоекологічного впливу, фактор ексергетичної стабільності тощо, щоб виразити вплив деструкції ексергії на навколишнє середовище. Було виявлено, що компоненти з більшою величиною деструкції ексергії є менш екологічними.

В роботі [26] оцінили ексергоекологічну ефективність суднового газодизельного двигуна, що використовувався для тригенераційної системи. Як екологічний індикатор вони розглядали «Eco-indicator 99», і цей показник використовувався для розрахунку потенційного впливу на навколишнє

середовище, пов'язаного з продуктом, послугою або процесом протягом усього життєвого циклу.

В роботі [26] проаналізували газові та повітряні цикли нижнього рівня (утилізаційні цикли) для виробництва електроенергії та водню. Щоб представити сценарій впливу системи на навколишнє середовище, вони виконали роботу, подібну до досліджень Талебізадесардара. Вони визначили значення ексергоекологічного фактора, фактора ексергетичної стабільності, коефіцієнта екологічної ефективності тощо, щоб співвіднести вплив деструкції ексергії з навколишнім середовищем.

Вищезгадані роботи розглядали негативний вплив деструкції ексергії на навколишнє середовище. Також було пояснено внесок підвищеної ексергетичної ефективності у зменшення шкоди довкіллю. Як зазначалося раніше, завдяки підвищенню ексергетичної ефективності можна досягти кращої сталості. Щоб належним чином виміряти вплив ексергетичної ефективності системи на сталість, дослідники розробили кілька індикаторів сталості на основі ексергії.

Міділі та Дінчер [27] розробили деякі параметри ексергетичної сталості для паливного елемента з протонообмінною мембраною з метою оцінки його сталості та впливу на навколишнє середовище. Було прийнято такі параметри, як ексергетична ефективність, фактор ексергетичної стабільності, індекс екологічної безпеки, індекс ексергетичної сталості тощо.

В іншій роботі [28] проаналізували ексергетичну сталість системи зберігання водню під високим тиском шляхом визначення вищезгаданих параметрів сталості. Вони показали вплив робочого тиску та тиску зберігання на сталість системи зберігання.

В роботі [29] виконали ексергетичний аналіз разом з економічним аналізом гібридної сушарки на сонячній енергії та біомасі, в яку були інтегровані мідні трубки для використання як теплообмінник. З метою оцінки сталості вони розглядали коефіцієнт ексергії відходів та індикатор ексергетичної сталості.

В роботі [30] виконали комплексний енергетичний, ексергетичний, ексергоекономічний та екологічний аналіз когенераційної системи, що поєднує газову турбіну та котел-утилізатор з одним рівнем тиску.

Результати показали, що максимальна швидкість деструкції ексергії спостерігається в камері згоряння, за якою слідує котел-утилізатор та газова турбіна відповідно.

Також було проведено параметричне дослідження для розуміння впливу проектних параметрів на ефективність. Результати виявили, що підвищення ступеня підвищення тиску та ізоентропійного ККД повітряного компресора, а також ефективності газової турбіни дозволило покращити загальну термодинамічну ефективність системи.

Також спостерігався компроміс між термодинамічними та економічними показниками, оскільки підвищення параметрів призводило до зростання вартості системи.

Було досліджено вплив певних робочих параметрів, а саме тиску пари, температури води) на енергетичну та ексергетичну ефективність. Результати показали, що система з дизельним двигуном та геотермальні системи є термодинамічно привабливішими, маючи вищу ексергетичну ефективність порівняно з двома іншими системами.

В роботі [31] досліджували продуктивність установки комбінованого виробництва теплової енергії, що працює на біомасі. Продуктивність оцінювалася за допомогою енергетичного та ексергетичного аналізу. Крім того, було проведено аналіз чутливості, який охоплював широкий спектр сценаріїв попиту на тепло.

Вони виявили, що більша частина деструкції ексергії відбувалася під час процесів згоряння та генерації пари, що відповідало 67-70% та 13-16% відповідно. Вони припустили, що для зменшення деструкції ексергії в парогенераторі необхідна вища температура гострої пари.

В роботі [32] змодельовали та оцінили ефективність системи комбінованого виробництва теплової енергії на заводі з виробництва заморожених продуктів. Для динамічного моделювання вони зібрали реальні дані за період одного року про

використання енергії в досліджуваній галузі та використали їх як вхідні дані для імітаційної моделі.

Було проведено енергетичний, ексергетичний та економічний аналізи, а також виконано багатокритеріальний аналіз для пошуку найкращого компромісного рішення. Крім того, вони порівняли рішення, знайдене за допомогою динамічного аналізу, з рішенням, отриманим стандартним методом проектування, а саме статичний аналіз.

В роботі [33] проаналізували енергетичні, ексергетичні та екологічні аспекти системи комбінованого виробництва теплової енергії комбінованого парогазового циклу. Аналіз мав на меті підвищення співвідношення електричної та теплової потужності.

Щоб досягти цього, вони модифікували систему, спрямувавши частину пари в газову турбіну замість того, щоб подавати її в парову турбіну, використовуючи технологію впорскування в камеру згоряння. Результати показали, що найбільші втрати ексергії відбувалися в камері згоряння. Вони також відзначили, що впорскування пари збільшувало величину втрат.

Тайє та Хаген [34] виконали аналіз за першим і другим законами термодинаміки побутової мікросистеми комбінованого виробництва теплової енергії потужністю 1 кВт зі змінною продуктивністю та безперервним режимом роботи на базі двигуна внутрішнього згоряння.

Вони піддали систему випробуванням в усталеному режимі у всьому робочому діапазоні та зібрали дані для аналізу. Аналіз виявив, що система мала ексергетичну ефективність 33,7%, що вище, ніж у звичайних побутових опалювальних приладів. Крім того, вони представили необоротності на рівні системи та двигуна для виявлення зон неефективності. Найбільш значущими необоротними процесами були необоротний теплообмін, необоротність згоряння, втрати на тертя та перекачування, за якими слідували втрати в генераторі та силовій електроніці.

В роботі [35] виконали енергетичний, ексергетичний, а також ексергоекологічний та ексергоекономічний аналіз мультигенераційної системи з

використанням сонячної енергії. Система складалася з параболоциліндричних сонячних колекторів, регенеративної електростанції, абсорбційної холодильної системи подвійної дії, електролізера з протонообмінною мембраною та багатоступеневої опріснювальної установки миттєвого випаровування.

Було впроваджено котел на зрідженому нафтовому газі, що використовував пропан як паливо. У цьому дослідженні для ексергоекологічного аналізу використано метод Eco-indicator 99. Теплова ефективність системи відповідає 41,08%, а ексергетична ефективність – 23,26%.

В роботі [36] провели дослідження ефективності гібридної системи з використанням сонячної енергії на основі енергетичного, ексергетичного, ексергоекономічного та ексергоекологічного аналізів. Система складалася з двигуна внутрішнього згоряння на природному газі, сонячного теплового колектора, абсорбційного теплового насоса, теплообмінника та бака-акумулятора тепла. Система досягла річної енергетичної ефективності 76,3% та ексергетичної ефективності 22,4%.

Дослідження попередніх літературних джерел свідчить про те, що системи комбінованого виробництва теплової енергії з приводом від двигуна на природному газі ще не розглядалися для комплексного аналізу на основі аспектів енергії, ексергії, ексергоекології та ексергетичної сталості.

Окремий пласт сучасних досліджень присвячено питанням оптимізації роботи когенераційних установок на базі двигунів внутрішнього згоряння, оскільки саме вони є найбільш поширеними у малій енергетиці. У роботі [37] проведено поглиблений ексергетичний аналіз газопоршневої когенераційної установки потужністю 2 МВт.

Автори зосередили увагу на розподілі ексергетичних втрат при різних навантаженнях двигуна (від 50% до 100%). Результати показали, що при зниженні навантаження ексергетична ефективність системи різко падає через погіршення процесу згоряння та збільшення частки теплоти, що відводиться в систему охолодження, але має низький температурний потенціал.

Було встановлено, що для підвищення загальної ефективності системи критично важливим є використання низькопотенційної теплоти сорочки охолодження двигуна для попереднього підігріву теплоносія.

Значний інтерес представляють дослідження, спрямовані на інтеграцію когенераційних установок з циклами органічного циклу Ренкіна для утилізації низькопотенційної теплоти вихлопних газів.

У роботі [38] досліджено комбіновану систему, де теплота вихлопних газів газового двигуна використовується для генерації пари в ORC-контурі. Автори проаналізували вплив різних робочих рідин (R245fa, R123, R134a) на ексергетичні показники.

Виявлено, що використання R245fa забезпечує найвищу ексергетичну ефективність утилізаційного контуру – на рівні 12,4%, що дозволяє збільшити загальну вихідну електричну потужність комплексу на 8-10% без додаткових витрат палива.

Окрім традиційного природного газу, значна увага в сучасній літературі приділяється ексергетичному аналізу систем, що працюють на біогазі та біомасі, що є актуальним у контексті переходу до відновлюваних джерел енергії.

У дослідженні [39] проведено порівняльний термодинамічний аналіз роботи когенераційної установки на природному газі та на біогазі різного складу. Встановлено, що хоча енергетична ефективність при роботі на біогазі дещо знижується через нижчу теплотворну здатність, ексергетична ефективність може залишатися високою за умови оптимізації кута випередження запалювання та ступеня стиснення.

Автори [39] довели, що деструкція ексергії в камері згоряння при роботі на біогазі є меншою порівняно з природним газом через нижчу температуру полум'я, що зменшує необоротність теплообміну.

Важливим аспектом, який розглядається у сучасних роботах, є ексергоекономічний аналіз, який поєднує термодинамічні розрахунки з вартісними показниками. У роботі [40] застосовано метод SPECО (Specific Exergy Costing) для

оцінки собівартості електроенергії та теплоти, вироблених когенераційною установкою.

Дослідження показало, що питома вартість ексергії теплової енергії значно вища за вартість енергії, розрахованої за першим законом термодинаміки. Це пояснюється тим, що ексергетичний метод враховує якість енергії, справедливо розподіляючи витрати між високоякісною електроенергією та низькопотенційним теплом. Такий підхід дозволяє точніше формувати тарифи в системах теплопостачання.

У контексті підвищення автономності та надійності енергопостачання, дослідники [41] проаналізували роботу тригенераційної системи для офісної будівлі в умовах змінного попиту. Використовуючи динамічне моделювання, вони оцінили річні ексергетичні показники системи.

Було виявлено, що використання акумуляторів теплової енергії та холоду дозволяє згладити пікові навантаження та зменшити загальну деструкцію ексергії в системі на 15% порівняно з системою без акумуляції. Найбільший потенціал для вдосконалення було виявлено у підсистемі абсорбційного охолодження, де втрати ексергії склали до 35% від вхідного потоку.

Питання мінімізації впливу на довкілля через призму ексергетичного аналізу детально розглянуто в роботі [42]. Автори запропонували інтегрований показник «ексергоекологічної ефективності», який враховує викиди  $\text{CO}_2$ ,  $\text{NO}_x$  та  $\text{CO}$ .

Проаналізувавши роботу гібридної системи, а саме газової турбіни + вітрогенератора, вони дійшли висновку, що збільшення частки відновлюваної енергії не лише зменшує емісію шкідливих речовин, але й підвищує ексергетичну сталість системи. Проте, нестабільність вітрового потоку призводить до перехідних процесів у газовій турбіні, що тимчасово збільшує деструкцію ексергії в камері згоряння.

У роботі [43] увагу зосереджено на використанні генетичних алгоритмів для багатокритеріальної оптимізації параметрів когенераційних систем. Цільовими функціями виступали ексергетичний ККД та загальна вартість життєвого циклу продукції.

Результати оптимізації показали, що існує конфлікт між термодинамічною та економічною ефективністю: досягнення максимального ексергетичного ККД вимагає використання дороговартісних теплообмінників з великою площею поверхні для зменшення різниці температур, відповідно, необоротності теплообміну. Оптимальне рішення за Парето дозволило знайти компромісний варіант, що забезпечує ексергетичний ККД на рівні 45% при прийнятному терміні окупності.

Також варто відзначити дослідження [44], де розглядається використання теплових насосів у складі когенераційних систем для глибокої утилізації теплоти димових газів (нижче точки роси). Це дозволяє використовувати приховану теплоту пароутворення водяної пари, що міститься у продуктах згоряння.

Ексергетичний аналіз такої схеми показав, що, незважаючи на витрати електроенергії на привід компресора теплового насоса, загальна ексергетична ефективність системи зростає на 4-6% за рахунок отримання додаткового потоку теплоти середнього потенціалу, придатного для систем опалення.

У роботі [45] проведено комплексний аналіз полігенераційної системи, що виробляє електроенергію, тепло, холод та прісну воду. Автори використали розширений ексергетичний аналіз, розділивши деструкцію ексергії на ендогенну власну та екзогенну, яка наведена іншими компонентами.

Це дозволило виявити, що значна частина неефективності конденсатора опріснювальної установки обумовлена роботою парової турбіни, що вказує на необхідність системної, а не покомпонентної оптимізації.

Окремий напрямок досліджень стосується діагностики несправностей енергетичного обладнання за допомогою ексергетичного методу. У [46] запропоновано методику моніторингу технічного стану газопоршневого двигуна шляхом аналізу відхилень ексергетичних показників від еталонних значень.

Автори продемонстрували, що зростання локальної деструкції ексергії в турбокомпресорі може бути раннім індикатором забруднення проточної частини або зносу підшипників ще до появи вібраційних сигналів.

Узагальнюючи результати проаналізованих досліджень, можна стверджувати, що ексергетичний аналіз є потужним інструментом для виявлення прихованих втрат у когенераційних системах.

Він дозволяє не лише кількісно оцінити ступінь термодинамічної досконалості обладнання, але й вказати конкретні шляхи його модернізації, оптимізувати режими роботи та обґрунтувати економічну доцільність впровадження енергозберігаючих заходів.

Поєднання ексергетичного підходу з екологічними та економічними критеріями створює надійну базу для проектування систем сталого енергопостачання.

### 1.3 Висновки до першого розділу

У першому розділі проведено аналіз сучасного стану проблем енергоефективності та методів їх вирішення в системах когенерації. Основні результати можна сформулювати наступним чином.

В умовах вичерпності викопного палива та зростання попиту на енергію, критично важливим завданням є максимізація ефективності використання ресурсів. Когенераційні установки (КГУ), зокрема на базі двигунів внутрішнього згорання, є дієвим інструментом енергозбереження, забезпечуючи ефективність використання палива на рівні 65-70% порівняно з <50% при роздільному виробництві. Для Хмельницького національного університету, який експлуатує установку Viessmann Vitobloc 200, це відкриває значні перспективи для енергетичної автономності та економії.

Встановлено, що традиційний енергетичний аналіз на основі першого закону термодинаміки є недостатнім, оскільки він враховує лише кількість енергії, ігноруючи її якість та необоротність процесів.

Ексергетичний аналіз на основі другого закону термодинаміки дозволяє визначити істинну термодинамічну ефективність системи, локалізувати місця, типи

та величину втрат. Доведено прямий зв'язок між підвищенням ексергетичного ККД та зниженням впливу на довкілля, що сприяє сталому розвитку.

Огляд сучасних досліджень показав, що ексергетичний метод широко застосовується для оцінки ефективності різноманітних енергетичних установок, а саме парових, газотурбінних та комбінованих циклів. Спільним висновком багатьох робіт є те, що найбільша деструкція ексергії відбувається в процесах згоряння палива, а саме камерах згоряння та котлах, що пов'язано з високою необоротністю хімічних реакцій та теплообміну.

Аналіз показує розвиток комплексних підходів, таких як ексергоекономічний та ексергоекологічний аналізи, які поєднують термодинаміку з вартісними та екологічними показниками. Водночас виявлено необхідність глибшого дослідження режимів роботи газопоршневих установок при змінних навантаженнях, оскільки зниження потужності призводить до різкого падіння ексергетичної ефективності.

Перспективним є розроблення методів оптимізації роботи КГУ шляхом утилізації низькопотенційної теплоти, наприклад, через теплові насоси або ОРС-цикли та впровадження систем моніторингу на базі ексергетичних показників для ранньої діагностики несправностей. Це обґрунтовує доцільність проведення власного дослідження для підвищення ефективності конкретної когенераційної системи університету.

## 2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КОГЕНЕРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ

### 2.1 Особливості моделювання когенераційних установок

Енергетичний аналіз базується на формулюванні першого закону термодинаміки. У відкритій проточній системі енергія переноситься через контрольну поверхню за допомогою роботи, теплоти та потоку маси. Перший закон термодинаміки або енергетичний баланс для відкритої проточної системи визначається рівнянням (2.1) [47].

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_{in} e_{in} - \sum \dot{m}_{out} e_{out} = \frac{dE}{dt}, \quad (2.1)$$

де  $\dot{Q}$  – чиста швидкість перенесення енергії у формі теплоти;

$\dot{W}$  – чиста швидкість перенесення енергії у формі роботи;

$\dot{m}_{in}$  – вхідна масова витрата;

$e_{in}$  – питома енергія вхідного потоку контрольного об'єму;

$\dot{m}_{out}$  – вихідна масова витрата;

$e_{out}$  – питома енергія вихідного потоку контрольного об'єму;

$\frac{dE}{dt}$  – швидкість зміни кількості енергії в контрольному об'ємі.

Для відкритої проточної системи в стаціонарному стані маса всередині контрольного об'єму та на його межах залишається постійною, тому:

$$\sum \dot{m}_{in} e_{in} = \sum \dot{m}_{out} e_{out}. \quad (2.2)$$

В усталеному режимі  $\frac{dE}{dt} = 0$ , тому:

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_{in} e_{in} - \sum \dot{m}_{out} e_{out} = 0. \quad (2.3)$$

Звідси:

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_{in} e_{in} = \sum \dot{m}_{out} e_{out} - \dot{W}. \quad (2.4)$$

Ліва частина рівняння (2.4) відображає сумарну вхідну енергію, а права частина – сумарну вихідну енергію. Таким чином, повна енергія в системі зберігається. Питома енергія  $e$  складається з чотирьох складових: питомої кінетичної енергії, питомої потенціальної енергії, питомої фізичної енергії та питомої хімічної енергії [48].

Питома кінетична енергія залежить від швидкості, а питома потенціальна енергія – від висоти розташування системи або її компонентів. Оскільки зміни швидкості та висоти є незначними, ці дві складові часто вилучають з аналізу [49], а розрахунок питомої енергії виконують згідно з виразом:

$$e = e_{ph} + e_{ch}. \quad (2.5)$$

Для повітря та продуктів згоряння приймається модель ідеального газу, тому питому фізичну енергію для цих двох речовин можна розрахувати за рівнянням (2.6) [48].

$$e_{ph} = C_{p(T)}T - C_{p(T_0)}T_0 = h_{(T)} - h_{(T_0)}, \quad (2.6)$$

де  $C_{p(T)}$  та  $C_{p(T_0)}$  – питома теплоємність за температур  $T$  та  $T_0$  відповідно;

$h_{(T)}$  – ентальпія.

Питома хімічна енергія вуглеводневих палив дорівнює їхній нижчій (НТЗ) або вищій (ВТЗ) теплотворній здатності. За основу взято нижчу теплотворну здатність палива, тому питома хімічна ексергія розраховується у відповідності до рівняння (2.7) [51].

$$e_{ChF} = \text{НТЗ}. \quad (2.7)$$

Нижча теплотворна здатність природного газу, яка використовується в когенераційній установці, становить 44 661 кДж/кг [26]. Загалом, ефективність за першим законом термодинаміки, або енергетична ефективність, визначається як відношення вихідної енергії до вхідної енергії в системі або її компоненті.

Енергетична ефективність когенераційної системи визначається як відношення корисної вихідної енергії, а саме електричної та теплової, до загальної енергії палива, поданого в систему. Таким чином, енергетичну ефективність когенераційної системи можна визначити за рівнянням (2.8) [51].

$$\eta_{CHP} = \frac{\dot{E}_{el} + \dot{E}_{heat}}{\dot{E}_{Fuel}} \quad (2.8)$$

Ексергетичний аналіз є методом, який доповнює традиційний енергетичний підхід до оцінювання ефективності. Це метод термодинамічного аналізу, який ґрунтується на другому законі термодинаміки. Під час оцінювання та порівняння систем і процесів ексергетичний аналіз забезпечує більш змістовні результати.

Він дає змогу визначити істинну міру того, наскільки робота системи наближена до ідеальної. Інформація, отримана за результатами ексергетичного аналізу, дозволяє проєктувальникам вдосконалювати та оптимізувати систему і її компоненти. Загальний вигляд рівняння ексергетичного балансу для контрольного об'єму визначається рівнянням (2.9) [52].

$$\dot{E}_{xQ} - \dot{E}_{xW} + \sum \dot{m}_{in} ex_{in} - \sum \dot{m}_{out} xe_{out} - \dot{E}_{xD} = \frac{dE}{dt}, \quad (2.9)$$

де  $\dot{m}_{in}$  – вхідна масова витрата;

$ex_{in}$  – вхідна питома ексергія;

$\dot{E}_{xD}$  – швидкість деструкції ексергії;

$\dot{E}_{xQ}$  – потік ексергії з теплотою;

$\dot{E}_{xW}$  – потік ексергії з роботою.

В усталеному режимі  $\frac{dE}{dt} = 0$ , тому:

$$\dot{E}_{xQ} - \dot{E}_{xW} + \sum \dot{m}_{in} ex_{in} - \sum \dot{m}_{out} xe_{out} - \dot{E}_{xD} = 0. \quad (2.10)$$

Звідси:

$$(\dot{E}_{xQ} + \sum \dot{m}_{in} ex_{in}) - (\dot{E}_{xW} + \sum \dot{m}_{out} xe_{out}) = \dot{E}_{xD}. \quad (2.11)$$

З наведеного вище рівняння видно, що вихідна кількість ексергії менша за вхідну на величину, яка дорівнює кількості знищеної ексергії. Отже, на відміну від енергії, ексергія не зберігається. Як зазначалося раніше, теплота є формою неупорядкованої енергії, і тому не може бути повністю перетворена на роботу.

Максимальна величина цього перетворення, тобто потік ексергії з теплою, залежить від стану навколишнього середовища, який також називають мертвим станом. Передачу ексергії з теплою через межу контрольного об'єму можна виразити рівнянням (2.12) наступним чином [53]:

$$\dot{E}_{xD} = \dot{Q}_m \left(1 - \frac{T_0}{T_m}\right), \quad (2.12)$$

де  $\dot{Q}_m$  – тепловий потік через межу компонентів системи;

$T_m$  – температура, за якої відбувається цей теплообмін;

$T_0$  – температура навколишнього середовища.

На відміну від теплоти, робота є впорядкованою формою енергії, і тому може бути повністю перетворена. Отже, потік ексергії з роботою дорівнює самій роботі, тобто:

$$\dot{E}_{xW} = \dot{W}. \quad (2.13)$$

Необоротність процесів в середині компонента або системи спричиняє деструкцію ексергії, а кількість ексергії, яка відводиться в навколишнє середовище, вважається втратою ексергії системи. Сума цих двох складових визначає загальне споживання ексергії системою, що виражається рівнянням (2.14) наступним чином [54]:

$$\dot{E}_{xC} = \dot{E}_{xD} + \dot{E}_{xL} \quad (2.14)$$

де  $\dot{E}_{xC}$  - загальне споживання ексергії системою;

$\dot{E}_{xL}$  - загальні втрати ексергії системою.

Питома ексергія  $e_x$  розраховується аналогічно до питомої енергії і складається з питомої фізичної та хімічної ексергії, тоді як питомими кінетичною та потенціальною ексергіями нехтують. Тому її можна розрахувати за рівнянням (2.4), замінивши енергетичні складові на ексергетичні.

Питому фізичну ексергію продуктів згоряння та повітря можна розрахувати за виразом у рівнянні (2.15) [55], а для твердих тіл і рідин - за рівнянням (2.16) [56].

$$e_{ph} = C_{p(T)} \left[ T - C_{p(T_0)} T_0 - T_0 \ln \left( \frac{T}{T_0} \right) \right] + RT \left( \frac{P}{P_0} \right); \quad (2.15)$$

$$e_{ph} = C_{p(T)} \left[ T - C_{p(T_0)} T_0 - T_0 \ln \left( \frac{T}{T_0} \right) \right] + v \left( \frac{P}{P_0} \right), \quad (2.16)$$

де  $C_{p(T)}$  – питома теплоємність за сталого тиску;

$R$  – універсальна газова стала;

$T$  – температура;

$P$  – тиск;

$v$  – питомий об'єм.

Крім того, хімічну ексергію газоподібного вуглеводневого палива складу  $C_nH_b$  у розрахунку на одиницю маси можна визначити за рівнянням (2.17) [55].

$$\frac{e_{CHF}}{HTЗ} = \gamma \approx 1,033 + 0,0169 \frac{b}{a} - \frac{0,0698}{a}, \quad (2.17)$$

де  $\gamma$  – коефіцієнт ексергетичної якості палива.

Ефективність за другим законом термодинаміки, або ексергетична ефективність, визначається як відношення вихідної ексергії до вхідної ексергії системи або її компонентів.

Ексергетична ефективність когенераційної системи визначається як відношення корисної вихідної ексергії, а саме електричної та теплової, до загальної ексергії палива, поданого в систему. Таким чином, ексергетичну ефективність когенераційної системи можна визначити за рівнянням (2.18) [56].

$$\psi_{CHP} = \frac{\dot{E}_{xelec} + \dot{E}_{xheat}}{\dot{E}_{xFuel}}. \quad (2.18)$$

Для будь-яких компонентів енергетична та ексергетична ефективність визначаються з урахуванням енергії та ексергії потоків на вході та виході відповідного компонента. Для довільного компонента  $k$  ці показники можна розрахувати за рівнянням (2.19) наступним чином [57]:

$$\psi_k = \frac{\dot{E}_{xout,k}}{\dot{E}_{xin,l}}. \quad (2.19)$$

## 2.2 Математична модель методу керування когенераційною установкою

Для проведення аналізу компоненти когенераційної установки розглядаються як контрольні об'єкти. Для аналізу виділено одинадцять основних компонентів когенераційної установки:

– поршневий двигун;

- котел-утилізатор;
- турбокомпресор;
- доохлоджувач повітря;
- теплообмінник доохлоджувача;
- теплообмінник сорочки охолодження води сорочки;
- маслоохлоджувач;
- масляний фільтр;
- живильний насос;
- насос водяного резервуара;
- електрогенератор.

Крім того, для загального аналізу когенераційна установка в цілому розглядається як єдиний контрольний об'єм. Індивідуальні рівняння балансу енергії та ексергії, а також рівняння ефективності за першим та другим законами термодинаміки для когенераційної установки та її компонентів, складені відповідно до формулювань, наведених вище.

#### 1. Поршневий двигун.

Паливо-повітряна суміш надходить у поршневий двигун у точці 5, а вихлопні гази виходять у точці 17. Точки 6 і 8 відповідають лініям циркуляції мастила. Точки 9 і 10 позначають лінію водяного охолодження сорочки двигуна, а саме вхід і вихід з теплообмінника, а точка 24 відповідає вихідній електричній потужності двигуна. Контрольний об'єм поршневого двигуна зображено на рисунку 2.1.



Рисунок 2.1 – Контрольний об'єм поршневого двигуна

Рівняння енергетичного та ексергетичного балансів поршневого двигуна, у

відповідності до рисунку 2.1, мають вигляд:

$$\dot{E}_5 - \left( (\dot{E}_6 - \dot{E}_8) + (\dot{E}_9 - \dot{E}_{10}) + \dot{E}_{17} + \dot{E}_{24} \right) = \dot{E}_{L.RE}, \quad (2.20)$$

де  $\dot{E}_{L.RE}$  – потік теплових втрат поршневого двигуна.

$$\dot{E}_{x5} - \left( (\dot{E}_{x6} - \dot{E}_{x8}) + (\dot{E}_{x9} - \dot{E}_{x10}) + \dot{E}_{x17} + \dot{E}_{x24} \right) = \dot{E}_{x.C.RE}, \quad (2.21)$$

де  $\dot{E}_{x.C.RE}$  – швидкість споживання ексергії в поршковому двигуні.

Енергетичну та ексергетичну ефективність поршневого двигуна можна розрахувати за такими рівняннями:

$$\eta_{RE} = \frac{(\dot{E}_6 - \dot{E}_8) + (\dot{E}_9 - \dot{E}_{10}) + \dot{E}_{17} + \dot{E}_{24}}{\dot{E}_5}, \quad (2.22)$$

$$\psi_{RE} = \frac{(\dot{E}_{x6} - \dot{E}_{x8}) + (\dot{E}_{x9} - \dot{E}_{x10}) + \dot{E}_{x17} + \dot{E}_{x24}}{\dot{E}_{x5}}. \quad (2.23)$$

## 2. Котел-утилізатор.

Контрольний об'єм котла-утилізатора зображено на рисунку 2.2.

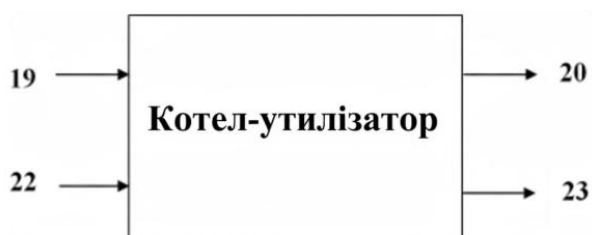


Рисунок 2.2 – Контрольний об'єм котла-утилізатора

Вихлопні гази від двигуна надходять у котел-утилізатор в точці 19, а виходять у точці 20. Живильна вода від економайзера надходить у точці 22 і виходить у вигляді пари в точці 23.

Рівняння енергетичного та ексергетичного балансів котла-утилізатора, у відповідності до рисунку 2.2, мають вигляд:

$$(\dot{E}_{19} - \dot{E}_{20}) - (\dot{E}_{23} - \dot{E}_{22}) = \dot{E}_{L.HRSG}, \quad (2.24)$$

де  $\dot{E}_{L.HRSG}$  – потік теплових втрат котла-утилізатора.

$$(\dot{E}_{x19} - \dot{E}_{x20}) - (\dot{E}_{x23} - \dot{E}_{x22}) = \dot{E}_{D.HRSG}, \quad (2.25)$$

де  $\dot{E}_{x.C.RE}$  – швидкість деструкції ексергії в котлі-утилізаторі.

Енергетичну та ексергетичну ефективність котла-утилізатора можна розрахувати за такими рівняннями:

$$\eta_{HRSG} = \frac{(\dot{E}_{23} - \dot{E}_{22})}{(\dot{E}_{19} - \dot{E}_{20})}, \quad (2.26)$$

$$\psi_{HRSG} = \frac{(\dot{E}_{x23} - \dot{E}_{x22})}{(\dot{E}_{x19} - \dot{E}_{x20})}. \quad (2.27)$$

### 3. Турбокомпресор.

Паливо-повітряна суміш надходить у турбокомпресор у точці 3 і виходить після стиснення в точці 4. З іншого боку, продукти згоряння надходять у точці 17 і виходять після розширення в точці 18. Турбокомпресор стискає вхідну паливо-повітряну суміш за рахунок роботи, отриманої в результаті розширення продуктів згоряння. Контрольний об'єм турбокомпресора зображено на рисунку 2.3.

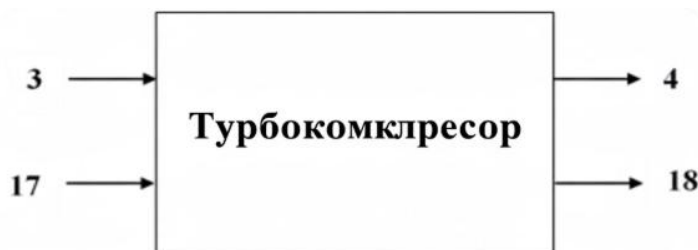


Рисунок 2.3 – Контрольний об'єм турбокомпресора

Рівняння енергетичного та ексергетичного балансів турбокомпресора, у відповідності до рисунку 2.3, мають вигляд:

$$(\dot{E}_{17} - \dot{E}_{18}) - (\dot{E}_4 - \dot{E}_3) = \dot{E}_{L.TC}, \quad (2.24)$$

де  $\dot{E}_{L.TC}$  – потік теплових втрат турбокомпресора.

$$(\dot{E}_{x17} - \dot{E}_{x18}) - (\dot{E}_{x4} - \dot{E}_{x3}) = \dot{E}_{xD.TC}, \quad (2.25)$$

де  $\dot{E}_{xD.TC}$  – швидкість деструкції ексергії в турбокомпресорі.

Енергетичну та ексергетичну ефективність турбокомпресора можна розрахувати за такими рівняннями:

$$\eta_{TC} = \frac{(\dot{E}_4 - \dot{E}_3)}{(\dot{E}_{17} - \dot{E}_{18})}; \quad (2.26)$$

$$\psi_{TC} = \frac{(\dot{E}_{x4} - \dot{E}_{x3})}{(\dot{E}_{x17} - \dot{E}_{x18})}. \quad (2.27)$$

#### 4. Охолоджувач наддувного повітря.

Гаряча газоповітряна суміш після стиснення в турбокомпресорі в точці 4 охолоджується до відповідної температури в точці 5. Охолоджувальна вода надходить у точці 14 і виходить у точці 13. Контрольний об'єм охолоджувача зображено на рисунку 2.4.

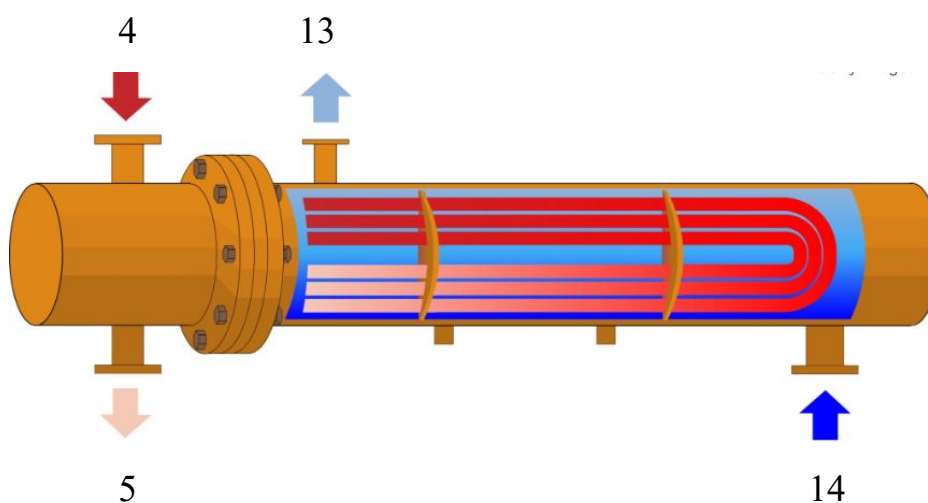


Рисунок 2.4 – Контрольний об'єм охолоджувача наддувного повітря

Рівняння енергетичного та ексергетичного балансів охолоджувача наддувного повітря, у відповідності до рисунку 2.4, мають вигляд:

$$(\dot{E}_4 - \dot{E}_5) - (\dot{E}_{13} - \dot{E}_{14}) = \dot{E}_{L.A/C}, \quad (2.24)$$

де  $\dot{E}_{L.A/C}$  – потік теплових втрат охолоджувача наддувного повітря.

$$(\dot{E}_{x4} - \dot{E}_{x5}) - (\dot{E}_{x13} - \dot{E}_{x14}) = \dot{E}_{D.A/C}, \quad (2.25)$$

де  $\dot{E}_{x.A/C}$  – швидкість деструкції ексергії в охолоджувачі наддувного повітря.

Енергетичну та ексергетичну ефективність охолоджувача наддувного повітря можна розрахувати за такими рівняннями:

$$\eta_{A/C} = \frac{(\dot{E}_4 - \dot{E}_5)}{(\dot{E}_{13} - \dot{E}_{14})}; \quad (2.26)$$

$$\psi_{A/C} = \frac{(\dot{E}_{x4} - \dot{E}_{x5})}{(\dot{E}_{x13} - \dot{E}_{x14})}. \quad (2.27)$$

##### 5. Теплообмінник охолоджувача наддувного повітря.

Охолоджувальна вода з резервуара надходить у теплообмінник охолоджувача в точці 12 і, відібравши тепло, виходить у точці 15. З іншого боку, гаряча вода від охолоджувача наддувного повітря надходить у теплообмінник у точці 13 і виходить у точці 14, віддавши тепло. Контрольний об'єм теплообмінника охолоджувача зображено на рисунку 2.5.

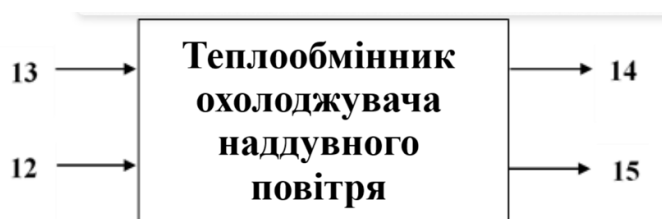


Рисунок 2.5 – Контрольний об'єм теплообмінника охолоджувача наддувного

повітря

Рівняння енергетичного та ексергетичного балансів теплообмінника охолоджувача наддувного повітря, у відповідності до рисунку 2.5, мають вигляд:

$$(\dot{E}_{13} - \dot{E}_{14}) - (\dot{E}_{15} - \dot{E}_{12}) = \dot{E}_{L.A/C HE}, \quad (2.28)$$

де  $\dot{E}_{L.A/C HE}$  – потік теплових втрат теплообмінника охолоджувача наддувного повітря.

$$(\dot{E}_{x13} - \dot{E}_{x14}) - (\dot{E}_{x15} - \dot{E}_{x12}) = \dot{E}_{D.A/C HE}, \quad (2.29)$$

де  $\dot{E}_{x.A/C HE}$  – швидкість деструкції ексергії в теплообміннику охолоджувача наддувного повітря.

Енергетичну та ексергетичну ефективність теплообмінника охолоджувача наддувного повітря можна розрахувати за такими рівняннями:

$$\eta_{A/C HE} = \frac{(\dot{E}_{15} - \dot{E}_{12})}{(\dot{E}_{13} - \dot{E}_{14})}, \quad (2.30)$$

$$\psi_{A/C HE} = \frac{(\dot{E}_{x5} - \dot{E}_{x12})}{(\dot{E}_{x13} - \dot{E}_{x14})}. \quad (2.31)$$

## 6. Теплообмінник води сорочки охолодження.

Нагріта вода із сорочки охолодження двигуна надходить у теплообмінник у точці 9 і виходить, віддавши тепло, у точці 10. З боку охолодження, охолоджувальна вода надходить у точці 12 і виходить у точці 11, забравши тепло. Контрольний об'єм теплообмінника води сорочки охолодження зображено на рисунку 2.6.

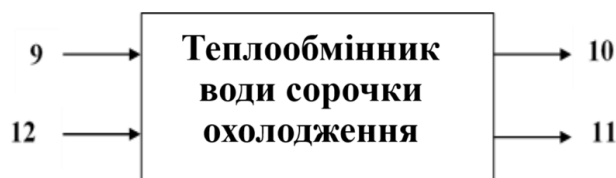


Рисунок 2.6 – Контрольний об'єм теплообмінника води сорочки охолодження

Рівняння енергетичного та ексергетичного балансів теплообмінника води сорочки охолодження, у відповідності до рисунку 2.6, мають вигляд:

$$(\dot{E}_9 - \dot{E}_{10}) - (\dot{E}_{11} - \dot{E}_{12}) = \dot{E}_{L.J/W HE}, \quad (2.28)$$

де  $\dot{E}_{L.J/W HE}$  – потік теплових втрат теплообмінника води сорочки охолодження.

$$(\dot{E}_{x9} - \dot{E}_{x10}) - (\dot{E}_{x11} - \dot{E}_{x12}) = \dot{E}_{D.A/C HE}, \quad (2.29)$$

де  $\dot{E}_{xJ/W HE}$  – швидкість деструкції ексергії в теплообміннику води сорочки охолодження.

Енергетичну та ексергетичну ефективність теплообмінника води сорочки охолодження можна розрахувати за такими рівняннями:

$$\eta_{J/W HE} = \frac{(\dot{E}_{11} - \dot{E}_{12})}{(\dot{E}_9 - \dot{E}_{10})}, \quad (2.30)$$

$$\psi_{J/W HE} = \frac{(\dot{E}_{x11} - \dot{E}_{x12})}{(\dot{E}_{x9} - \dot{E}_{x10})}. \quad (2.31)$$

## 7. Маслоохолоджувач.

Точка 6 відповідає гарячому мастилу, а точка 7 – охолоджену мастилу. Контрольний об'єм маслоохолоджувача зображено на рисунку 2.7.

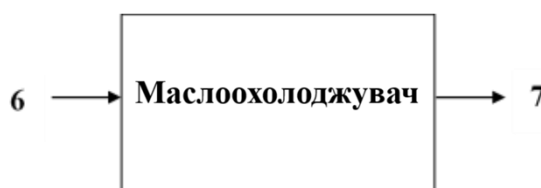


Рисунок 2.7 – Контрольний об'єм маслоохолоджувача

Рівняння енергетичного та ексергетичного балансів маслоохолоджувача, у відповідності до рисунку 2.7, мають вигляд:

$$(\dot{E}_6 - \dot{E}_7) = \dot{E}_{L.LOC}, \quad (2.32)$$

де  $\dot{E}_{L.LOC}$  – потік теплових втрат маслоохолоджувача.

$$(\dot{E}_{x6} - \dot{E}_{x7}) = \dot{E}_{D.LOC}, \quad (2.33)$$

де  $\dot{E}_{xD.LOC}$  – швидкість деструкції ексергії в маслоохолоджувачі.

Енергетичну та ексергетичну ефективність маслоохолоджувача можна розрахувати за такими рівняннями:

$$\eta_{LOC} = \frac{\dot{E}_7}{\dot{E}_6}; \quad (2.34)$$

$$\psi_{LOC} = \frac{\dot{E}_{x7}}{\dot{E}_{x6}}. \quad (2.35)$$

## 8. Фільтр мастила

Точка 7 відповідає невідфільтрованому мастилу, а точка 8 - відфільтрованому мастилу. Контрольний об'єм фільтра мастила зображено на рисунку 2.8, а рівняння балансів мають такий вигляд:



Рисунок 2.8 – Контрольний об'єм фільтра мастила

Рівняння енергетичного та ексергетичного балансів фільтра мастила, у

відповідності до рисунку 2.8, мають вигляд:

$$(\dot{E}_7 - \dot{E}_8) = \dot{E}_{L.LOF}, \quad (2.36)$$

де  $\dot{E}_{L.LOF}$  – потік теплових втрат фільтра мастила.

$$(\dot{E}_{x7} - \dot{E}_{x8}) = \dot{E}_{D.LOF}, \quad (2.37)$$

де  $\dot{E}_{xD.LOF}$  – швидкість деструкції ексергії в фільтрі мастила.

Енергетичну та ексергетичну ефективність фільтра мастила можна розрахувати за такими рівняннями:

$$\eta_{LOF} = \frac{\dot{E}_8}{\dot{E}_7}; \quad (2.38)$$

$$\psi_{LOF} = \frac{\dot{E}_{x8}}{\dot{E}_{x7}}. \quad (2.39)$$

## 9. Паливний насос.

На рисунку 2.9 зображено контрольний об'єм паливного насоса.



Рисунок 2.9 – Контрольний об'єм паливного насоса

Точка 21 – це сторона низького тиску (вхід насоса), а точка 22 – сторона високого тиску (вихід насоса). Робота для приводу насоса підводиться з точки 26. Рівняння енергетичного та ексергетичного балансів мають такий вигляд:

Рівняння енергетичного та ексергетичного балансів паливного насоса, у відповідності до рисунку 2.9, мають вигляд:

$$\dot{E}_{26FP} - (\dot{E}_{22} - \dot{E}_{21}) = \dot{E}_{L,FP}, \quad (2.40)$$

де  $\dot{E}_{L,FP}$  – потік теплових втрат паливного насоса.

$$\dot{E}_{x26FP} - (\dot{E}_{x22} - \dot{E}_{x21}) = \dot{E}_{D,FP}, \quad (2.41)$$

де  $\dot{E}_{xD,FP}$  – швидкість деструкції ексергії в паливному насосі.

Енергетичну та ексергетичну ефективність паливного насоса можна розрахувати за такими рівняннями:

$$\eta_{FP} = \frac{\dot{E}_{22} - \dot{E}_{21}}{\dot{E}_{26FP}}, \quad (2.42)$$

$$\psi_{FP} = \frac{\dot{E}_{x22} - \dot{E}_{x21}}{\dot{E}_{x26FP}}. \quad (2.43)$$

#### 10. Насос водяного резервуара.

Контрольний об'єм насоса водяного резервуара зображено на рисунку 2.10.



Рисунок 2.10 – Контрольний об'єм насоса водяного резервуара

Точки 16 та 12 відповідають сторонам низького та високого тиску, тобто входу та виходу насоса відповідно. Подібно до паливного насоса, необхідна для приводу насоса робота підводиться з точки 26.

Рівняння енергетичного та ексергетичного балансів насоса водяного резервуара, у відповідності до рисунку 2.10, мають вигляд:

$$\dot{E}_{26WRP} - (\dot{E}_{12} - \dot{E}_{16}) = \dot{E}_{L.WRP}, \quad (2.44)$$

де  $\dot{E}_{L.WRP}$  – потік теплових втрат насоса водяного резервуара.

$$\dot{E}_{x26WRP} - (\dot{E}_{x12} - \dot{E}_{x16}) = \dot{E}_{D.WRP}, \quad (2.45)$$

де  $\dot{E}_{xD.WRP}$  – швидкість деструкції ексергії в насосі водяного резервуара.

Енергетичну та ексергетичну ефективність насоса водяного резервуара можна розрахувати за такими рівняннями:

$$\eta_{WRP} = \frac{\dot{E}_{12} - \dot{E}_{16}}{\dot{E}_{26WRP}}, \quad (2.46)$$

$$\psi_{WRP} = \frac{\dot{E}_{x12} - \dot{E}_{x16}}{\dot{E}_{x26WRP}}. \quad (2.47)$$

## 11. Генератор.

Контрольний об'єм генератора зображено на рисунку 2.11.

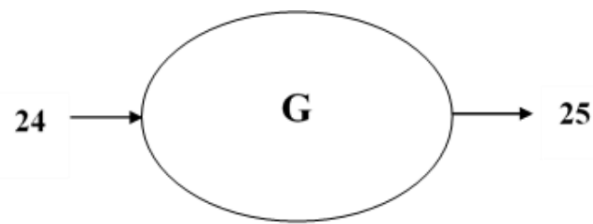


Рисунок 2.11 – Контрольний об'єм генератора

Точка 24 відповідає вхідній енергії генератора (енергії, що виробляється двигуном), а точка 25 відповідає вихідній енергії генератора.

Рівняння енергетичного та ексергетичного балансів генератора мають такий вигляд:

$$(\dot{E}_{24} - \dot{E}_{25}) = \dot{E}_{L.G}, \quad (2.48)$$

де  $\dot{E}_{L.G}$  – потік теплових втрат генератора.

$$(\dot{E}_{x24} - \dot{E}_{x25}) = \dot{E}_{D.G}, \quad (2.49)$$

де  $\dot{E}_{xD.G}$  – швидкість деструкції ексергії в генераторі.

Енергетичну та ексергетичну ефективність генератора можна розрахувати за такими рівняннями:

$$\eta_G = \frac{\dot{E}_{25}}{\dot{E}_{24}}; \quad (2.50)$$

$$\psi_G = \frac{\dot{E}_{x25}}{\dot{E}_{x24}}. \quad (2.51)$$

## 12. Розподіл електроенергії

На рисунку 2.12 точка 25 позначає доступну вихідну електричну енергію генератора.

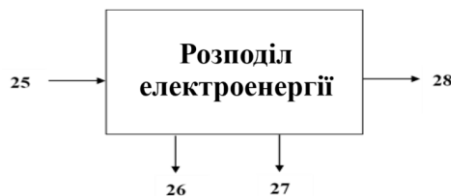


Рисунок 2.12 – Розподіл електроенергії

Точки 26 та 27 відповідають потужності, яка споживається насосами, а також вентиляторами та повітрорудками, що працюють у системі. Точка 28 відповідає електричній енергії, доступній для постачання на підприємство. Рівняння енергетичного та ексергетичного балансів мають такий вигляд:

$$\dot{E}_{25} - (\dot{E}_{26} + \dot{E}_{27}) = \dot{E}_{28}; \quad (2.52)$$

$$\dot{E}_{x25} - (\dot{E}_{x26} + \dot{E}_{x27}) = \dot{E}_{x28}. \quad (2.53)$$

### 13. Когенераційна установка

Природний газ і повітря надходять у когенераційну установку як вхідні ресурси через точку 1 та точку 2 відповідно. На виході з когенераційної установки отримується електрична енергія в точці 27 та теплова енергія  $Q_{NET}$ . Рівняння енергетичного та ексергетичного балансів когенераційної установки мають такий вигляд:

$$(\dot{E}_1 + \dot{E}_2) - (\dot{E}_{28.W} + \dot{E}_{Q.NET}) = \dot{E}_{L.CHP}; \quad (2.54)$$

$$\dot{E}_{Q.NET} = \dot{E}_{23} - \dot{E}_{22}; \quad (2.55)$$

$$(\dot{E}_{x1} + \dot{E}_{x2}) - (\dot{E}_{x28.W} + \dot{E}_{xQ.NET}) = \dot{E}_{xL.CHP}; \quad (2.56)$$

$$\dot{E}_{xQ.NET} = \dot{E}_{x23} - \dot{E}_{x22}. \quad (2.57)$$



Рисунок 2.13 – Когенераційна установка

Термодинамічні показники роботи системи та її компонентів оцінюються насамперед за енергетичним та ексергетичним ККД (ефективністю). Покращення системи безпосередньо залежить від величини наявних втрат, а максимальне покращення досягається тоді, коли втрати зведені до мінімуму.

Тому будемо використовувати потенціал в покращення, як частину аналізу ефективності, як з енергетичної [58], так і з ексергетичної [59] точок зору. Потенціал покращення можна визначити за допомогою рівняння (2.58) та (2.59) для енергетичних та ексергетичних показників відповідно.

$$IP_E = (1 - \eta)\dot{E}_L; \quad (2.58)$$

$$IP_{Ex} = (1 - \psi)\dot{E}_{xS}. \quad (2.59)$$

Подібний підхід до визначення потенціалу покращення (Improvement Potential) широко застосовується в сучасних дослідженнях термодинамічних систем, зокрема у роботах [1, 2], де цей показник використовується для оптимізації роботи когенераційних установок та двигунів внутрішнього згорання.

$$\phi = \frac{\dot{E}_{L,k}}{\dot{E}_{Fuel}}; \quad (2.60)$$

$$\psi_G = \frac{\dot{E}_{xS,k}}{\dot{E}_{xFuel}}. \quad (2.61)$$

Коефіцієнт дефіциту продуктивності визначається як відношення втрати енергії (споживання ексергії)  $k$ -го компонента системи до загальної корисної вихідної енергії (вихідної ексергії) системи. Оскільки вихідним продуктом когенераційної системи є електроенергія та теплота, цей параметр виражається для енергетичних та ексергетичних показників за допомогою рівняння (2.62) та (2.63) відповідно [60].

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_{L,k}}{\dot{E}_{elec} + \dot{E}_{heat}}; \quad (2.62)$$

$$\beta = \frac{\dot{E}_{xS,k}}{\dot{E}_{xelec} + \dot{E}_{xheat}}. \quad (2.63)$$

Коефіцієнт відносних втрат енергії виражається як відношення втрати енергії  $k$ -го компонента системи до загальних втрат енергії в системі. Він визначається за рівнянням [61]:

$$\omega = \frac{\dot{E}_{L,k}}{\dot{E}_{L,CHP}}. \quad (2.64)$$

Аналогічно, коефіцієнт відносного споживання ексергії виражається як

відношення споживання ексергії  $k$ -го компонента системи до загального споживання ексергії в системі і може бути розрахований за рівнянням [62]:

$$\chi = \frac{\dot{E}_{xc.k}}{\dot{E}_{xc.CHP}}. \quad (2.65)$$

Ексергоекологічний аналіз оцінює ефективність системи з екологічної точки зору. Такий аналіз системи поєднує ексергетичну та екологічну оцінки і пояснює вплив системи та її різних компонентів на навколишнє середовище.

Ексергоекологічний фактор  $f_{ei}$  безпосередньо пов'язаний зі споживанням ексергії та може бути розрахований за рівнянням [63]:

$$f_{ei} = \frac{\dot{E}_{xc}}{\dot{E}_{xin}}. \quad (2.66)$$

Коефіцієнт ексергоекологічного впливу  $C_{ei}$  є ще одним важливим параметром для оцінки ефективності системи. Цей параметр залежить від ексергетичного ККД  $\psi$  системи і може бути визначений за рівнянням [64]:

$$C_{ei} = \frac{1}{\psi}. \quad (2.67)$$

Фактор екологічної шкоди  $\theta_{ei}$  використовується для вираження шкідливого впливу системи або компонента на навколишнє середовище; його можна визначити за рівнянням [65]:

$$\theta_{ei} = f_{ei} C_{ei}. \quad (2.68)$$

За допомогою індексу екологічної чистоти  $\theta_{ebi}$  виражається позитивний вплив системи або її компонентів; він визначається за рівнянням [66]:

$$\theta_{ei} = \frac{1}{\theta_{ei}}. \quad (2.69)$$

Сталий розвиток можна визначити як збереження ресурсів для потреб наступного покоління при одночасному забезпеченні потреб нинішнього покоління [67]. Тому, чим ефективніше відбувається споживання енергії в системі, тим вищого рівня стійкості можна досягти.

Ступінь споживання ексергії може подовжити або скоротити термін служби наявних ресурсів [68]. У зв'язку з цим, до аналізу теплових систем включають декілька показників стійкості на основі ексергії [69]. Серед них прийнято індекс ексергетичної стійкості SI, який розраховується як функція ексергетичного ККД  $\psi$ , як показано в рівнянні:

$$SI = \frac{1}{1-\psi}. \quad (2.70)$$

### 2.3 Висновки до другого розділу

У другому розділі розроблено комплексну математичну модель когенераційної установки для проведення детального термодинамічного аналізу її роботи. За результатами моделювання можна зробити такі висновки.

Моделювання базується на спільному використанні першого та другого законів термодинаміки. Це дозволило сформулювати систему рівнянь для розрахунку як кількісних показників енергії, які зберігаються, так і якісних показників ексергії, які знищуються через необоротність процесів. Визначено формули для розрахунку фізичної та хімічної складових ексергії для робочих тіл системи, а саме повітря, паливо, продукти згорання, вода, мастило.

Для підвищення точності аналізу когенераційну установку представлено як сукупність контрольних об'ємів. Розроблено індивідуальні математичні моделі для 11 ключових компонентів, зокрема: поршневого двигуна, котла-утилізатора, турбокомпресора, електрогенератора, системи теплообмінників, а саме інтеркулера, сорочки охолодження, маслоохолоджувача та насосного обладнання.

Для кожного компонента та системи в цілому складено рівняння енергетичного та ексергетичного балансів. Це дозволяє визначити локалізацію та величину втрат у кожному вузлі. Виведено аналітичні залежності для розрахунку енергетичного ККД та ексергетичної ефективності, які є основними критеріями оцінки досконалості перетворення енергії.

Щоб поглибити аналіз і виявити найбільш проблемні місця системи, у модель введено додаткові термодинамічні параметри.

Потенціал вдосконалення - для оцінки максимально можливого підвищення ефективності. Коефіцієнт дефіциту продуктивності та відносні втрати - для ранжування компонентів за їхнім негативним впливом на загальну продуктивність системи.

Модель інтегрує екологічні аспекти через термодинамічні показники. Введено розрахунок факторів екологічної шкоди, ексергоекологічного впливу та індексу ексергетичної стійкості SI. Це дає змогу оцінювати роботу установки не лише з технічної, але й з екологічної точки зору, пов'язуючи ефективність використання ресурсів зі сталим розвитком.

Розроблений математичний апарат створює необхідну базу для чисельного моделювання режимів роботи когенераційної установки, яке буде проведено в наступних розділах. Він дозволяє не лише констатувати рівень ефективності, але й вказати конкретні шляхи її підвищення шляхом зменшення ексергетичних втрат.

### **3 ІМІТАЦІЙНА МОДЕЛЬ МЕТОДУ КЕРУВАННЯ КОГЕНЕРАЦІЙНОЮ УСТАНОВКОЮ**

#### **3.1 Особливості імітаційної моделі методу керування когенераційною установкою**

Для дослідження динамічних характеристик когенераційної установки та верифікації запропонованого методу керування було розроблено імітаційну модель. Вона базується на системі алгебраїчних та диференціальних рівнянь енергетичного та ексергетичного балансів, які були обґрунтовані у другому розділі.

Головною метою створення імітаційної моделі є отримання інструменту для аналізу ефективності роботи установки в умовах змінних електричних та теплових навантажень, а також для оцінки екологічних показників у режимі реального часу.

До основних особливостей розробленої імітаційної моделі можна віднести.

##### **1. Модульна структура.**

Модель побудована за блочним принципом, де кожен функціональний блок відповідає реальному фізичному компоненту системи. Це дозволяє гнучко налаштовувати параметри окремих вузлів без зміни загальної структури моделі.

##### **2. Реалізація контуру керування.**

На відміну від статичних розрахунків, модель містить інтегрований контур автоматичного керування, який реагує на збурення (зміну споживання енергії) та формує керуючі впливи, а саме зміну подачі палива, керування витратою теплоносія для підтримання заданих параметрів.

##### **3. Комплексний розрахунок ефективності.**

Модель автоматично обчислює не лише енергетичні параметри, а саме потужність, витрату палива, ККД.

##### **4. Урахування зовнішніх умов.**

Вхідними параметрами моделі є температура та тиск навколишнього середовища, що дозволяє дослідити вплив кліматичних умов на продуктивність когенераційної системи.

Загальна структура імітаційної моделі реалізована у середовищі візуального моделювання і зображена на рисунку 3.1.

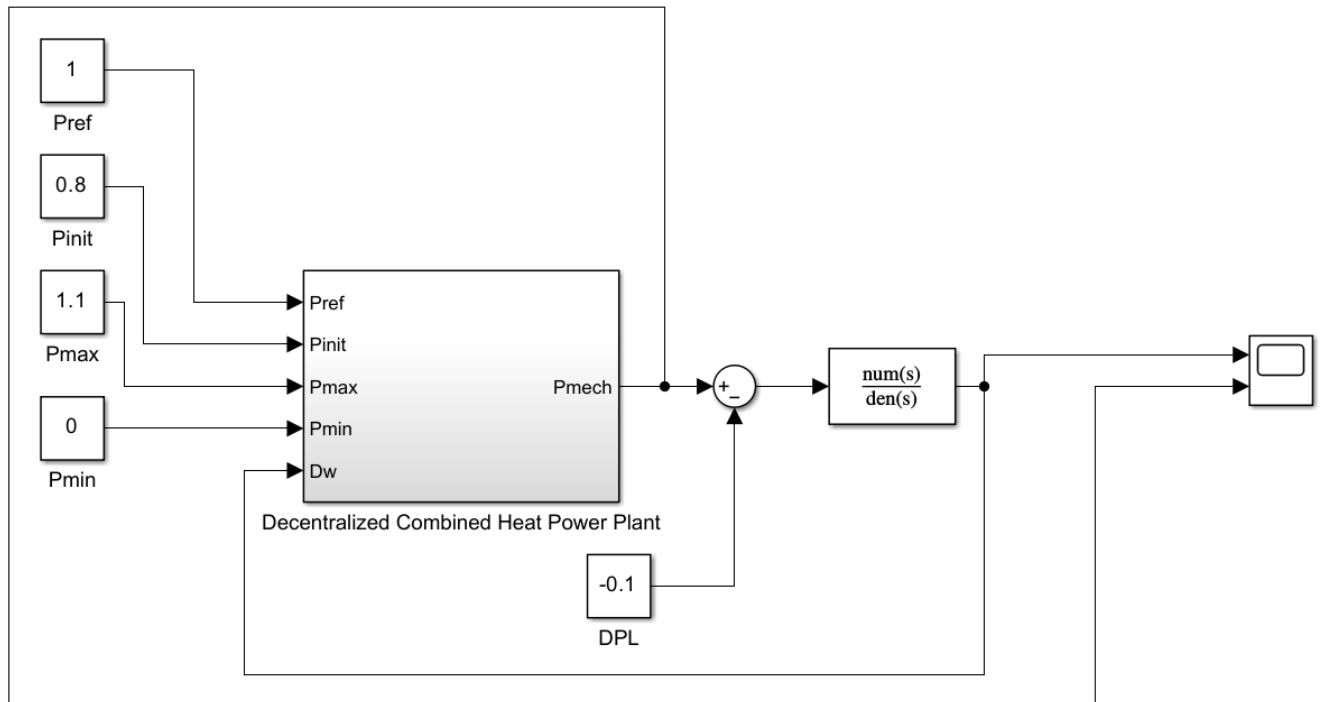


Рисунок 3.1 – Імітаційна модель методу керування когенераційною установкою

Імітаційна модель методу керування когенераційною установкою, яка зображена на рисунку 3.1, реалізована в пакеті візуального моделювання MATLAB/Simulink. Структурно модель відображає замкнену систему автоматичного керування когенераційною установкою, що працює в режимі відстеження навантаження.

Алгоритм функціонування моделі можна описати через взаємодію чотирьох основних функціональних блоків.

Блок формування завдання.

У лівій частині схеми, а саме на вході системи розташовано джерела сигналів, що визначають бажаний режим роботи установки.

Блок Pref (Power Reference) – це блок завдання активної електричної потужності. Він формує графік навантаження, яке установка повинна забезпечити.

Блок Pinit (Power Initial) – це блок завдання початкової активної електричної потужності. Він формує початкове значення навантаження, яке установка повинна забезпечити.

Блок Pmax (Power Maximum) – це блок завдання максимальної активної електричної потужності. Він формує максимальне значення навантаження, яке установка повинна забезпечити.

Блок Pmin (Power Minimum) – це блок завдання мінімальної активної електричної потужності. Він формує мінімальне значення навантаження, яке установка повинна забезпечити.

Блок системи керування (Control System).

Це "мозок" моделі, який порівнює задане значення  $P_{ref}$  з фактичним  $P_{meas}$  та формує керуючий вплив. Елемент порівняння визначає помилку регулювання  $e(t) = P_{ref} - P_{meas}$ . ПІД-регулятор на основі помилки формує сигнал керування подачею палива. Це дозволяє стабілізувати вихідну потужність при зміні навантаження, компенсуючи динамічні збурення.

Блок об'єкта керування – когенераційна установка (CHP Plant Model), яка зображена на рисунку 3.2.

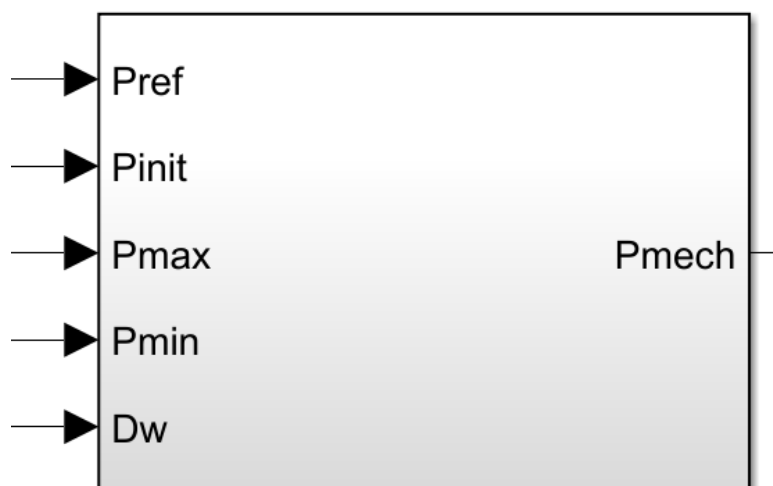


Рисунок 3.2 – Блок об'єкта керування - когенераційна установка

Центральна підсистема містить математичну модель фізичних процесів, які описані в попередньому розділі. Всередині цього блоку реалізована підсистема, яка зображена на рисунку 3.3.

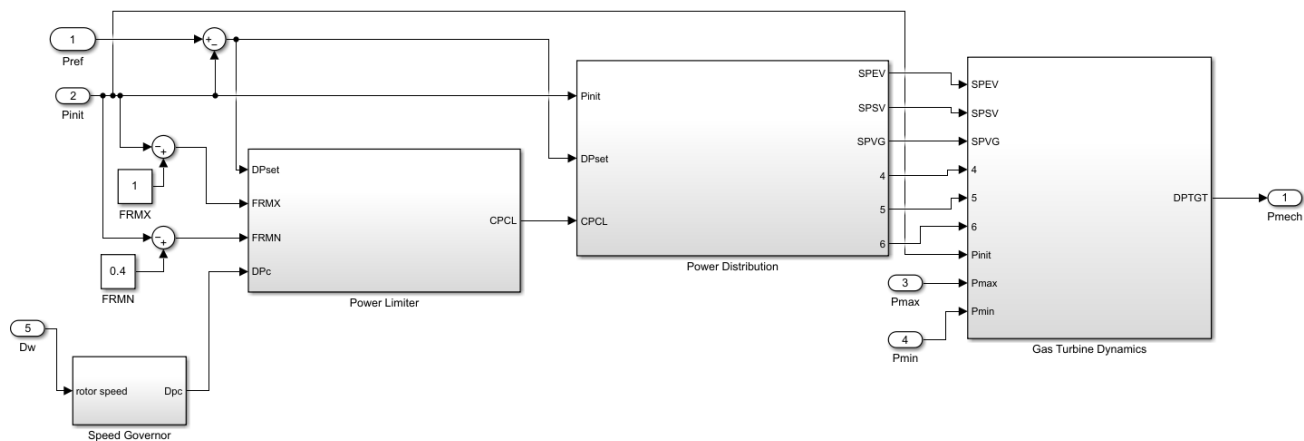


Рисунок 3.3 – Центральна підсистема когенераційної установки

Підсистема, що відповідає за моделювання динаміки силової установки когенераційної установки, представлена двома рівнями деталізації: загальним інтерфейсом, який зображений на рисунку 3.2 та внутрішньою структурою регулювання, яка зображена на рисунку 3.3.

Як видно з рисунку 3.2, блок «CHP Plant Model» виступає сполучною ланкою між системою керування та фізичними процесами генерації. Вхідними сигналами для цього блоку є:

- Pref (Power Reference) – задане значення електричної потужності у відносних одиницях, яке повинна генерувати установка;
- Pinit – початкове значення потужності при запуску моделювання;
- Pmax/Pmin – обмеження діапазону регулювання, а саме максимальна та мінімальна допустима потужність;
- Dw (Delta omega) – відхилення кутової швидкості ротора.

Цей сигнал є критично важливим для контуру стабілізації частоти: якщо швидкість падає коли навантаження зростає, система повинна автоматично збільшити подачу палива.

Вихідним сигналом є  $P_{\text{mech}}$  (Mechanical Power) – механічна потужність на валу, яка далі передається на модель синхронного генератора.

На рисунку 3.3 розкрито внутрішню логіку блоку, яка реалізує систему керування. Схема складається з наступних функціональних елементів.

#### 1. Регулятор швидкості (Speed Governor).

Це головний регулюючий орган. Він отримує сигнал відхилення швидкості  $Dw$  і, використовуючи ПІ-регулятор, який реалізує пропорційно-інтегральний закон керування, формує попередній сигнал завдання на зміну потужності. Його задача – компенсувати статичну помилку регулювання частоти обертання валу.

#### 2. Обмежувач потужності та палива Power Limiter/FRMX, FRMN.

Цей блок забезпечує захист обладнання. Він обмежує сигнал керування відповідно до фізичних можливостей двигуна:

- FRMX (Fuel Rate Max) – максимальна витрата палива, яка запобігає перегріву;

- FRMN (Fuel Rate Min) – мінімальна витрата палива, яка запобігає зупинці двигуна. Сигнали GPICL та CPCL відповідають за контури обмеження температури та навантаження компресора.

#### 3. Блок розподілу потужності (Power Distribution).

Цей вузол розподіляє керуючий вплив між різними виконавчими механізмами. Це дозволяє лінеаризувати характеристику керування.

#### 4. Блок динаміки силової установки (Gas Turbine Dynamics).

Це найважливіша ланка, що моделює інерційність фізичних процесів. Вона враховує:

- час затримки реакції паливної системи, а саме транспортне запізнення;
- термодинамічну інерцію, а саме час, необхідний для розширення газів у турбіні/циліндрі.

На виході цього блоку формується реальна механічна потужність  $P_{\text{mech}}$ , яка змінюється плавно, а не стрибкоподібно, що відповідає реальній поведінці енергетичного обладнання.

Така структура моделі дозволяє досліджувати перехідні процеси при накидах та скиданнях навантаження, враховуючи нелінійності, а саме обмеження палива та інерційні властивості двигуна, що є необхідним для коректної оцінки якості запропонованого методу керування.

На рисунку 3.4 зображено імітаційну модель підсистеми регулятора швидкості Speed Governor.

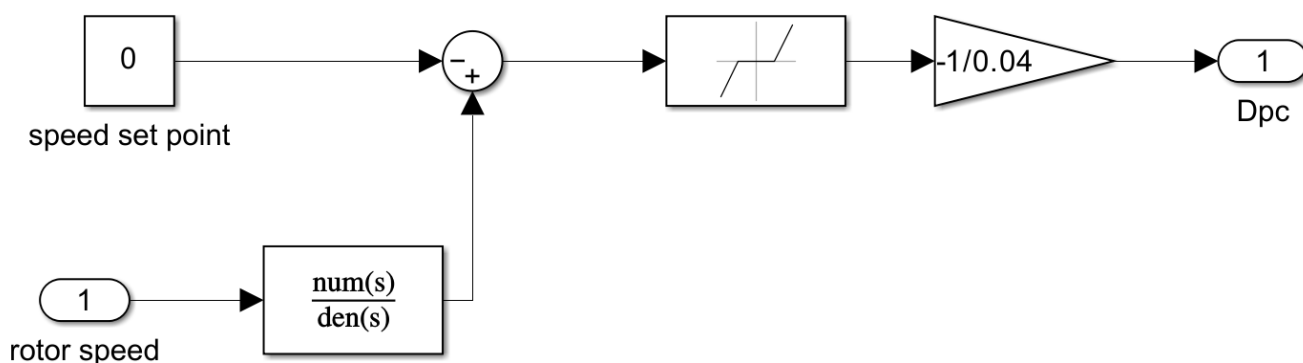


Рисунок 3.4 – Підсистема регулятора швидкості Speed Governor

Блок Speed Governor реалізує функцію первинного регулювання частоти обертання валу генератора. Він працює за принципом статичного регулювання Droop Control, що є стандартом для енергетичних установок, які працюють паралельно з мережею.

Структурна схема блоку складається з наступних елементів:

- вхідні сигнали та формування помилки;
- Speed set point – це уставка швидкості, а саме задане значення відхилення швидкості, яке зазвичай дорівнює 0, якщо система працює в номінальному режимі;
- Rotor speed – це швидкість ротора.

Сигнал зворотного зв'язку Rotor speed відображає поточну виміряну частоту обертання валу у відносних одиницях. Елемент порівняння суматор обчислює різницю між заданою та фактичною швидкістю. Оскільки уставка зазвичай нульова, на виході суматора ми отримуємо сигнал відхилення частоти зі знаком мінус або плюс, залежно від налаштування знаків.

Блок підсилення Gain та статизм регулювання.

Ключовим елементом схеми є підсилювальний блок зі значенням  $K=-1/0,04$ . Це значення має наступний фізичний зміст – число 0,04 відповідає коефіцієнту статизму регулювання, яке дорівнює 4%. Це стандартне значення для турбін та дизель-генераторів, що забезпечує стійкий розподіл навантаження між агрегатами.

Знак мінус реалізує від'ємний зворотний зв'язок, а саме при зростанні частоти обертання понад номінал подача палива повинна зменшуватися, і навпаки.

Коефіцієнт підсилення  $|K|=25$  означає, що зміна частоти на 1% призведе до зміни завдання на потужність (витрату палива) на 25%.

Динамічна ланка Transfer Function.

Блок з позначенням num(s)/den(s) – це передавальна функцію першого або вищого порядку. Вона моделює інерційність виконавчого механізму регулятора сервомотора, гідравлічного приводу або електромагнітного клапана.

Налаштування блоку динамічної ланки Transfer Function зображене на рисунку 3.5.

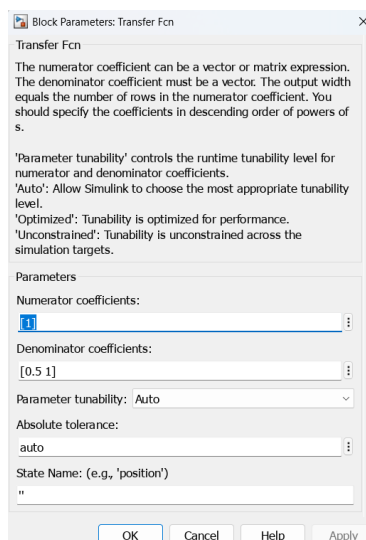


Рисунок 3.5 – Налаштування блоку динамічної ланки Transfer Function

У реальній когенераційній установці, коли регулятор формує команду "змінити подачу палива", паливний клапан (або рейка насоса) не переміщується миттєво. Йому потрібен час на спрацювання сервомотора, подолання тертя та

інерції механізму. Саме цей блок імітує затримку реакції виконавчого механізму. Без нього модель реагувала б миттєво, що є фізично неможливим і призводило б до помилкових результатів моделювання.

Ця ланка запобігає миттєвим стрибкам палива, згладжуючи сигнал керування та забезпечуючи фізичну реалізованість перехідного процесу. Часта знаменник  $den(s)$  визначає швидкодію регулятора.

Налаштування містять два основні поля для введення векторів коефіцієнтів поліномів:

- Numerator coefficients - коефіцієнт чисельника [1], яке означає, що статичний коефіцієнт передачі ланки дорівнює 1, тобто в усталеному режимі, коли перехідний процес завершився, вихідний сигнал точно дорівнює вхідному;

- Denominator coefficients – коефіцієнти знаменника [0.5 1].

Перше число – це стала часу в секундах. Друге число – вільний член рівняння.

У моделі цей блок перетворює ідеальний математичний сигнал помилки на реалістичний сигнал керування паливною системою, враховуючи часову затримку інерцію сервоприводу.

Таким чином блок Speed Governor перетворює відхилення частоти обертання ротора в сигнал керування подачею енергоносія з урахуванням заданого статизму (4%) та динамічних характеристик приводу паливної рейки. Це забезпечує автоматичну участь когенераційної установки у підтриманні частоти мережі.

На рисунку 3.6 зображено імітаційну модель підсистеми Power Limiter. Блок Power Limiter, який зображений на схемі, є критично важливою ланкою системи безпеки та керування когенераційною установкою. Він розташований між регулятором швидкості Speed Governor та блоком розподілу палива.

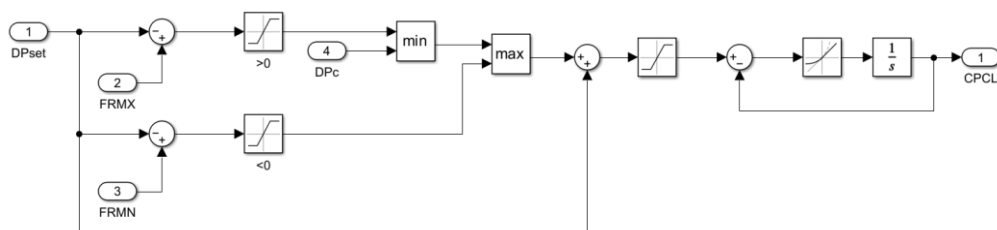


Рисунок 3.6 – Підсистема блоку Power Limiter

Головна функція блоку Power Limiter це обмеження керуючого сигналу в межах допустимих фізичних та термодинамічних параметрів двигуна. Це запобігає виникненню аварійних режимів, таких як перегрів турбіни, помпаж компресора або згасання полум'я.

Згідно зі схемою, блок оперує чотирма основними вхідними сигналами:

– DPc (Delta Power command), а саме опередній командний сигнал на зміну потужності, що надходить від регулятора швидкості Speed Governor і задає "бажане значення" регулятора змінити подачу палива для корекції частоти;

– FRMX (Fuel Rate Max), а саме максимально допустима витрата палива, яке є динамічною межею і залежить від частоти обертання та температури та захищає двигун від перегріву та перевищення механічного навантаження;

– FRMN (Fuel Rate Min), а саме мінімально допустима витрата палива, яка необхідна для підтримання стабільного горіння ("бідна" межа), і якщо подача палива впаде нижче цього рівня, то можливе мимовільне згасання камери згоряння (Flameout);

– CPCL (Compressor Pressure Control Limit), а саме ліміт за тиском компресора або температурний ліміт розгону, який обмежує швидкість набору потужності, щоб запобігти помпажу компресора, а саме аеродинамічній нестійкості під час різкого прискорення.

Внутрішня логіка блоку побудована на каскадному використанні логічних операторів вибору мінімуму (min) та максимуму (max). Обмеження "зверху" – сигнал керування DPc спочатку порівнюється з обмежувочими сигналами FRMX та CPCL. Блок min пропускає далі найменше з цих значень.

Якщо регулятор вимагає різко збільшити паливо великий DPc, але це небезпечно для компресора, а саме низький CPCL або перевищує теплову межу FRMX, система ігнорує запит регулятора і використовує безпечне граничне значення.

Обмеження "знизу" – отриманий сигнал порівнюється з FRMN. Блок max вибирає найбільше значення. Якщо регулятор вимагає різко зменшити паливо до

нуля, наприклад, при скиданні навантаження, система не дозволить опуститися нижче рівня FRMN, щоб двигун не заглох.

Логічний блок порівняння може використовуватися для визначення режиму роботи розгін або гальмування або для активації специфічних алгоритмів захисту лише при позитивних змінах навантаження.

На виході формується сигнал DPset (Delta Power Setpoint). Це вже "безпечний" та перевірений керуючий сигнал, який гарантовано знаходиться в коридорі допустимих значень  $FRMN \leq DPset \leq \min(FRMX, CPCL)$ .

Цей сигнал передається далі на блок розподілу потужності Power Distribution для фізичного керування положенням паливного клапана. На рисунку 3.7 зображено блок Power Distribution.



Рисунок 3.7 – Блок розподілу потужності Power Distribution

Блок Power Distribution є фінальною ланкою в колі формування керуючих сигналів перед їх подачею на виконавчі механізми двигуна. Блок Power Distribution зображено на рисунку 3.8.

Головна задача блоку розподілу потужності Power Distribution - перетворити узагальнений сигнал необхідної потужності  $DPset + Pinit$  у конкретні фізичні команди для різних органів керування, а саме паливних клапанів та повітряних заслінок.

На вхід блоку надходять сигнали:

- Pinit (Initial Power) - початкове значення потужності, а саме робоча точка, з якої починається регулювання;
- DPset (Delta Power Setpoint) - відкоригований та обмежений сигнал зміни потужності, отриманий від попереднього блоку Power Limiter.

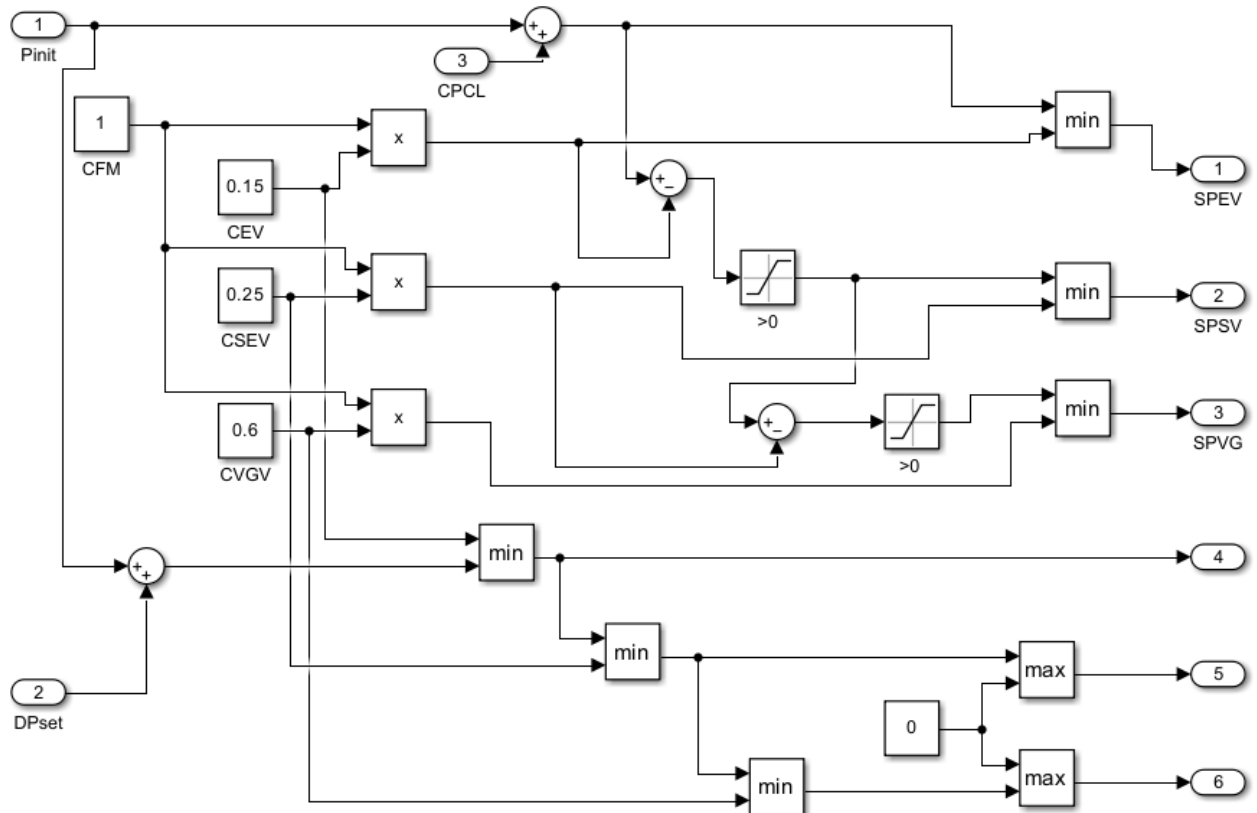


Рисунок 3.8 – Підсистема блоку розподілу потужності Power Distribution

Ці два сигнали обробляються спільно, формуючи повний запит на навантаження.

Схема містить ряд констант Gain, які визначають характеристики розподілу керування:

- CFM (Fuel Flow Map) - коефіцієнт, який масштабує сигнал потужності у відповідну витрату палива;
- коефіцієнти 0.15 та 0.25, що відповідають за роботу на холостому ході або мінімальному навантаженні (Pilot fuel flow);

– VGV Coefficient – це параметр, який визначає момент або інтенсивність відкриття вхідного напрямного апарату (ВНА).

Зазвичай ВНА починає відкриватися лише після досягнення певного рівня навантаження, наприклад, 60% або 0.6 в.о. для підтримки температури вихлопних газів.

Логіка блоку, побудована на елементах min вибір мінімуму та множниках X, та розподіляє загальний сигнал на три окремі канали керування.

SPEV (Speed/Fuel Valve Position).

Це основний сигнал керування дозуючим паливним клапаном. Він визначає масову витрату палива, яка подається в камеру згоряння. Сигнал формується з урахуванням обмежень, щоб забезпечити відповідність між подачею палива та поточною швидкістю обертання.

SPSV (Split/Secondary Valve Position).

Сигнал керування допоміжним клапаном або стопорним клапаном. У складних системах спалювання, наприклад, DLE - Dry Low Emission, паливо може подаватися через кілька контурів.

Цей сигнал регулює розподіл палива між основним та пілотним пальниками для забезпечення стабільності полум'я на перехідних режимах.

SPVG (VGV Position - Variable Guide Vanes).

Сигнал керування положенням вхідного напрямного апарату компресора. Цей сигнал змінює кут повороту лопаток статора компресора, регулюючи масову витрату повітря.

При неповному навантаженні ВНА прикривається, зменшуючи потік повітря, що дозволяє підтримувати високу температуру згоряння і, відповідно, високий ККД циклу та ефективність утилізації тепла навіть при зниженій витраті палива.

Блок Power Distribution реалізує складний алгоритм одночасного керування паливом «паливна рейка» та повітрям «геометрія компресора». Це забезпечує оптимальне співвідношення паливо/повітря у всьому діапазоні навантажень, що є критичним для забезпечення високих екологічних показників, закладених у мету роботи.

Блок розподілу потужності виконує функцію "координатора". Він отримує загальний запит на необхідну потужність і розділяє його на три окремі фізичні команди:

- для першої камери згоряння EV;
- для другої камери згоряння SEV;
- для керування потоком повітря VGV.

Алгоритм обробки сигналів відбувається наступним чином.

### 1. Формування повного запиту навантаження.

На вході блоку відбувається додавання двох сигналів:

- Pinit (Початкова потужність) – робоча точка, з якої стартує модель;
- DPset (Зміна потужності) – відхилення, розраховане регулятором швидкості.

Ця сума формує загальний командний сигнал навантаження, який далі проходить через розгалуження.

### 2. Канал керування основним пальником SPEV – Speed/Fuel Valve EV.

Цей канал керує подачею палива в першу основну камеру згоряння.

Сигнал навантаження множиться на коефіцієнт CFM Base Load Function, який адаптує запит до базової кривої навантаження.

Далі сигнал проходить через блоки обмеження min, де порівнюється з SEV, а саме з ємністю екологічного пальника та лімітом компресора CPCL.

Система вибирає найменше значення. Це означає, що навіть якщо регулятор вимагає максимум палива, подача не перевищить фізичну пропускну здатність пальника SEV або ліміт безпеки компресора CPCL. В результаті формується сигнал SPEV, який відкриває паливний клапан першої камери.

### 3. Канал керування послідовним пальником SPSV – Speed/Fuel Valve SEV.

Цей канал активується лише при високих навантаженнях, що є специфікою турбін з повторним перегрівом класу GT24/GT26. Використовуються коефіцієнти 0,15 та 0,25. Це пороги вмикання. Друга камера згоряння не працює на холостому ході. Вона запускається лише тоді, коли перша камера досягла певної потужності.

Далі сигнал множитья на CSEV, який задає ємність послідовного пальника. Робота блоків min, більше 0 та Switch гарантує, що паливо подається в другу камеру плавно і тільки після того, як параметри газу після першої турбіни є достатніми для самозаймання у другій камері.

#### 4. Канал керування повітрям SPVG – VGV Position.

Цей канал керує вхідним вапрямним впаратом (ВНА) компресора, змінюючи кількість повітря, що надходить у систему. Ключовим тут є параметр CVGV та коефіцієнт 0,6.

До досягнення навантаження приблизно 60%, а саме коефіцієнт 0,6, ВНА залишається у прикритому стані. Це потрібно, щоб температура вихлопних газів була максимально високою, що критично важливо для когенераційної установки - для нагріву води.

Коли навантаження перевищує поріг спрацьовує логіка max та min, лопатки починають відкриватися, збільшуючи масову витрату повітря для забезпечення горіння більшої кількості палива без перегріву турбіни.

Блок розподілу потужності Power Distribution реалізує стратегію керування, яка оптимізує роботу когенераційної установки за двома критеріями:

- екологічність, а саме завдяки точному дозуванню палива через CEV та CSEV відбувається підтримання "бідного" горіння для зниження викидів NOx;
- ефективність когенерації, а саме завдяки алгоритму керування CVGV, який підтримує високу температуру вихлопу на часткових навантаженнях, забезпечуючи стабільну генерацію тепла для споживача.

### 3.2 Імітаційне моделювання процесу керування динамікою газової турбіни

На рисунку 3.9 зображено блок моделювання динаміки газової турбіни Gas Turbine Dynamics. Блок моделювання динаміки газової турбіни Gas Turbine Dynamics перетворює сигнали керування, а саме скільки подати палива та повітря у реальну механічну потужність. Він моделює той факт, що турбіна не може розігнатися миттєво. Величезний ротор має вагу, а процеси горіння займають час.

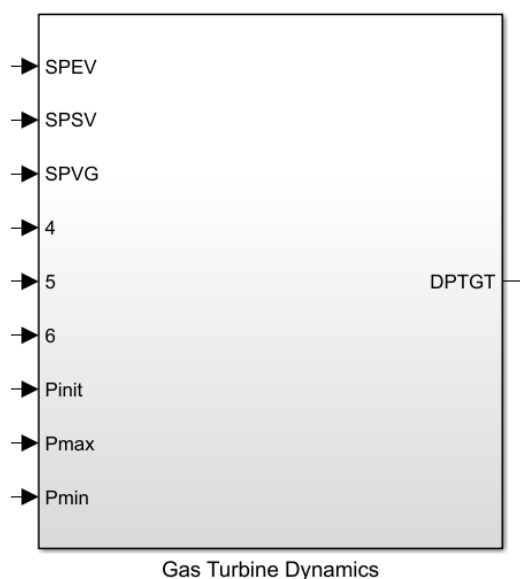


Рисунок 3.9 – Блок моделювання динаміки газової турбіни Gas Turbine Dynamics

Тому цей блок додає реалістичну затримку реакції двигуна на натискання «педалі газу». Результатом роботи блоку є обертальний момент на валу, який далі крутить електрогенератор.

На рисунку 3.10 зображено імітаційну модель підсистеми моделювання динаміки газової турбіни Gas Turbine Dynamics

Підсистема Gas Turbine Dynamics, схема якої наведена на рисунку 3.10, імітує фізичну поведінку енергетичного обладнання. Якщо попередні блоки (Regulator, Distribution) виконували роль «системи керування», то цей блок виступає віртуальним аналогом «об'єкта керування» самої турбіни з камерами згоряння та компресором.

Головне завдання підсистеми – відтворити інерційність перехідних процесів. У реальній установці зміна положення паливного клапана не призводить до миттєвої зміни потужності через наявність об'ємів газоповітряного тракту та теплову інерцію.

Схема складається з трьох паралельних каналів, які обробляють керуючі сигнали, та вихідного блоку обмеження.

Канали динаміки паливних систем EV Dynamics та SPSV Dynamics.

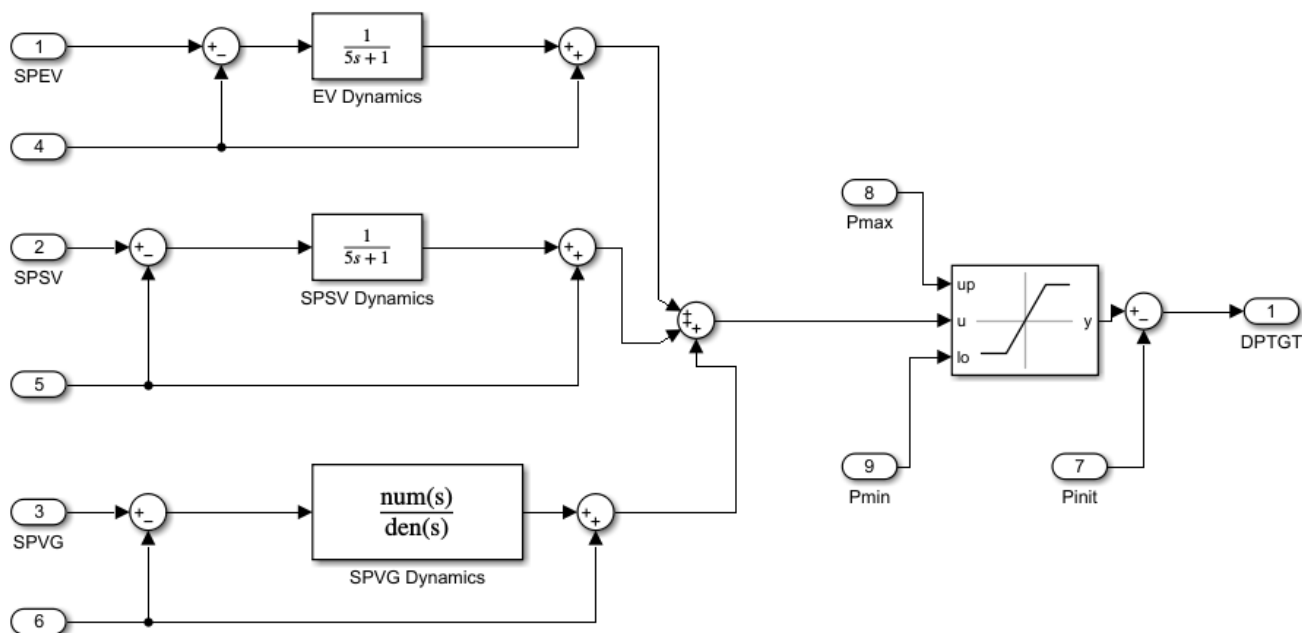


Рисунок 3.10 – Підсистема моделювання динаміки газової турбіни Gas Turbine Dynamics

Сигнали керування клапанами SPEV, а саме основний палик, та SPSV послідовний палик проходять через блоки передавальних функцій Transfer Functions:

$$W(s) = \frac{1}{5s + 1}. \quad (3.1)$$

Аперіодична ланка першого порядку характеризується наступними параметри:

- коефіцієнт підсилення  $k=1$ ;
- постійна часу  $T=5$  с.

Постійна часу  $T=5$  с моделює сумарну затримку, яка включає час спрацювання виконавчих механізмів, час заповнення паливних колекторів та час протікання реакції горіння. Це означає, що при стрибкоподібній команді на відкриття клапана, реальна теплова потужність досягне 63% від заданої через 5 секунд.

Канал динаміки повітряного тракту SPVG Dynamics.

Сигнал керування напрямним апаратом SPVG проходить через власний динамічний блок. Це імітує роботу поворотного механізму лопаток компресора. Зміна кута атаки лопаток впливає на масову витрату повітря, що, у свою чергу, впливає на крутний момент та температуру вихлопних газів.

Формування вихідної потужності.

Вихідні сигнали з усіх трьох динамічних каналів, а саме палива EV, палива SEV та повітря VGV, надходять до суматора. В суматорі відбувається фізичне додавання внесків кожної камери згоряння у загальний крутний момент турбіни.

Вплив VGV враховується як коригуючий фактор, оскільки зміна витрати повітря змінює роботу, яку споживає компресор та корисну потужність на валу.

Блок обмеження вихідного сигналу Saturation/Limiter.

На блок обмеження вихідного сигналу Saturation/Limiter подаються сигнали  $P_{max}$  та  $P_{min}$ . Блок гарантує, що розраховане значення зміни потужності DPTGT не вийде за фізично можливі межі, а потужність не може бути від'ємною або перевищувати 110% номіналу.

На виході блока обмеження вихідного сигналу Saturation/Limiter формується сигнал DPTGT Delta Power Turbine Gas Turbine, який моделює реальну зміну механічної потужності турбіни з урахуванням усіх затримок. У поєднанні з початковою потужністю  $P_{init}$ , цей сигнал визначає фактичну генерацію електроенергії в кожний момент часу моделювання.

### 3.3 Висновки до третього розділу

У третьому розділі розроблено комплексну імітаційну модель системи керування когенераційною установкою, реалізовану в середовищі візуального моделювання MATLAB/Simulink. За результатами проведеної роботи можна зробити наступні висновки.

Створено модульну архітектуру моделі, яка складається з чотирьох взаємопов'язаних підсистем: регулятора швидкості Speed Governor, обмежувача потужності Power Limiter, блоку розподілу навантаження Power Distribution та

блоку динаміки турбіни Gas Turbine Dynamics. Така структура дозволяє детально досліджувати як окремі ланки керування, так і поведінку системи в цілому.

В імітаційній моделі реалізовано алгоритм керування для установок зі складним термодинамічним циклом, а саме алгоритм послідовного спалювання. Розроблена логіка блоку розподілу потужності забезпечує координоване керування подачею палива в основну EV та послідовну SEV камери згоряння, а також регулювання положення вхідного напрямного апарату компресора VGV. Це дозволяє підтримувати високу ефективність та стабільність роботи установки в широкому діапазоні навантажень.

На відміну від статичних розрахунків, модель враховує інерційність фізичних процесів. Введення передавальних функцій з відповідними часовими сталими для паливних систем та механізму VGV дає змогу коректно моделювати перехідні процеси при накидах та скиданнях навантаження, оцінюючи швидкодію системи регулювання.

В модель інтегровано контури захисту блок Power Limiter, які обмежують керуючі впливи залежно від граничних параметрів: максимальної температури, межі помпажу компресора та межі згасання полум'я. Це гарантує, що модельовані режими роботи залишаються в межах фізичної допустимості.

Розроблена модель є готовим інструментом для проведення чисельних експериментів. Вона дозволяє в режимі реального часу отримувати дані про зміну механічної потужності, витрати палива та термодинамічних параметрів, що є необхідною базою для верифікації запропонованого методу керування та аналізу енергетичної ефективності, який буде проведено в наступному розділі.

## 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТОДУ КЕРУВАННЯ КОГЕНЕРАЦІЙНОЮ УСТАНОВКОЮ

### 4.1 Особливості експериментального дослідження методу керування когенераційною установкою

Експериментальне дослідження розробленого методу керування проводиться шляхом комп'ютерного моделювання у середовищі MATLAB/Simulink. Метою дослідження є верифікація адекватності запропонованої математичної моделі та перевірка ефективності алгоритмів розподілу потужності в різних динамічних режимах роботи когенераційної установки.

Головним інструментом для аналізу перебігу перехідних процесів виступає блок візуалізації та реєстрації даних, інтегрований у загальну структуру моделі. Блок візуалізації Scope System має вигляд набору віртуальних осцилографів та цифрових індикаторів, які підключені до контрольних точок схеми.

Блок візуалізації Scope System дозволяє в режимі реального часу відстежувати реакцію системи на збурення. До основних параметрів, що виводяться на блок візуалізації, належать:

- механічна потужність  $P_{mech}$ ;
- частота обертання ротора;
- керуючі сигнали паливної системи SPEV та SPSV\$;
- положення вхідного напрямного апарату VGV;
- сигнал відхилення DPTGT.

Сигнал механічної потужності  $P_{mech}$  дозволяє оцінити швидкість набору навантаження та наявність перерегулювання при зміні завдання.

Критичний параметр, який демонструє стійкість роботи установки та ефективність роботи регулятора швидкості Speed Governor.

Графіки показують роботу алгоритму розподілу палива між основною EV та послідовною SEV камерами згоряння. Це дозволяє перевірити моменти вмикання/вимикання пальників.

Відображає динаміку зміни витрати повітря, що впливає на температуру вихлопних газів та загальну ефективність циклу.

Результуючий сигнал зміни крутного моменту з урахуванням динамічних затримок.

Для забезпечення точності результатів моделювання налаштовано параметр вирішувача Solver, а саме тип вирішувача – ode23t для жорстких систем, який забезпечує адаптивний крок інтегрування.

Перед початком серії експериментів було проведено налаштування параметрів регулятора та фізичної моделі турбіни. Значення коефіцієнтів обрано на основі технічної документації для газових турбін класу GT24/GT26. Основні параметри, використані в імітаційній моделі, наведено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Параметри імітаційної моделі когенераційної установки

Позначення	Назва параметру	Значення	Одиниці виміру
Tsample	Крок моделювання (Solver Step)	$1 \cdot 10^{-4}$	с
Pnom	Номінальна потужність	180	МВт
$\tau_{fuel}$	Постійна часу паливної системи	0,5	с
$\tau_{turb}$	Постійна часу турбіни	5,0	с
$\delta$	Статизм регулювання (Droop)	4	%
Pmin	Мінімальне навантаження	0,1	в.о.
Pmax	Максимальне навантаження	1,1	в.о.
Tmax	Максимальна температура вихлопу	640	°C

Час моделювання обирається залежно від типу досліджуваного процесу, що дозволяє охопити як швидкі перехідні процеси, так і вихід на усталений режим. Використання розробленого блоку візуалізації дає змогу отримати часові діаграми перехідних процесів, які є основою для подальшого аналізу якості регулювання в наступних підрозділах.

Особливістю блоку візуалізації є можливість побудови всіх сигналів, які діють в імітаційній моделі. Блок візуалізації є досить зручний в налаштуваннях, дозволяє отримувати числові значення величин, графіки яких відображаються у відповідності до заданих умов вимірювання. Є можливість встановлювати маркери для вимірювання значення в точці.

## 4.2 Експериментальне дослідження методу керування когенераційною установкою

Для перевірки динамічних властивостей розробленої системи керування та оцінки її стійкості було проведено експеримент із моделюванням різкої зміни навантаження.

Цей режим є найбільш напруженим для газотурбінної установки і дозволяє виявити якість перехідних процесів.

Результати моделювання представлені на осцилограмі, яка зображена на рисунку 4.1.

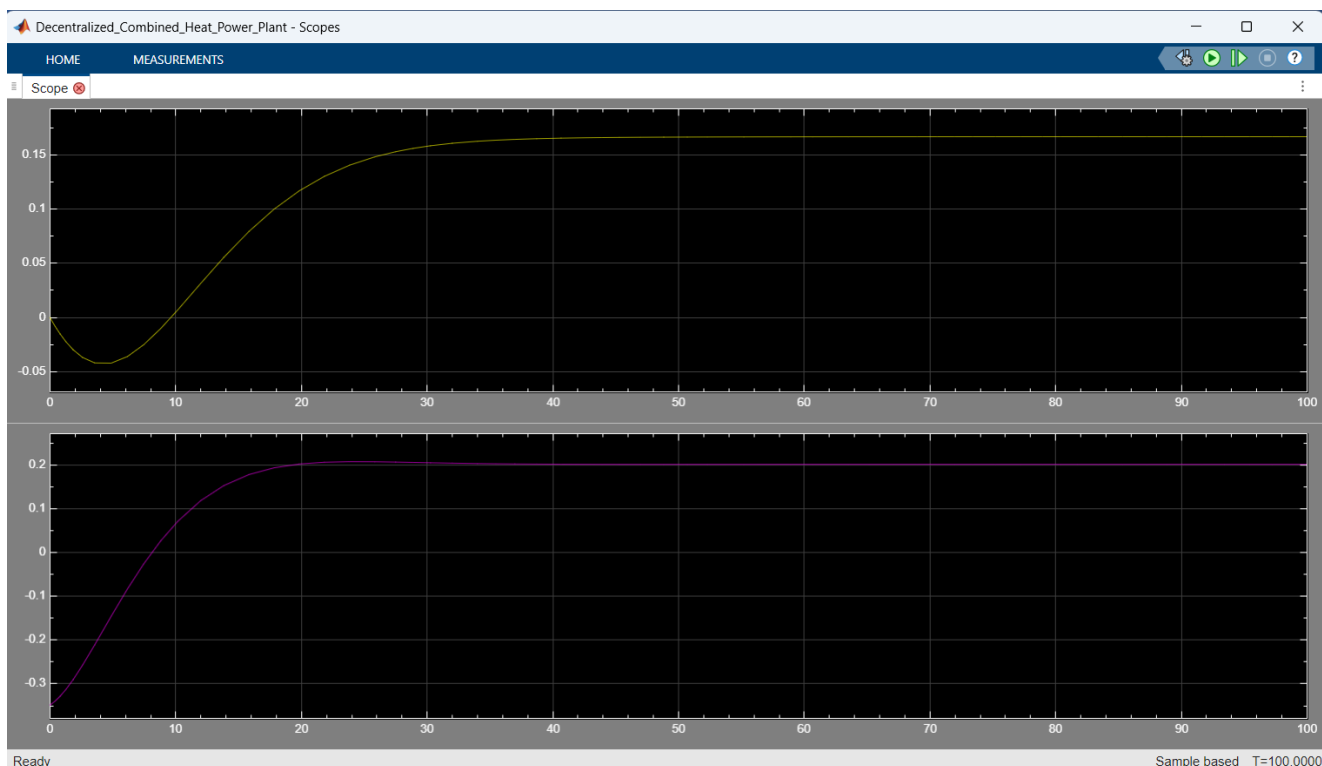


Рисунок 4.1 – Результати моделювання

Результати моделювання отримані за допомогою блоку візуалізації Scope. На вхід системи в момент часу  $t=10$  с було подано тестовий сигнал збурення типу «сходінка» Step, який імітує миттєве збільшення навантаження на 10%, а саме амплітуда сигналу становить 0,1 в.о.

Тривалість збурення склала 40 секунд, після чого в момент часу  $t=50$  с навантаження було знято і здійснено повернення до початкового рівня.

Аналіз перехідних процесів, які зображені на рисунку 4.1 показують, що на графіку чітко простежуються дві фази динамічної реакції когенераційної установки.

Накид навантаження, який здійснюється на інтервалі від  $t=10$  с до  $t=20$  с. Жовта лінія вхідний сигнал демонструє миттєву зміну завдання від 0 до 0,1. Синя лінія відображає реакцію системи  $P_{mech}$ .

Як видно із графіка 4.1 реакцію системи  $P_{mech}$  не змінюється миттєво, що підтверджує врахування інерційності в блоці Gas Turbine Dynamics. Спостерігається плавне наростання вихідної величини. Характер перехідного процесу є аперіодичним і монотонним, тобто вихід на задане значення відбувається без коливань та перерегулювання.

Це свідчить про коректне налаштування коефіцієнтів демпфування в регуляторі. Час регулювання, а саме час виходу на сталий режим становить приблизно 5-8 секунд.

Процес стабілізується біля  $t \approx 18$  с, що є відмінним показником швидкодії для енергетичних установок такого класу. Скидання навантаження здійснюється в інтервалі від  $t=50$  с до  $t=60$  с.

У момент  $t=50$  с вхідний сигнал миттєво повертається до нуля. Система відпрацьовує це збурення симетрично до процесу набору. Потужність плавно знижується, повертаючись до вихідного стану.

Відсутність «провалів» нижче нуля або залишкових коливань підтверджує стійкість замкнутої системи керування. Графік демонструє, що розроблена імітаційна модель адекватно відтворює фізику процесу керування.

Система точно відстежує керуючий сигнал (статична похибка в усталеному режимі на інтервалі від  $t=20$  с до  $t=50$  с дорівнює нулю). Відсутність вібрацій та перерегулювань гарантує, що при реальній експлуатації механічні навантаження на вал турбіни та термічні навантаження на камери згоряння не перевищуватимуть допустимих норм.

Для оцінки динаміки системи на графіках Score відображаються наступні змінні:

- сигнали завдання Pref (Power Reference/Load Setpoint);
- сигнали реакції системи  $P_{mech}$ ;
- внутрішні керуючі сигнали;
- SPEV Signal Position EV, а саме ступінь відкриття паливного клапана першої камери згоряння;
- SPSV Signal Position SEV, а саме ступінь відкриття паливного клапана другої послідовної камери згоряння, який показує момент включення форсажу;
- SPVG Signal Position VGV, а саме кут відкриття вхідного напрямного апарату компресора, який показує, як система керує подачею повітря.

Сигнал завдання на потужність. Це командний сигнал, який формується оператором або автоматичною системою керування енергоблоком. Визначає, яку електричну потужність повинна видавати установка в даний момент часу. При моделюванні «сходинки» Step Response саме цей сигнал змінюється стрибкоподібно (наприклад, з 0 до 0.1 в.о.).

Механічна потужність на валу газової турбіни. Це головний результат моделювання. Він показує реальну енергію, яка передається на генератор. Цей сигнал враховує всі інерційні затримки: час відкриття клапанів, динаміку горіння та розкрутку ротора. Саме плавність зміни  $P_{mech}$  свідчить про якість керування.

На рисунку 4.2 показані осцилограми вище наведених сигналів, а саме відображено порівняння заданого та дійсного режимів роботи когенераційної установки в динаміці.

Перший графік – сигнал завдання Reference Signal/Step Input. Це сигнал керування, який імітує миттєву зміну потреби в електричній потужності, а саме увімкнення потужного споживача в мережі.

Це ідеальний прямокутний імпульс «сходинка». У момент часу  $t=10$  с значення стрибком змінюється з 0 до 0.1 тобто накид навантаження на 10% від номіналу. У момент часу  $t=50$  с значення стрибком повертається до 0 скидання навантаження.

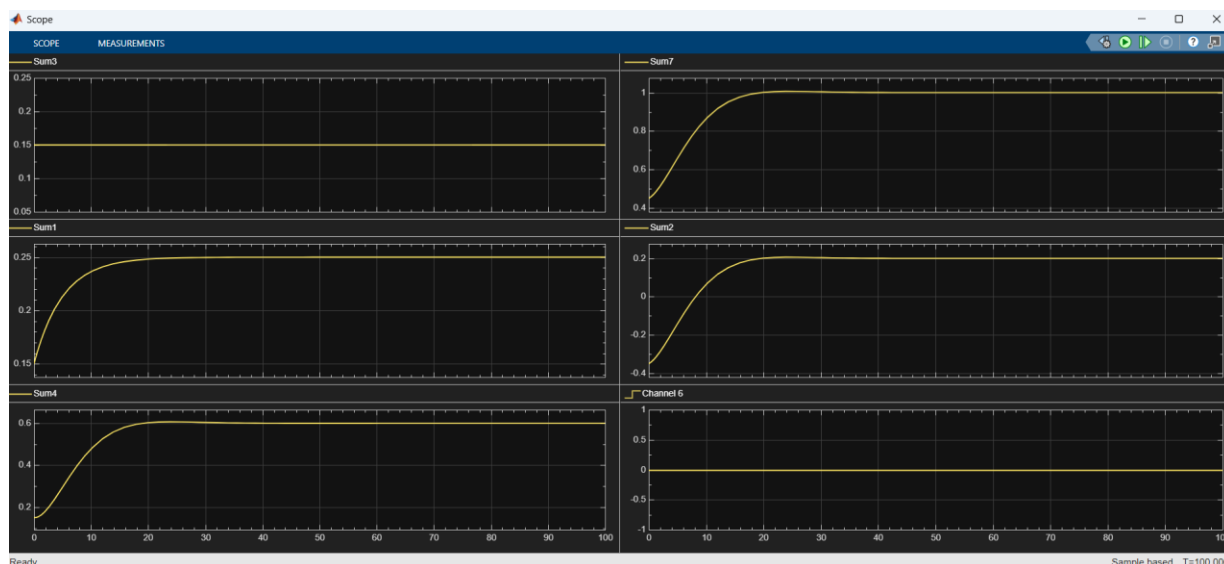


Рисунок 4.2 – Осцилограми сигналів керування

Цей сигнал слугує еталоном. Система керування повинна прагнути, щоб вихідна потужність турбіни максимально точно повторювала цю форму.

Другий графік – реакція системи System Response/Mechanical Power.

Це реальна зміна механічної потужності на валу турбіни  $P_{mech}$ . На відміну від завдання, ця лінія змінюється плавно. При подачі команди на  $t=10$  с, лінія не стрибає миттєво вгору. Вона починає плавно зростати за експоненціальним законом.

Це відображає фізику турбіни: час відкриття паливних клапанів, час наповнення камер згоряння та розкрутку масивного ротора, що моделюється блоком Gas Turbine Dynamics з постійною часу  $T=5$  с.

Приблизно до  $t \approx 20$  с через 10 секунд після початку процесу лінія зливається стабілізується. Це означає, що перехідний процес завершено.

Однією з ключових вимог до генерації в об'єднаній енергосистемі є участь у первинному регулюванні частоти. При зниженні частоти мережі, що свідчить про дефіцит потужності, установка повинна автоматично збільшити генерацію відповідно до налаштованого статизму, навіть якщо диспетчерське завдання  $P_{ref}$  залишається незмінним. Для перевірки цієї функції було змодельовано аварійну ситуацію, а саме зниження частоти мережі.

Дослідження проводилося за умови роботи установки в режимі підтримання фіксованої потужності на рівні 0,8 відносних одиниць. На десятій секунді моделювання  $t=10$  с було внесено збурення, яке імітує відхилення частоти мережі.

У відповідь на це очікується спрацювання регулятора та автоматичне збільшення подачі палива. Графічні результати цього експерименту наведено на рисунку 4.3.

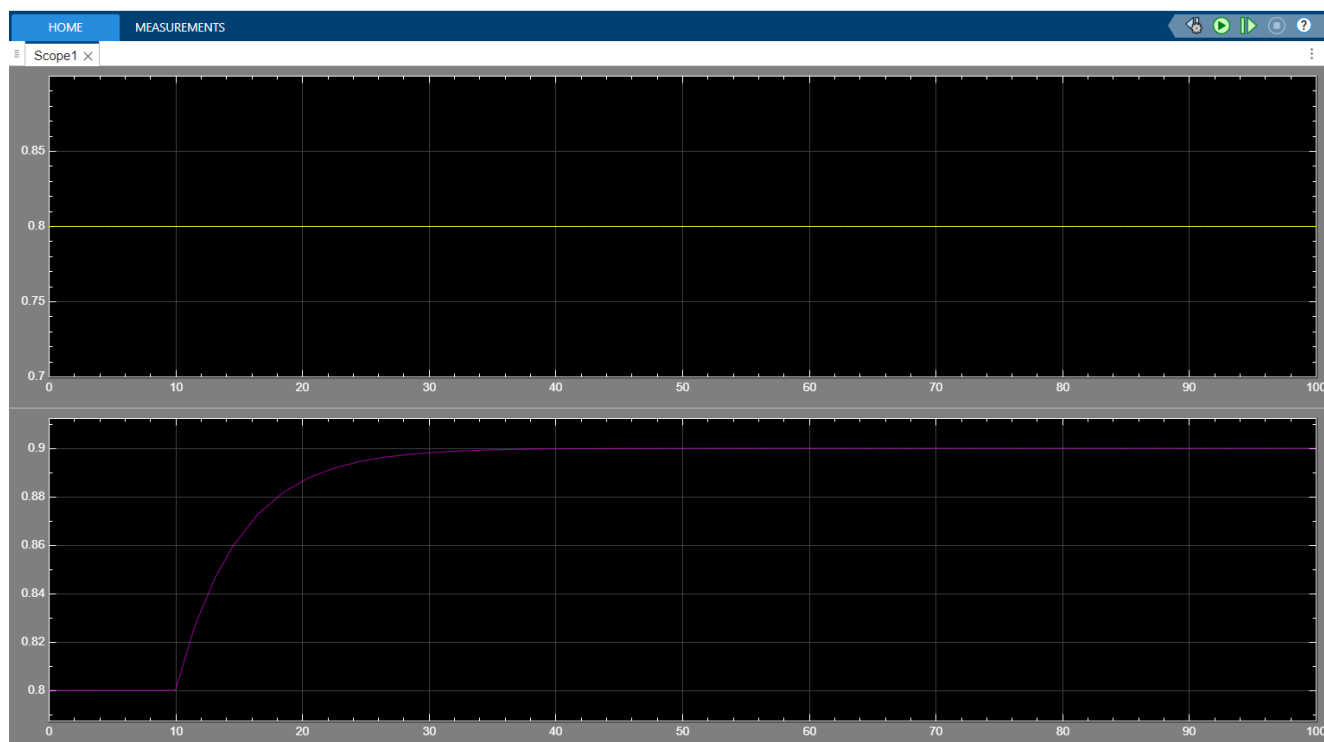


Рисунок 4.3 – Автоматичне збільшення потужності при імітації падіння частоти

Графік наочно демонструє роботу контуру первинного регулювання. Лінія завдання жовтого кольору залишається незмінною на рівні 0,8 в.о. протягом всього часу експерименту. До моменту  $t=10$  с турбіна стабільно працювала на заданому рівні.

Після появи сигналу про зниження частоти, регулятор автоматично сформував команду на збільшення потужності. Фактична потужність  $P_{\text{mesh}}$ , фіолетова лінія плавно зростає до рівня 0,9 в.о., компенсуючи дефіцит енергії в системі. Цей дослід підтверджує, що розроблена система керування здатна підтримувати стабільність енергосистеми в аварійних ситуаціях.

Унікальною особливістю досліджуваної установки є наявність двох послідовних камер згоряння EV та SEV. Ефективність роботи такої системи на часткових навантаженнях залежить від алгоритму перемикання пальників.

Для перевірки логіки розподілу палива було змодельовано процес глибокого розвантаження енергоблока, а саме зниження потужності від 100% до 0%. Експеримент проводився шляхом імітації плавного зниження навантаження установки за допомогою вхідного сигналу типу Ramp.

При цьому здійснювався безперервний контроль витрат палива як у першу Fuel\_EV, так і в другу Fuel\_SEV камери згоряння, щоб відстежити момент перемикання пальників. Результати моделювання наведено на рисунку 4.4.

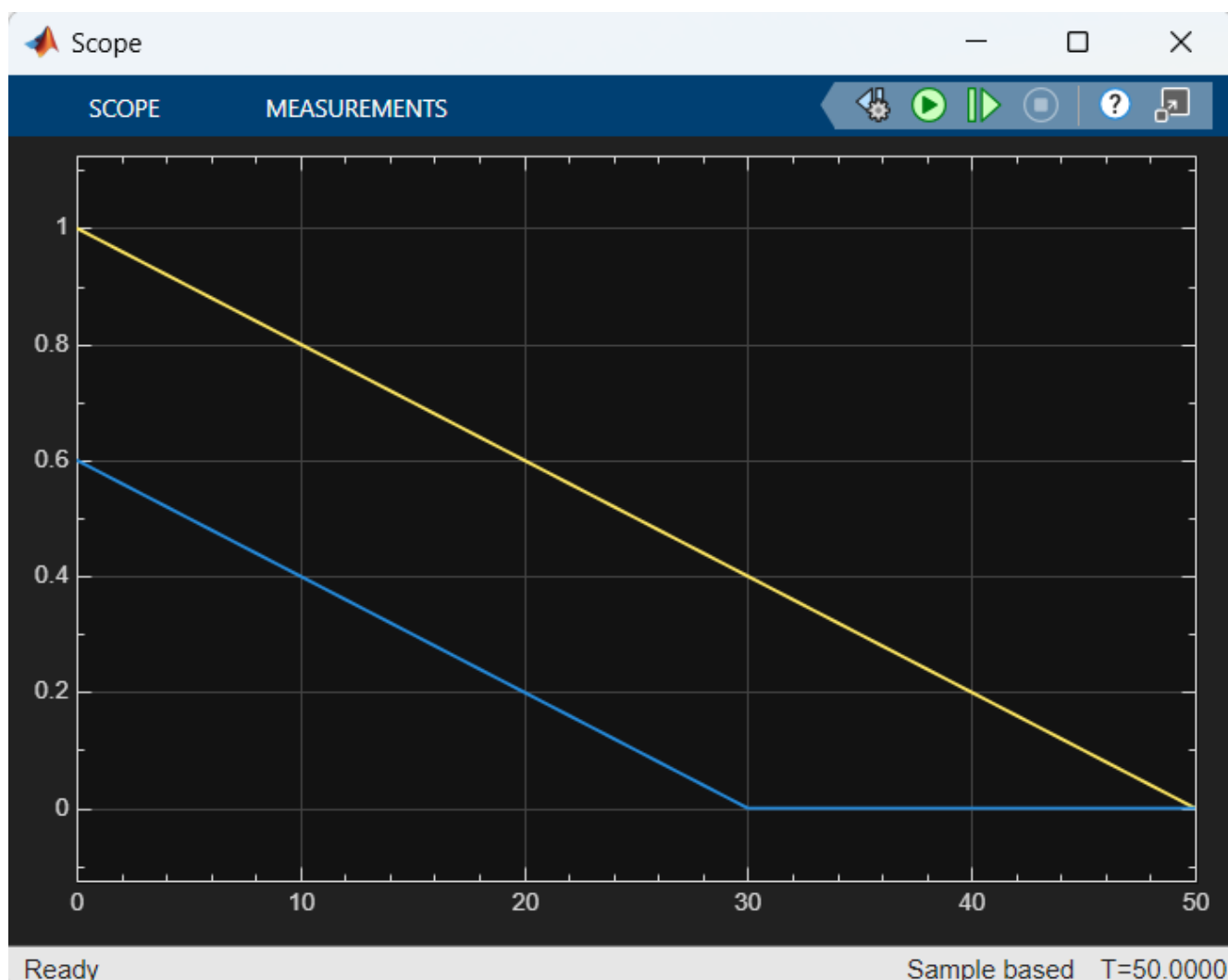


Рисунок 4.4 – Робота алгоритму розподілу палива при розвантаженні установки

Отримані діаграми ілюструють ключовий принцип технології Sequential Combustion, а саме в діапазоні високих навантажень регулювання здійснюється паралельною зміною подачі палива в обидві камери.

При досягненні певного порогового значення навантаження, а саме точка перемикання, подача палива в другу камеру Fuel\_SEV повністю припиняється і лінія різко падає в нуль, в той час як перша камера продовжує працювати.

Подальша робота на низьких навантаженнях забезпечується виключно першою камерою згоряння Fuel\_EV. Такий алгоритм дозволяє підтримувати високу температуру вихлопних газів навіть при часткових навантаженнях, що критично важливо для збереження високого ККД парового циклу в когенераційному режимі.

#### 4.3 Висновки до четвертого розділу

У четвертому розділі кваліфікаційної роботи проведено комплексне експериментальне дослідження розробленого методу керування когенераційною газотурбінною установкою шляхом комп'ютерного моделювання у середовищі MATLAB/Simulink.

У ході досліджень підтверджено адекватність створеної математичної та імітаційної моделі, яка коректно відтворює основні фізичні процеси газотурбінної установки, зокрема інерційність паливної системи, динаміку турбіни та взаємодію між контурами керування. Аналіз перехідних процесів при стрибкоподібній зміні навантаження показав, що система забезпечує аперіодичний та монотонний характер регулювання без перерегулювання і коливань, що свідчить про правильний вибір структури регулятора та налаштування його параметрів. Час виходу на усталений режим становить приблизно 5–8 секунд, що відповідає вимогам до газотурбінних установок даного класу.

Дослідження режимів накиду та скидання навантаження підтвердили симетричність динамічної реакції системи та відсутність залишкових коливань, що свідчить про стійкість замкненої системи керування. Статична похибка в

усталеному режимі практично відсутня, що забезпечує точне відпрацювання заданої потужності та мінімізацію механічних і теплових навантажень на основні елементи установки.

Окрему увагу приділено перевірці роботи контуру первинного регулювання частоти. Результати імітаційного моделювання аварійного зниження частоти мережі показали, що система керування автоматично збільшує механічну потужність турбіни відповідно до налаштованого статизму, навіть за незмінного диспетчерського завдання. Це підтверджує здатність когенераційної установки брати участь у підтриманні балансу потужності та стабільності об'єднаної енергосистеми.

Також досліджено ефективність роботи установки на часткових навантаженнях з урахуванням наявності двох послідовних камер згоряння. Моделювання процесу розвантаження підтвердило коректність алгоритму розподілу палива між камерами EV та SEV, з чітким та своєчасним вимкненням другої камери при досягненні порогового рівня потужності. Такий підхід забезпечує підтримання оптимальної температури вихлопних газів і сприяє збереженню високого коефіцієнта корисної дії парового циклу в когенераційному режимі.

Узагальнюючи результати експериментального дослідження, можна зробити висновок, що запропонований метод керування є працездатним, стійким та ефективним у широкому діапазоні режимів роботи. Отримані результати підтверджують можливість використання розробленої системи як основи для створення сучасних автоматизованих систем керування когенераційними газотурбінними установками, орієнтованих на підвищення енергоефективності та надійності роботи енергоблоків.

Крім того, проведене експериментальне моделювання підтвердило універсальність та адаптивність розробленого методу керування, що дозволяє ефективно застосовувати його як у нормальних експлуатаційних режимах, так і за наявності зовнішніх збурень та аварійних відхилень параметрів енергосистеми.

## ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі магістра розв'язано актуальну науково-практичну задачу розроблення та дослідження методу автоматизованого керування когенераційною газотурбінною установкою, орієнтованого на підвищення енергоефективності, надійності та гнучкості роботи в умовах змінних навантажень та взаємодії з об'єднаною енергосистемою.

В процесі виконання роботи проведено аналіз сучасного стану та тенденцій розвитку когенераційних технологій і газотурбінних установок з послідовним згорянням палива. Показано, що підвищення вимог до маневровості енергоблоків, участі у регулюванні частоти та роботи в умовах децентралізованої генерації обумовлює необхідність удосконалення систем автоматичного керування. Аналіз літературних джерел і технічних рішень підтвердив доцільність застосування багатоконтурних систем керування з урахуванням динамічних властивостей газотурбінної установки та особливостей когенераційного режиму.

В роботі розроблено структурну та математичну модель когенераційної газотурбінної установки з урахуванням інерційності паливної системи, динаміки турбіни, регулятора швидкості та алгоритмів розподілу палива між камерами згоряння EV та SEV. Побудована модель дозволяє адекватно описувати як усталені, так і перехідні режими роботи, а також враховує вплив зовнішніх збурень, зокрема зміну навантаження та відхилення частоти електричної мережі.

Розроблено метод керування когенераційною установкою, який забезпечує точне відпрацювання заданої потужності, стійкість замкнутої системи та відсутність небажаних коливань у перехідних режимах. Особливістю запропонованого підходу є поєднання контурів керування потужністю, швидкістю та первинного регулювання частоти з алгоритмом логічного перемикання камер згоряння, що дозволяє ефективно працювати в широкому діапазоні навантажень.

За допомогою комп'ютерного моделювання у середовищі MATLAB/Simulink проведено експериментальне дослідження динамічних властивостей системи керування. Результати моделювання показали, що при стрибкоподібній зміні

навантаження перехідні процеси мають аперіодичний характер, відсутнє перерегулювання, а час виходу на усталений режим відповідає вимогам до газотурбінних установок даного класу. Це свідчить про коректність вибору параметрів регуляторів та адекватність математичної моделі.

Проведене дослідження режимів первинного регулювання частоти підтвердило здатність установки автоматично змінювати рівень генерації активної потужності у відповідь на відхилення частоти мережі, навіть за незмінного диспетчерського завдання. Таким чином, розроблена система керування забезпечує участь когенераційної установки у підтриманні стійкості та надійності об'єднаної енергосистеми.

Окремо досліджено роботу установки на часткових навантаженнях з урахуванням наявності двох послідовних камер згоряння. Підтверджено коректність алгоритму розподілу палива та логіки перемикання камер EV і SEV, що дозволяє підтримувати оптимальні температурні режими та забезпечувати високий коефіцієнт корисної дії парового циклу в когенераційному режимі. Це є важливим фактором підвищення загальної ефективності використання паливних ресурсів.

Практична цінність отриманих результатів полягає в можливості використання розробленої імітаційної моделі та методу керування на етапах проектування, налаштування та модернізації систем автоматичного керування когенераційними газотурбінними установками. Запропоновані рішення можуть бути адаптовані до реальних промислових об'єктів та використані як основа для подальших досліджень у напрямі оптимізації режимів роботи, зниження викидів та підвищення екологічної безпеки енергетичних установок.

В цілому результати кваліфікаційної роботи магістра підтверджують досягнення поставленої мети та виконання всіх сформульованих завдань. Запропонований метод керування є працездатним, ефективним і перспективним для застосування в сучасних когенераційних енергетичних системах.

Варто відзначити, що застосування комп'ютерного моделювання як основного інструменту дослідження дозволило виконати всебічний аналіз

поведінки когенераційної газотурбінної установки без необхідності проведення дорогих та потенційно небезпечних натурних експериментів. Імітаційна модель, реалізована в середовищі MATLAB/Simulink, забезпечує наочне відображення внутрішніх процесів системи керування, що значно спрощує аналіз впливу параметрів регуляторів, динамічних затримок та зовнішніх збурень на якість регулювання. Такий підхід є особливо доцільним на етапі проектування та оптимізації автоматизованих систем керування енергетичними установками.

Результати виконаної роботи свідчать про те, що використання багатоконтурної системи керування з чітким розмежуванням функцій між контурами потужності, швидкості та первинного регулювання частоти дозволяє досягти високої стабільності та швидкодії системи в умовах змінних режимів роботи. Узгоджена робота цих контурів мінімізує негативний вплив інерційних властивостей газотурбінної установки та забезпечує плавність перехідних процесів, що є критично важливим для зменшення механічних і термічних навантажень на елементи турбіни.

Особливу практичну значущість має реалізований у роботі алгоритм розподілу палива між послідовними камерами згоряння EV та SEV. Його застосування дозволяє не лише підвищити ефективність роботи установки на номінальних режимах, але й забезпечити стабільну та економічно доцільну роботу при часткових навантаженнях. Підтримання оптимальної температури вихлопних газів у когенераційному режимі позитивно впливає на ефективність парового циклу та загальний коефіцієнт корисної дії енергоблока.

Отримані результати також підтверджують, що розроблений метод керування відповідає сучасним вимогам до гнучкості генерації, які висуваються в умовах зростаючої частки відновлюваних джерел енергії та необхідності балансування енергосистеми. Когенераційні установки, оснащені подібними системами керування, можуть ефективно виконувати функції маневрової генерації, брати участь у регулюванні частоти та потужності, а також забезпечувати надійне тепlopостачання споживачів.

**ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ**

1. Çengel Y. A., Boles M. A. Thermodynamics: An Engineering Approach. 8th ed. New York : McGraw-Hill Education, 2015. 1024 p.
2. Dincer I., Rosen M. A. Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development. 3rd ed. Oxford : Elsevier, 2021. 576 p.
3. Fundamentals of Engineering Thermodynamics / M. J. Moran, H. N. Shapiro, D. D. Boettner, M. B. Bailey. 8th ed. Hoboken : John Wiley & Sons, 2014. 1056 p.
4. Verma S., Kaushik S. C., Das L. M., Bhatti S. S. An experimental investigation of biodiesel-biogas dual-fuel engine based on energy and exergy analysis // International Journal of Exergy. 2018. Vol. 26, No. 1. P. 58–76.
5. Razmi A., Soltani M., Kashkooli F. M., Garousi Farshi L. Energy and exergy analysis of an environmentally-friendly hybrid absorption/recompression refrigeration system // Energy Conversion and Management. 2018. Vol. 164. P. 59–69.
6. Luo M., Yi Y., Wang C., Liu K., Pan J., Wang Q. Energy and exergy analysis of power generation systems with chemical looping combustion of coal // Chemical Engineering & Technology. 2018. Vol. 41, Iss. 4. P. 776–787.
7. Aberoumand S., Ghamari S., Shabani B. Energy and exergy analysis of a photovoltaic thermal (PV/T) system using nanofluids: An experimental study // Solar Energy. 2018. Vol. 165. P. 167–177.
8. Dincer I, Rosen MA, Al-Zareer M. Exergoenvironmental Analysis. vol. 1–5. Elsevier Ltd., 2018.
9. Kasaeian A, Nouri G, Ranjbaran P, Wen D. Solar collectors and photovoltaics as combined heat and power systems: A critical review. Energy Convers Manag 2018, V. 156, P. 688–705.
10. Moaleman A, Kasaeian A, Aramesh M, Mahian O, Sahota L, Nath Tiwari G. Simulation of the performance of a solar concentrating photovoltaic-thermal collector, applied in a combined cooling heating and power generation system. Energy Convers Manag 2018, V. 160, P. 191–208.

11. Balli M. Energy and exergy analyses of a micro-cogeneration system with a residential application // *International Journal of Exergy*. 2017. Vol. 23, No. 1. P. 73–94.
12. Martinez A. S., Michaux G., Salagnac P., Bouvier J. L. Micro-combined heat and power systems (micro-CHP) based on renewable energy sources // *Energy Conversion and Management*. 2017. Vol. 154. P. 262–285.
13. Breeze P. *Combined Heat and Power*. London: Academic Press, 2018. 104 p.
14. Project Profile: Pfizer Global Research and Development – Groton / New London Laboratories [Electronic resource] // U.S. Environmental Protection Agency (EPA). 2015.
15. Breeze P. *Power Generation Technologies*. 3rd ed. Oxford: Newnes, 2019. 466 p.
16. Ahmadi GR, Toghraie D. Energy and exergy analysis of Montazeri Steam Power Plant in Iran. *Renew Sustain Energy Rev* 2016, V. 56, P.454–63.
17. Chen Z, Wang Y, Zhang X. Energy and exergy analyses of S–CO<sub>2</sub> coal-fired power plant with reheating processes. *Energy* 2020, V. 211. P.118-127.
18. Aliyu M, AlQudaihi AB, Said SAM, Habib MA. Energy, exergy and parametric analysis of a combined cycle power plant. *Therm Sci Eng Prog* 2020. V. 15. P. 100-105.
19. Zhu S, Ma Z, Zhang K, Deng K. Energy and exergy analysis of the combined cycle power plant recovering waste heat from the marine two-stroke engine under design and off-design conditions. *Energy* 2020, V. 210, P. 118-128.
20. Ezzat MF, Dincer I. Energy and exergy analyses of a novel ammonia combined power plant operating with gas turbine and solid oxide fuel cell systems. *Energy* 2020, V. 194, P. 116-127.
21. Mehrpooya M, Sharifzadeh MMM, Mousavi SA. Evaluation of an optimal integrated design multi-fuel multi-product electrical power plant by energy and exergy analyses. *Energy* 2019, V. 169, P. 61–78.
22. Mehrpooya M, Sayyad S, Zonouz MJ. Energy, exergy and sensitivity analyses of a hybrid combined cooling, heating and power (CCHP) plant with molten carbonate fuel cell (MCFC) and Stirling engine. *J Clean Prod* 2017, V. 148, P. 283–294.

23. Zare V, Hasanzadeh M. Energy and exergy analysis of a closed Brayton cycle-based combined cycle for solar power tower plants. *Energy Convers Manag* 2016, V, 128, P. 227–237.
24. Ogorure OJ, Oko COC, Diemuodeke EO, Owebor K. Energy, exergy, environmental and economic analysis of an agricultural waste-to-energy integrated multigeneration thermal power plant. *Energy Convers Manag* 2018, V. 171. P.222–240.
25. Talebizadehsardari P, Ehyaei MA, Ahmadi A, Jamali DH, Shirmohammadi R, Eyvazian A, et al. Energy, exergy, economic, exergoeconomic, and exergoenvironmental (5E) analyses of a triple cycle with carbon capture. *J CO2 Util* 2020, V. 41, P. 101-125.
26. Cavalcanti EJC. Energy , exergy and exergoenvironmental analyses on gas-diesel fuel marine engine used for trigeneration system. *Appl Therm Eng* 2020, V. 116, P. 211.
27. Midilli A, Dincer I. Development of some exergetic parameters for PEM fuel cells for measuring environmental impact and sustainability. *Int J Hydrogen Energy* 2019, V. 34. P. 58–72.
28. Midilli A, Inac S, Ozsaban M. Exergetic sustainability indicators for a high pressure hydrogen production and storage system. *Int J Hydrogen Energy* 2017, V. 42, P. 79–91.
29. Ndukwu MC, Simo-Tagne M, Abam FI, Onwuka OS, Prince S, Bennamoun L. Exergetic sustainability and economic analysis of hybrid solar-biomass dryer integrated with copper tubing as heat exchanger. *Heliyon* 2020, V. 6, P. 401.
30. Khaljani M, Khoshbakhti Saray R, Bahlouli K. Comprehensive analysis of energy, exergy and exergo-economic of cogeneration of heat and power in a combined gas turbine and organic Rankine cycle. *Energy Convers Manag* 2015, V. 97, P. 54–65.
31. Braimakis K, Magiri-Skouloudi D, Grimekis D, Karellas S. Energy-exergy analysis of ultra-supercritical biomass-fuelled steam power plants for industrial CHP, district heating and cooling. *Renew Energy* 2020, V. 154, P. 52–69.

32. Catalano F, Perone C, Iannacci V, Leone A, Tamborrino A, Bianchi B. Energetic analysis and optimal design of a CHP plant in a frozen food processing factory through a dynamical simulation model. *Energy Convers Manag* 2020, V. 225, P. 34-44.

33. Ziółkowski P, Kowalczyk T, Lemański M, Badur J. On energy, exergy, and environmental aspects of a combined gas-steam cycle for heat and power generation undergoing a process of retrofitting by steam injection. *Energy Convers Manager* 2019, V. 192, P. 74–84.

34. Taie Z, Hagen C. Experimental thermodynamic first and second law analysis of a variable output 1–4.5 kWe, ICE-driven, natural-gas fueled micro-CHP generator. *Energy Convers Manager* 2019, V. 180, P. 292–301.

35. Gill EZ, Ratlamwala TAH, Hussain G, Alkahtani M. Energy, exergy, exergoeconomic and exergo-environmental analyses of solar based hydrogen generation system. *Int J Hydrogen Energy* 2020.

36. Wang J, Li S, Zhang G, Yang Y. Performance investigation of a solar-assisted hybrid combined cooling, heating and power system based on energy, exergy, exergoeconomic and exergo-environmental analyses. *Energy Convers Manager* 2019, V. 196, P. 27–41.

37. Wang X., Yang Y., Li S. Exergy analysis and optimization of a gas engine-based cogeneration system under variable load conditions // *Applied Thermal Engineering*. 2021. Vol. 188. Art. 116637.

38. Uysal C., Keçebaş A. Advanced exergoeconomic analysis of an Organic Rankine Cycle (ORC) used in a gas engine cogeneration system // *Energy*. 2020. Vol. 202. Art. 117765.

39. Scaccabarozzi R., Gatti M., Martelli E. Thermodynamic analysis and optimization of heavy-duty gas turbines fueled by biogas // *Renewable Energy*. 2019. Vol. 143. P. 1545–1557.

40. Abusoglu A., Kanoglu M. Exergoeconomic analysis and assessment of a district heating system supplied by a gas-engine cogeneration plant // *Journal of Cleaner Production*. 2020. Vol. 256. Art. 120367.

41. Liu Z., Liu J., Yang Z. Dynamic exergy analysis of a CCHP system with thermal energy storage for a net-zero energy building // *Energy Conversion and Management*. 2021. Vol. 244. Art. 114488.
42. Soltani R., Dincer I., Rosen M. A. Exergoenvironmental analysis of a new hybrid system for clean hydrogen and power production // *International Journal of Hydrogen Energy*. 2022. Vol. 47, Iss. 8. P. 5045–5060.
43. Ghorbani B., Mehrpooya M., Ghasemzadeh H. Investigation of a hybrid water desalination and power generation system using genetic algorithm optimization // *Desalination*. 2023. Vol. 548. Art. 116281.
44. Sun F., Fu L., Sun J., Zhang S. A new waste heat recovery system based on absorption heat exchange for gas-fired cogeneration systems // *Energy*. 2022. Vol. 238. Art. 121769.
45. Geng D., Han Y., Lu H. Advanced exergy analysis of a polygeneration system for power, heat, and water production // *Energy Conversion and Management*. 2021. Vol. 229. Art. 113753.
46. Haggi R. K., Riasi A. Exergy-based fault detection and diagnosis of a gas engine in a CHP system // *Applied Thermal Engineering*. 2022. Vol. 216. Art. 119098.
47. Moran M. J., Shapiro H. N., Boettner D. D., Bailey M. B. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 9th ed. Hoboken: Wiley, 2018. 1056 p.
48. Dincer I., Rosen M. A. *Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development*. 3rd ed. Oxford: Elsevier, 2021. 1274 p.
49. Çengel Y. A., Boles M. A., Kanoğlu M. *Thermodynamics: An Engineering Approach*. 9th ed. New York: McGraw-Hill Education, 2019. 1008 p.
50. Szargut J. *Exergy Method: Technical and Ecological Applications*. Southampton: WIT Press, 2015. 168 p.
51. Dincer I., Ratlamwala T. A. H. *Integrated Energy Systems for Multigeneration*. Oxford: Elsevier, 2019. 658 p.
52. Bejan A. *Advanced Engineering Thermodynamics*. 4th ed. Hoboken: Wiley, 2016. 868 p.

53. Borgnakke C., Sonntag R. E. Fundamentals of Thermodynamics. 10th ed. Hoboken: Wiley, 2019. 592 p.
54. Kaushik S. C., Tyagi S. K., Kumar P. Exergy Analysis of Thermal System Optimization. Singapore: Springer, 2018. 480 p.
55. Moran M. J., Shapiro H. N., Boettner D. D., Bailey M. B. Fundamentals of Engineering Thermodynamics. 9th ed. Hoboken: Wiley, 2018. 1056 p.
56. Dincer I., Ratlamwala T. A. H. Integrated Energy Systems for Multigeneration. Oxford: Elsevier, 2019. 658 p.
57. Çengel Y. A., Boles M. A., Kanoğlu M. Thermodynamics: An Engineering Approach. 9th ed. New York: McGraw-Hill Education, 2019. 1008 p.
58. Aygun H., Turan O. Exergetic sustainability analysis of a novel cogeneration facility based on a diesel engine // Energy & Environment. 2021. Vol. 32, Iss. 5. P. 784–804.
59. Mohammadi M., Mehrpooya M. Exergoeconomic analysis and optimization of a combined cooling, heating and power (CCHP) system based on gas turbine // Journal of Cleaner Production. 2018. Vol. 172. P. 157–167.
60. Gholamian E., Hanafizadeh P., Ahmadi P. Advanced exergy analysis of a CCHP system with a transcritical CO<sub>2</sub> cycle // Applied Thermal Engineering. 2016. Vol. 108. P. 488–498.
61. Dincer I., Rosen M. A. Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development. 3rd ed. Oxford : Elsevier, 2021. 604 p.
62. Wang X., Shu G., Tian H., Liu P., Jing D. Dynamic analysis of the dual-loop Organic Rankine Cycle for waste heat recovery of a natural gas engine // Energy Conversion and Management. 2017. Vol. 148. P. 724–736.
63. Aghbashlo M., Tabatabaei M., Soltanian S., Rosen M. A. Comprehensive exergoenvironmental analysis of a municipal solid waste-to-energy plant // Energy Conversion and Management. 2019. Vol. 196. P. 963–976.
64. Stanek W., Czarnowska L. Exergo-ecological assessment of the systemic thermal power plant // Energy. 2018. Vol. 165, Part B. P. 1047–1056.

65. Al-Ali M., Dincer I. Energetic, exergetic, economic and environmental analysis of a hybrid renewable energy system with hydrogen storage // *International Journal of Hydrogen Energy*. 2020. Vol. 45, Iss. 55. P. 30019–30030.
66. Aghbashlo M., Rosen M. A. Exergoeconomic and environmental analysis as a new concept for performance assessment of energy conversion systems // *Energy Conversion and Management*. 2018. Vol. 164. P. 485–498.
67. Kehlhofer R., Hannemann F., Stirnimann F., Rukes B. *Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants*. 3rd ed. Tulsa : PennWell Corporation, 2019. 434 p.
68. Saravanamuttoo H. I. H., Rogers G. F. C., Cohen H., Straznicki P. *Gas Turbine Theory*. 7th ed. Pearson Education, 2017. 608 p.
69. Boyce M. P. *Gas Turbine Engineering Handbook*. 4th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2021. 1000 p.
70. Rowen W. I. Simplified Mathematical Representations of Heavy-Duty Gas Turbines // *ASME Journal of Engineering for Power*. 1923. Vol. 105, Iss. 4. P. 865–869.
71. Yee S. K., Milanovic J. V., Hughes F. M. Overview and comparative analysis of gas turbine models for system stability studies // *IEEE Transactions on Power Systems*. 2018. Vol. 23, Iss. 1. P. 108–118.
72. Asgari H., Chen X., Sainudiin R. Modelling and simulation of gas turbines // *International Journal of Modelling, Identification and Control*. 2023. Vol. 20, No. 3. P. 253–270.
73. Mohamed O., Khalil A., Wang J. Modeling and Control of Gas Turbine Systems // *Dynamic Modeling and Control of Engineering Systems*. 2024. P. 123–145.
74. Camporeale S. M., Fortunato B., Mastrovito M. A modular code for the dynamic simulation of gas turbines in Simulink // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air*. Barcelona, Spain. 2016.
75. Zhang X., Li Y., Liu J. Advanced control strategies for heavy-duty gas turbines: A review // *Energy Conversion and Management*. 2023. Vol. 292.

## ДОДАТОК А

### Стаття в журналі вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах

УДК 681.5  
DOI:

МАРТИНЮК Валерій  
Хмельницький національний університет  
ORCID ID: 0000-0001-5758-4244  
e-mail: [martynyuk.valeriy@gmail.com](mailto:martynyuk.valeriy@gmail.com)  
СЕЛЬСЬКИЙ Андрій  
Хмельницький національний університет  
ORCID ID: 0000-0002-7373-0472  
e-mail: [andriy.saa@gmail.com](mailto:andriy.saa@gmail.com)  
МОСІЙЧУК Василь  
Хмельницький національний університет

#### МЕТОД КЕРУВАННЯ КОГЕНЕРАЦІЙНОЮ УСТАНОВКОЮ

*У статті розглядається проблема підвищення маневреності та енергетичної ефективності когенераційних установок на базі газових турбін із технологією послідовного спалювання палива. Обґрунтовано необхідність удосконалення алгоритмів керування для забезпечення стійкої роботи установки в умовах змінних електричних навантажень. Розроблено та досліджено метод координованого керування розподілом палива між основною та послідовною камерами згоряння, а також положенням вхідного напрямного апарату компресора. Запропонований підхід, на відміну від існуючих, враховує динамічні обмеження за температурою вихлопних газів та межею поплаву компресора, що дозволяє оптимізувати термодинамічні параметри циклу. Ефективність методу перевірено шляхом імітаційного моделювання в середовищі MATLAB/Simulink із використанням розробленої модульної архітектури системи автоматичного регулювання. Результати моделювання підтверджують високу динамічну стійкість системи, аперіодичний характер перехідних процесів без перерегулювання та швидку стабілізацію вихідної потужності при збуреннях.*

**Ключові слова:** когенераційна установка, газова турбіна, послідовне спалювання, система керування, MATLAB/Simulink, енергетична ефективність, динамічна стійкість.

MARTYNYUK Valeriy, SELSKYI Andrii, MOSIYCHUK Vasyl  
Khmelnitsky national university, Ukraine

#### COGENERATION PLANT CONTROL METHOD

*The article considers the problem of improving the maneuverability and energy efficiency of cogeneration units based on gas turbines with sequential combustion technology. The necessity of improving control algorithms to ensure stable operation of the unit under variable electrical load conditions is substantiated. A method for coordinated control of fuel distribution between the main and sequential combustion chambers, as well as the position of the compressor inlet guide vane, has been developed and investigated. The proposed approach, unlike existing ones, takes into account dynamic constraints on exhaust gas temperature and compressor surge margin, which allows optimizing the thermodynamic parameters of the cycle. The effectiveness of the method is verified by simulation in the MATLAB/Simulink environment using the developed modular architecture of the automatic control system. The simulation results confirm the high dynamic stability of the system, the aperiodic nature of transient processes without overshoot, and the rapid stabilization of output power during disturbances.*

**Keywords:** cogeneration unit, gas turbine, sequential combustion, control system, MATLAB/Simulink, energy efficiency, dynamic stability.

#### Постановка проблеми

Сучасний стан енергетики характеризується стійкою тенденцією до децентралізації та підвищенням вимог до ефективності використання первинного палива. У цьому контексті ключову роль відіграють когенераційні установки на базі газових турбін, особливо ті, що використовують технологію послідовного спалювання палива. Вони дозволяють забезпечити високу питому потужність та гнучкість генерації, що є критично важливим для балансування енергосистеми.

В умовах інтеграції до об'єднаної енергосистеми та посилення екологічних норм, такі установки перестають бути лише джерелами тепла та електроенергії, що працюють у базовому режимі. Згідно з сучасними вимогами до маневрових потужностей та стандартів ENTSO-E, системи керування когенераційних установок повинні виконувати складні функції регулювання:

– забезпечувати високий коефіцієнт корисної дії не тільки при номінальному, але й при часткових навантаженнях;

- підтримувати температуру вихлопних газів у вузькому діапазоні для ефективної роботи котла-утилізатора;
- гарантувати дотримання екологічних норм (мінімізація NOx) при змінних режимах роботи;
- забезпечувати високу швидкість набору та скидання навантаження без втрати динамічної стійкості.

Існуючі методи керування, що базуються на класичних одноконтурних схемах регулювання або спрощених лінійних моделях, часто виявляються недостатньо ефективними для складних об'єктів із послідовним спалюванням. До основних недоліків існуючих підходів можна віднести:

- взаємний вплив каналів керування, а саме незалежне регулювання подачі палива в основну та послідовну камери згоряння часто призводить до неузгодженості термодинамічних параметрів циклу;
- низька адаптивність до часткових режимів, а саме при роботі на знижених навантаженнях різко падає термічний коефіцієнт корисної дії через неоптимальне співвідношення «паливо-повітря»;
- ризик порушення технологічних обмежень, а саме при різких збуреннях у мережі виникає небезпека наближення до межі помпажу компресора або короткочасного перегріву лопаток турбіни.

У зв'язку з цим, актуальним науково-технічним завданням є розробка та дослідження вдосконаленого методу координованого керування. Такий підхід передбачає спільне регулювання витрат палива в обидві камери згоряння та положення вхідного напрямного апарату компресора, що дозволяє оптимізувати роботу когенераційної установки за критеріями енергоефективності та надійності у всьому робочому діапазоні.

#### **Аналіз джерел досліджень**

Питанням підвищення ефективності та надійності роботи газотурбінних установок когенераційного типу присвячено значну кількість робіт вітчизняних та закордонних вчених. Фундаментальні основи проектування газових турбін, термодинамічного аналізу циклів та їхньої поведінки в стаціонарних режимах викладено у класичних працях [1, 2]. Автори детально розглядають термодинамічні цикли та методи підвищення ККД, проте основна увага в цих роботах приділяється сталим режимам роботи без глибокого аналізу динаміки перехідних процесів, які є критичними для сучасної розподіленої генерації.

У науковій літературі [3, 4] значна увага приділяється математичному моделюванню динаміки газових турбін для цілей керування. Зокрема, спрощена модель Роуена, розглянута у [3], стала стандартом для дослідження електросенергетичних систем. Однак, як зазначають дослідники у роботі [4], класичні моделі орієнтовані переважно на оновальні турбіни з однією камерою згоряння і не враховують специфіку складних термодинамічних процесів у установках із технологією послідовного спалювання палива.

Окремі дослідження стосуються алгоритмів керування подачею палива та повітря. У роботах [5, 6] проведено порівняльний аналіз ПІД-регуляторів та сучасних адаптивних методів керування. Дослідники роблять висновок, що використання класичних контурів регулювання може призводити до значних перерегулювань температури вихлопних газів при різких змінах навантаження. Водночас у працях [7] пропонуються методи модельного предиктивного керування, які забезпечують високу точність, але висувають надвисокі вимоги до обчислювальних потужностей промислових контролерів.

Також залишається недостатньо вивченим питання координованого керування вхідним напрямним апаратом компресора та перерозподілом палива між двома камерами згоряння для запобігання помпажу компресора та погасанню полум'я в перехідних режимах.

Незважаючи на значну кількість публікацій, питання розробки комплексного методу керування, який би поєднував простоту реалізації з урахуванням динамічних обмежень за температурою та межею стійкості компресора для установок із послідовним спалюванням, залишається актуальним і потребує подальших досліджень.

#### **Виклад основного матеріалу**

Для дослідження динамічних характеристик когенераційної установки та верифікації запропонованого методу керування було розроблено імітаційну модель. Вона базується на системі алгебраїчних та диференціальних рівнянь енергетичного та ексергетичного балансів, які були обґрунтовані у другому розділі.

Головною метою створення імітаційної моделі є отримання інструменту для аналізу ефективності роботи установки в умовах змінних електричних та теплових навантажень, а також для оцінки екологічних показників у режимі реального часу.

До основних особливостей розробленої імітаційної моделі можна віднести.

##### **1. Модульна структура.**

Модель побудована за блочним принципом, де кожен функціональний блок відповідає реальному фізичному компоненту системи. Це дозволяє гнучко налаштовувати параметри окремих вузлів без зміни загальної структури моделі.

##### **2. Реалізація контуру керування.**

На відміну від статичних розрахунків, модель містить інтегрований контур автоматичного керування, який реагує на збурення (зміну споживання енергії) та формує керуючі впливи, а саме зміну подачі палива, керування витратою теплоносія для підтримання заданих параметрів.

##### **3. Комплексний розрахунок ефективності.**

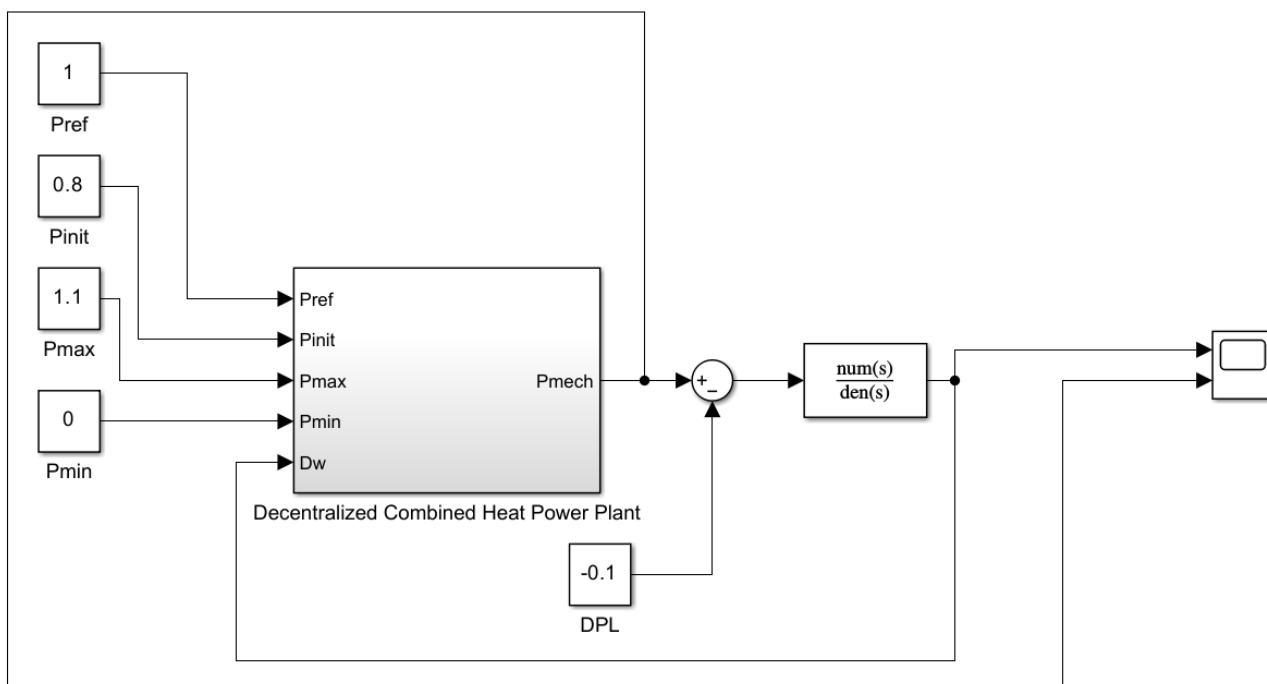
Модель автоматично обчислює не лише енергетичні параметри, а саме потужність, витрату палива, ККД.

##### **4. Урахування зовнішніх умов.**

Вхідними параметрами моделі є температура та тиск навколишнього середовища, що дозволяє дослідити вплив кліматичних умов на продуктивність когенераційної системи.

Загальна структура імітаційної моделі реалізована у середовищі візуального моделювання і зображена на рис.

1.



**Рис. 1. Імітаційна модель методу керування когенераційною установкою**

Імітаційна модель методу керування когенераційною установкою, яка зображена на рис. 1, реалізована в пакеті візуального моделювання MATLAB/Simulink. Структурно модель відображає замкнену систему автоматичного керування когенераційною установкою, що працює в режимі відстеження навантаження.

Алгоритм функціонування моделі можна описати через взаємодію чотирьох основних функціональних блоків.

Блок формування завдання.

У лівій частині схеми, а саме на вході системи розташовано джерела сигналів, що визначають бажаний режим роботи установки.

Блок Pref (Power Reference) – це блок завдання активної електричної потужності. Він формує графік навантаження, яке установка повинна забезпечити.

Блок Pinit (Power Initial) – це блок завдання початкової активної електричної потужності. Він формує початкове значення навантаження, яке установка повинна забезпечити.

Блок Pmax (Power Maximum) – це блок завдання максимальної активної електричної потужності. Він формує максимальне значення навантаження, яке установка повинна забезпечити.

Блок Pmin (Power Minimum) – це блок завдання мінімальної активної електричної потужності. Він формує мінімальне значення навантаження, яке установка повинна забезпечити.

Блок системи керування (Control System).

Це "мозок" моделі, який порівнює задане значення Pref з фактичним Pmeas та формує керуючий вплив. Елемент порівняння визначає помилку регулювання  $e(t) = Pref - Pmeas$ . ПІД-регулятор на основі помилки формує сигнал керування подачею палива. Це дозволяє стабілізувати вихідну потужність при зміні навантаження, компенсуючи динамічні збурення.

Блок об'єкта керування – це блок когенераційна установка (CHP Plant Model). Центральна підсистема містить математичну модель фізичних процесів, які описані в попередньому розділі. В середині цього блоку реалізована підсистема, яка зображена на рис. 2.

Як видно з рис. 2, блок «CHP Plant Model» виступає сполучною ланкою між системою керування та фізичними процесами генерації. Вхідними сигналами для цього блоку є:

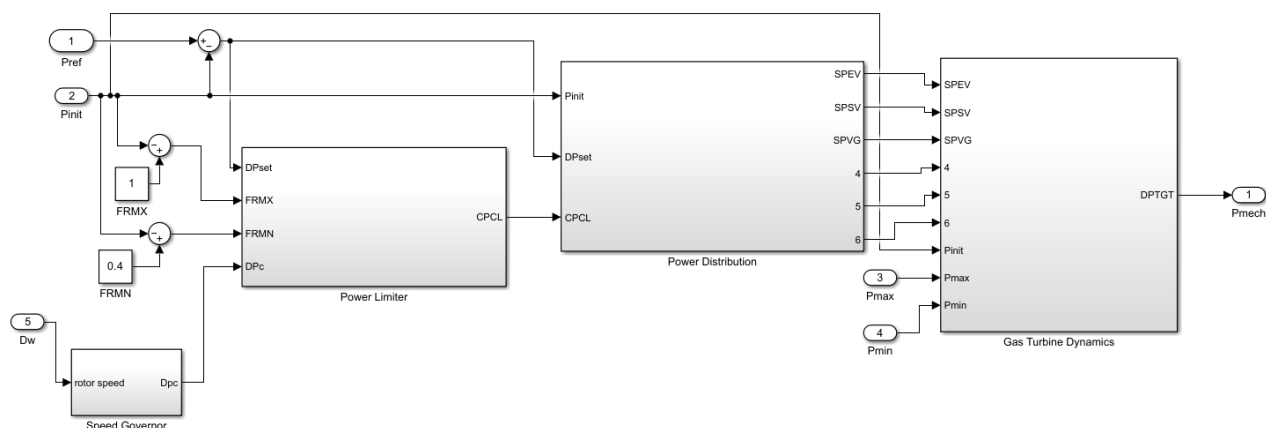
– Pref (Power Reference) – задане значення електричної потужності у відносних одиницях, яке повинна генерувати установка;

– Pinit – початкове значення потужності при запуску моделювання;

– Pmax/Pmin – обмеження діапазону регулювання, а саме максимальна та мінімальна допустима потужність;

– Dw (Delta omega) – відхилення кутової швидкості ротора.

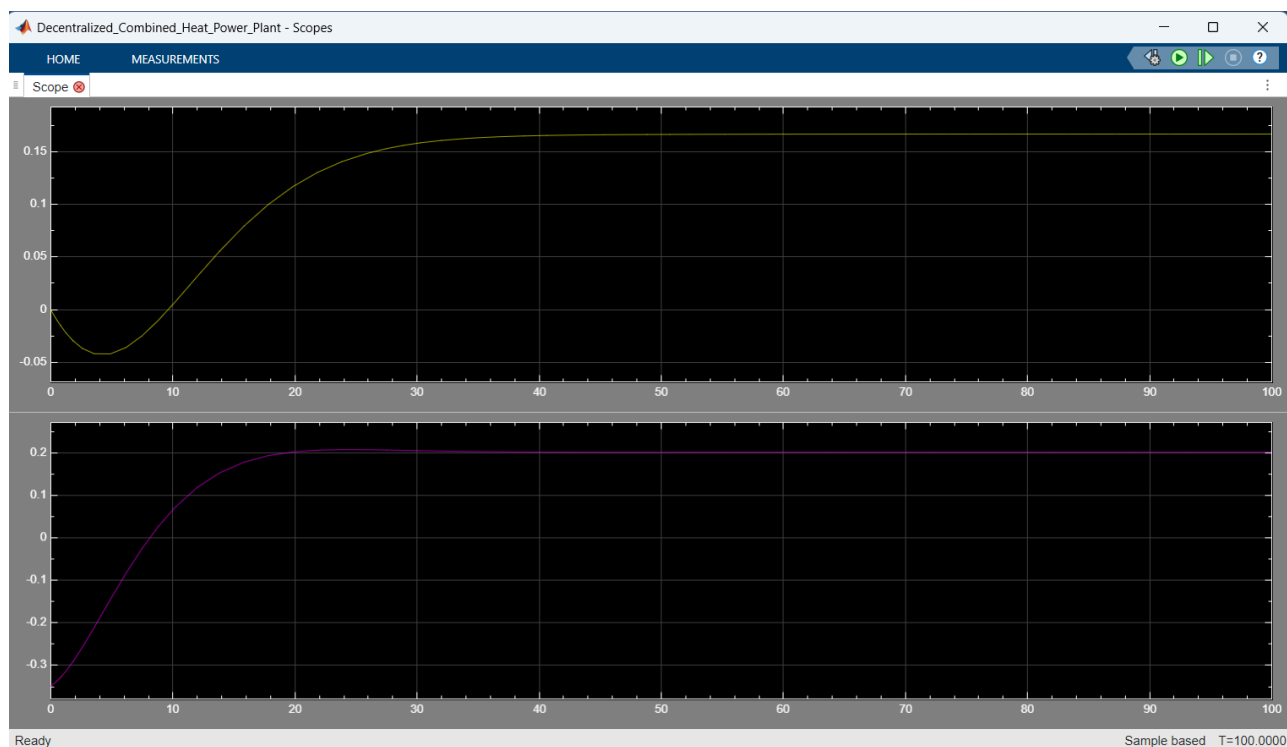
Цей сигнал є критично важливим для контуру стабілізації частоти: якщо швидкість падає коли навантаження зростає, система повинна автоматично збільшити подачу палива.



**Рис. 2. Центральна підсистема когенераційної установки**

Вихідним сигналом є  $P_{mech}$  (Mechanical Power) – механічна потужність на валу, яка далі передається на модель синхронного генератора. Для перевірки динамічних властивостей розробленої системи керування та оцінки її стійкості було проведено експеримент із моделюванням різкої зміни навантаження.

Цей режим є найбільш напруженим для газотурбінної установки і дозволяє виявити якість перехідних процесів. Результати моделювання представлені на осцилограмі, яка зображена на рис. 3.



**Рис. 3. Результати моделювання**

Результати моделювання отримані за допомогою блоку візуалізації Scope. На вхід системи в момент часу  $t=10$  с було подано тестовий сигнал збурення типу «сходінка» Step, який імітує миттєве збільшення навантаження на 10%, а саме амплітуда сигналу становить 0,1 в.о.

Тривалість збурення склала 40 секунд, після чого в момент часу  $t=50$  с навантаження було знято і здійснено повернення до початкового рівня.

Аналіз перехідних процесів, які зображені на рисунку 4.1 показують, що на графіку чітко простежуються дві фази динамічної реакції когенераційної установки.

Накид навантаження, який здійснюється на інтервалі від  $t=10$  с до  $t=20$  с. Жовта лінія вхідний сигнал демонструє миттєву зміну завдання від 0 до 0,1. Синя лінія відображає реакцію системи  $P_{mech}$ .

Як видно із графіка 4.1 реакцію системи  $P_{mech}$  не змінюється миттєво, що підтверджує врахування інерційності в блоці Gas Turbine Dynamics. Спостерігається плавне наростання вихідної величини. Характер перехідного процесу є аперіодичним і монотонним, тобто вихід на задане значення відбувається без коливань та перерегулювання.

Це свідчить про коректне налаштування коефіцієнтів демпфування в регуляторі. Час регулювання, а саме час виходу на сталий режим становить приблизно 5-8 секунд.

Процес стабілізується біля  $t \approx 18$  с, що є відмінним показником швидкодії для енергетичних установок такого класу. Скидання навантаження здійснюється в інтервалі від  $t=50$  с  $t=60$  с.

У момент  $t=50$  с вхідний сигнал миттєво повертається до нуля. Система відпрацьовує це збурення симетрично до процесу набору. Потужність плавно знижується, повертаючись до вихідного стану.

Відсутність «провалів» нижче нуля або залишкових коливань підтверджує стійкість замкнутої системи керування. Графік демонструє, що розроблена імітаційна модель адекватно відтворює фізику процесу керування.

Система точно відстежує керуючий сигнал (статична похибка в усталеному режимі на інтервалі від  $t=20$  с до  $t=50$  с дорівнює нулю). Відсутність вібрацій та перерегулювань гарантує, що при реальній експлуатації механічні навантаження на вал турбіни та термічні навантаження на камери згоряння не перевищуватимуть допустимих норм.

### Висновки

У роботі вирішено актуальне науково-технічне завдання підвищення ефективності керування когенераційними установками на базі газових турбін із технологією послідовного спалювання палива. На основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки.

Розроблено метод координованого керування, який, на відміну від класичних схем, здійснює узгоджене регулювання витрат палива в основну та послідовну камери згоряння, а також положення вхідного напрямного апарату компресора. Це дозволяє оптимізувати термодинамічні параметри циклу як у стаціонарних, так і в перехідних режимах.

Створено імітаційну модель системи автоматичного керування в середовищі MATLAB/Simulink, яка враховує нелінійні характеристики газотурбінної установки та динамічні обмеження. Модель дозволяє досліджувати поведінку системи при змінних електричних навантаженнях, характерних для роботи в сучасних енергосистемах.

Результати моделювання підтвердили високу ефективність запропонованого методу. Встановлено, що перехідні процеси при зміні навантаження мають аперіодичний характер без перерегулювання за температурою вихлопних газів, що є критично важливим для надійної роботи котла-утилізатора.

Забезпечено динамічну стійкість роботи компресора. Запропонований алгоритм дозволяє утримувати робочу точку компресора в безпечній зоні із достатнім запасом стійкості до помпажу навіть при різких збуреннях, що підвищує загальну надійність енергогенеруючого обладнання.

### Література:

1. Boyce M. P. Gas Turbine Engineering Handbook. 4th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2012. 1000 p.
2. Saravanamuttoo H. I. H., Rogers G. F. C., Cohen H., Straznicky P. Gas Turbine Theory. 7th ed. London: Pearson Education, 2017. 608 p.
3. Rowen W. I. Simplified Mathematical Representations of Heavy-Duty Gas Turbines. ASME Journal of Engineering for Power. 1983. Vol. 105, Iss. 4. P. 865–869.
4. Yee S. K., Milanovic J. V., Hughes F. M. Overview and comparative analysis of gas turbine models for system stability studies. IEEE Transactions on Power Systems. 2008. Vol. 23, Iss. 1. P. 108–118.
5. Mohamed O., Khalil A., Wang J. Modeling and Control of Gas Turbine Systems. Dynamic Modeling and Control of Engineering Systems. Cham: Springer, 2014. P. 123–145.
6. Asgari H., Chen X., Sainudiin R. Modelling and simulation of gas turbines. International Journal of Modelling, Identification and Control. 2013. Vol. 20, No. 3. P. 253–270.
7. Camporeale S. M. Performance and emissions of small gas turbines with sequential combustion. Energy Conversion and Management. 2015. Vol. 96. P. 344–354.

### References

1. Boyce M. P. Gas Turbine Engineering Handbook. 4th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2012. 1000 p.
2. Saravanamuttoo H. I. H., Rogers G. F. C., Cohen H., Straznicky P. Gas Turbine Theory. 7th ed. London: Pearson Education, 2017. 608 p.
3. Rowen W. I. Simplified Mathematical Representations of Heavy-Duty Gas Turbines. ASME Journal of Engineering for Power. 1983. Vol. 105, Iss. 4. P. 865–869.
4. Yee S. K., Milanovic J. V., Hughes F. M. Overview and comparative analysis of gas turbine models for system stability studies. IEEE Transactions on Power Systems. 2008. Vol. 23, Iss. 1. P. 108–118.
5. Mohamed O., Khalil A., Wang J. Modeling and Control of Gas Turbine Systems. Dynamic Modeling and Control of Engineering Systems. Cham: Springer, 2014. P. 123–145.
6. Asgari H., Chen X., Sainudiin R. Modelling and simulation of gas turbines. International Journal of Modelling, Identification and Control. 2013. Vol. 20, No. 3. P. 253–270.
7. Camporeale S. M. Performance and emissions of small gas turbines with sequential combustion. Energy Conversion and Management. 2015. Vol. 96. P. 344–354.

Завідувачу кафедри АКІТтаР  
канд. техн. наук, доц. Корецькій Л.О.

Мосійчука Василя Вікторовича

ПІБ здобувача вищої освіти

ФІТ, 2 курс, групи АКІТРМ-24-1

### ЗАЯВА

З правилами чинного Положення «Про систему забезпечення академічної доброчесності у Хмельницькому національному університеті» від 01.07.2022, згідно з яким виявлення плагіату є підставою для відмови в допуску кваліфікаційної роботи до захисту та застосування заходів дисциплінарної та академічної відповідальності, ознайомлений (а). Про використання програмно-технічних засобів для перевірки кваліфікаційних робіт здобувачів вищої освіти на наявність плагіату ознайомлений(а) та надаю свою згоду на обробку та збереження університетом моєї роботи в інституційному репозитарії університету.

Також надаю університету право на передачу моєї роботи для обробки та збереження в базах даних програмно-технічних засобів (StrikePlagiarism та Anti-Plagiarism) та використання роботи для виявлення плагіату в інших роботах, які перевіряються програмно-технічними засобами та користувачами, що мають доступ до цих програмно-технічних засобів, виключно в обмежених цілях для виявлення плагіату в текстах робіт.

Робота для перевірки університетом надається в друкованому та електронному варіанті. Електронна версія моєї роботи збігається (ідентична) з друкованою.

21.12.2025р.

дата

  
підпис

## Anti-Plagiarism v-15.258 (global version)

The maximum coincidence with one document 0.0%

Dictionaries check: en\_US, ru\_RU, ua\_UA. Errors in the documents: 11%

ID: 268292 Title: МКР Метод керування когенераційною установкою Added in a DB: 2025-12-22 Authors: Василь МОСІПЧУК Heads: Валерій МАРТІНЮК Consultants: Opponents:	Document		Sum coincidence on the DB	
	Symbols	Lexemes	Symbols	Lexemes
	96578	846	1244 (1%)	19 (2%)

### Plagiarism sources

ID	Description	Plagiarism presence in the document	
		Symbols	Lexemes

## Протокол аналізу звіту подібності експертом

Заявляю, що я ознайомився (-лась) з Повним звітом подібності, який був згенерований Системою виявлення і запобігання плагіату щодо роботи:

**Автор:** Василь МОСІЙЧУК

**Співавтор:**

**Назва:** Мосійчук\_на\_антиплагіат

**Експерт:** Валерій МАРТИНЮК

**Підрозділ:** Кафедра автоматизації, комп'ютерно-інтегрованих технологій та робототехніки

**Коефіцієнт подібності 1:**1%

**Коефіцієнт подібності 2:**0%

**Мікропробіли:** 3

**Заміна букв:** 4

**Інтервали:** 0

**Білі знаки:** 1

**Дата створення звіту:** 2025-12-22 15:22:34.0

Після аналізу Звіту подібності констатую наступне:

Запозичення, виявлені в роботі є законними і не є плагіатом. Рівень подібності не перевищує допустимої межі. Таким чином робота незалежна і приймається.

Запозичення не є плагіатом, але перевищено граничне значення рівня подібностей. Таким чином робота повертається на доопрацювання.

Виявлено запозичення і плагіат або навмисні текстові спотворення (маніпуляції), як передбачувані спроби укриття плагіату, які роблять роботу невідповідною вимогам законодавства (Ст. 32. ЗУ Про вищу освіту, пункт 3.1, Ст. 42. ЗУ Про освіту) та вимог НАЗЯВО (Критерій 5), а також кодексу етики і процедур. Таким чином робота не приймається.

Обґрунтування:

2025-12-22



Доцент Микола Федула

Дата

експерт

РІШЕННЯ ЕКСПЕРНОЇ КОМІСІЇ  
КАФЕДРИ АВТОМАТИЗАЦІЇ, КОМП'ЮТЕРНО-ІНТЕГРОВАНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ТА  
РОБОТОТЕХНІКИ  
ПРО ДОПУСК КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ ДО ЗАХИСТУ

Підтверджуємо ознайомлення з результатом звіту подібності щодо роботи, генерованого системою виявлення текстових збігів/ідентичності/схожості:

Назва: Метод керування когенераційною установкою

Автор: Василь МОСІЙЧУК

Спеціальність: 174 – Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка

Освітня програма: Освітньо-професійна програма «Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка»

Науковий керівник: Мартинюк Валерій Володимирович, д-р. техн. професор

Після аналізу звіту подібності зроблено такий висновок:

№	Висновок	Позначка про відповідність
1	Запозичення, виявлені в роботі, є законними і не є плагіатом. Робота приймається до захисту.	<b>відповідає</b>
2	Виявлені запозичення не є плагіатом, розміщені в розділах, які не описують безпосередньо авторське дослідження, але кількість цитат перевищує обсяг, виправданий поставленою метою роботи. Робота приймається до захисту, але має бути відкоригована. Відкоригований варіант має бути поданий на кафедру за 2 дні до захисту, разом із заявою щодо самостійності виконання письмової роботи та ідентичності друкованої й електронної версії роботи	
3	Виявлені запозичення не є плагіатом, але частково розміщені в розділах, які описують безпосередньо авторське дослідження, а кількість цитат перевищує обсяг, виправданий поставленою метою роботи. В зв'язку з цим мета роботи та поставлені завдання не були досягнені. Робота може бути допущена до захисту (наступного року) після того, як буде відкоригована та допрацьована і успішно пройде повторну перевірку на академічний плагіат.	
4	Робота містить навмисні текстові спотворення, передбачувані спроби укриття запозичень або інші прояви академічного плагіату. Робота містить фабрикацію або фальсифікацію даних. Робота не допускається до захисту.	
5	Інше:	

Підтвердження:

Запозичення, виявлені в роботі, є законними і не є плагіатом, оскільки:

1) у тексті кваліфікаційної роботи системами перевірки на плагіат виявлено схожість з деякими документами в частині загальноживаних обов'язкових словосполучень у стандартних бланках, у структурі змісту, назвах розділів/підрозділів тощо, у назвах публікацій у переліку джерел посилання;

2) усі запозичення є фрагментарними або мають належним чином оформленні посилання;

3) виявлені модифікації тексту не впливають на відсоток схожості.

Сумарний обсяг всіх запозичень, визначений системою виявлення збігів ідентичності/схожості, складає 1,02% і адресується до 75 джерел, що, з урахуванням наведених обґрунтувань, відповідає характеру теми і свідчить на користь кваліфікаційної роботи.

Завідувач кафедри

Гарант освітньої програми

Керівник кваліфікаційної роботи



Людмила КОРЕЦЬКА

Валерій МАРТИНЮК

Валерій МАРТИНЮК

## РЕЦЕНЗІЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Здобувач вищої освіти: Мосійчук Василь Вікторович  
Тема: Метод керування когенераційною установкою  
Спеціальність: 174 – Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка

### Обсяг кваліфікаційної роботи:

1. Короткий зміст КвР та прийнятих рішень: У кваліфікаційній роботі обґрунтовано необхідність удосконалення методів керування когенераційними установками на базі газових турбін зі складним термодинамічним циклом, а саме послідовним спалюванням палива. Розроблено математичну модель, яка базується на енергетичному та ексергетичному підходах до оцінювання ефективності перетворення енергії. Створено імітаційну модель системи керування у середовищі MATLAB/Simulink, яка включає блоки регулятора швидкості, розподілу потужності між камерами згоряння (EV та SEV) та керування вхідним напрямним апаратом компресора. Проведено експериментальні дослідження динаміки установки при зміні електричного навантаження, що підтвердили ефективність запропонованих алгоритмів.
2. Висновок про відповідність КвР завданню: Зміст кваліфікаційної роботи повністю відповідає завданню дослідження.
3. Характеристика виконання кожного розділу роботи, ступінь використання останніх досягнень науки і техніки і передових методів роботи: У першому розділі виконано ґрунтовний аналіз проблематики керування когенераційними установками, зокрема розглянуто особливості енергетичного та ексергетичного підходів, що дозволяє більш точно оцінювати термодинамічну ефективність системи та локалізувати втрати енергії. У другому розділі розроблено математичну модель процесів перетворення енергії в установці. Описано рівняння енергетичних та ексергетичних балансів для основних вузлів, а саме компресора, камери згоряння, турбіни, що створює теоретичне підґрунтя для синтезу системи керування. У третьому розділі детально описано реалізацію імітаційної моделі в середовищі MATLAB/Simulink. Розроблено структуру блоків керування «Speed Governor», «Power Distribution», реалізовано логіку послідовного включення камер згоряння та регулювання подачі повітря для забезпечення екологічних показників та високого ККД. У четвертому розділі проведено верифікацію моделі шляхом імітації перехідних процесів накиду та скидання навантаження. Отримані осцилограми механічної потужності підтверджують адекватність роботи регуляторів та стійкість системи в динамічних режимах.
4. Позитивні сторони кваліфікаційної роботи: Вагомою перевагою роботи є використання сучасного програмного середовища MATLAB/Simulink для створення детальної динамічної моделі, що враховує нелінійності газотурбінної установки. Варто відзначити комплексний підхід до стратегії керування, який поєднує вимоги до стабілізації частоти обертання з оптимізацією термодинамічних параметрів температури вихлопу для потреб когенерації. Також позитивним є врахування екологічних аспектів через алгоритми керування бідним горінням для зниження викидів NOx.
5. Негативні сторони кваліфікаційної роботи: Робота не містить критичних недоліків, проте можна відзначити, що в розділі експериментальних досліджень розглядаються переважно ідеалізовані збурення, а саме сходинка навантаження, і менше уваги приділено поведінці системи при реальних стохастичних змінах навантаження в мережі. Також аналіз економічної ефективності впровадження методу міг би бути більш розширеним.

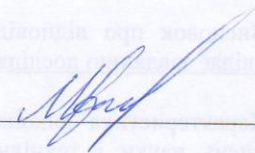
6. Відгук про роботу в цілому: Кваліфікаційна робота повністю відповідає вимогам до кваліфікаційних робіт другого (магістерського) рівня за спеціальністю 174 – Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка.

7. Інші зауваження \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

8. Оцінка кваліфікаційної роботи: Відповідно до критеріїв оцінювання якості виконання кваліфікаційних робіт другого (магістерського) рівня, робота заслуговує на 6 балів.  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

РЕЦЕНЗЕНТ (прізвище, ім'я, по-батькові, посада, місце роботи): Мішан Віктор Володимирович, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри телекомунікацій, медійних та інтелектуальних технологій Хмельницького національного університету.

«21» грудня 2025 р.

 (підпис)