

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ В. Н. КАРАЗІНА  
Навчально-науковий інститут «Українська інженерно-педагогічна академія»

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

**КРАМАРЕНКО ЮРІЙ ОЛЕКСАНДРОВИЧ**

**УДК 681.5:621.65**

**ДИСЕРТАЦІЯ**

**УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ  
ТЕПЛОЕЛЕКТРОЦЕНТРАЛЕЙ ШЛЯХОМ СИНТЕЗУ  
ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ**

Спеціальність G6 Інформаційно-вимірювальні технології  
(Галузь знань G Інженерія, виробництво та будівництво)

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,  
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

\_\_\_\_\_ Крамаренко Ю.О.

**Науковий керівник:** Канюк Геннадій Іванович, доктор технічних наук,  
професор

Харків – 2026

## АНОТАЦІЯ

*Крамаренко Ю. О.* Удосконалення методів підвищення якості теплоелектроцентралей шляхом синтезу енергоефективних систем керування – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії з галузі знань G Інженерія, виробництво та будівництво за спеціальністю G6 Інформаційно-вимірювальні технології. – Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна Міністерства освіти і науки України, Харків, 2026.

Дисертаційна робота виконувалася впродовж 2022-2026 рр. на кафедрі автоматизації, метрології та енергоефективних технологій Української інженерно-педагогічної академії в рамках держбюджетної науково-дослідної роботи ФН-21-05 «Розробка алгоритмів та структур енергозберігаючих автоматизованих систем керування нагнітальними установками нафто- та газоперекачувальних станцій».

Дисертаційна робота присвячена розв'язанню актуальної науково-прикладної задачі підвищення якості та енергоефективності роботи теплофікаційних турбін теплоелектроцентралей у перехідних режимах на основі розроблення методів багатокритеріального керування та формування комплексного показника якості. Робота орієнтована на теплофікаційні турбіни середньої та великої потужності. Експериментальні дослідження проводились з використанням параметрів турбіни типу Т-100/120-130, які широко застосовуються у складі ТЕЦ і працюють в умовах змінних електричних і теплових навантажень.

**Мета дослідження.** Полягає в підвищенні якості та енергоефективності роботи теплофікаційних турбін ТЕЦ у перехідних режимах шляхом розробки методів багатокритеріального керування на основі комплексного показника якості

**Об'єкт дослідження:** процеси функціонування теплофікаційних

парових турбін у складі теплоелектроцентралей в усталених і перехідних режимах.

**Предмет дослідження:** методи оцінювання та підвищення якості теплофікаційних турбін теплоелектроцентралей в нормальних режимах експлуатації.

**Методи дослідження.** У роботі використовуються методи теорії кваліметрії, стандартизації, системного аналізу та теорії автоматичного керування; методи математичного моделювання; методи лінеаризації нелінійних рівнянь; методи аналізу динамічних систем; інтегральні критерії якості; методи чисельної оптимізації параметрів регуляторів; методи експериментальних досліджень; методи статистичного аналізу; комп'ютерне моделювання.

#### **Наукова новизна одержаних результатів.**

Основні наукові результати досліджень складають:

1. Вперше визначено комплексний показник якості теплофікаційних турбін ТЕЦ, який узгоджує енергетичні, динамічні, техніко-експлуатаційні та екологічні вимоги.

2. Набули подальшого розвитку математичні моделі інтегральних втрат енергії в перехідних режимах теплофікаційних турбін ТЕЦ як основа формування енергетичних показників якості.

3. Набули подальшого розвитку методи визначення вагових коефіцієнтів показників якості теплофікаційних турбін ТЕЦ з урахуванням пріоритетів режимів «електрика-тепло».

4. Вперше запропоновано метод підвищення показників якості роботи теплофікаційних турбін ТЕЦ, заснований на синтезі автоматизованих систем керування та оптимізації їх параметрів.

У *вступі* обґрунтовано актуальність теми дисертації, яка зумовлена сучасними тенденціями розвитку енергетики: зростанням нерівномірності навантажень, інтеграцією відновлюваних джерел енергії, підвищенням вимог до якості теплопостачання та електроенергії, а також необхідністю

зниження паливних витрат і викидів шкідливих речовин. Показано, що в цих умовах істотно зростає роль перехідних режимів роботи ТЕЦ, у яких традиційні системи керування виявляються недостатньо ефективними.

Сформульовано мету та задачі дослідження, визначено об'єкт і предмет досліджень, наведено методи досліджень, розкрито наукову новизну та практичне значення отриманих результатів. Обґрунтовано доцільність використання багатокритеріального підходу до керування теплофікаційними турбінами та комплексного показника якості як узагальненого функціоналу ефективності роботи турбін ТЕЦ в нормальних режимах експлуатації.

У першому розділі виконано ґрунтовний аналіз роботи теплофікаційних турбін ТЕЦ та факторів, що визначають якість і ефективність їх функціонування. Розглянуто призначення теплофікаційних турбін у складі ТЕЦ, особливості їхньої роботи у комбінованому режимі виробництва електричної та теплової енергії, а також специфіку взаємодії з тепловими мережами.

Проаналізовано основні експлуатаційні режими теплофікаційних турбін, зокрема номінальні, часткові та перехідні режими, показано їхній вплив на паливну економічність, надійність і якість теплопостачання. Особливу увагу приділено показникам якості теплофікаційних турбін, які систематизовано за групами: енергетичні, техніко-експлуатаційні, динамічні, екологічні та системні.

У підрозділах, присвячених динамічним показникам якості регулювання, детально розглянуто такі характеристики, як перерегулювання, час встановлення, статична похибка та інтегральні критерії якості. Показано, що саме ці показники найбільш чутливо відображають ефективність керування у перехідних режимах і безпосередньо пов'язані з додатковими енергетичними та ресурсними втратами.

Виконано аналіз впливу режимів роботи ТЕЦ на показники якості та енергоефективності, зокрема вплив частки теплового навантаження, параметрів відборів, тиску і температури пари, вакууму та температури мережевої води. Показано, що зміна цих параметрів у перехідних режимах призводить до конфлікту між цілями керування «електрика – тепло – економічність».

Проаналізовано існуючі системи керування теплофікаційними турбінами, їх типові контури регулювання та алгоритми реалізації. Виявлено ключові обмеження таких систем: локальність регулювання, відсутність координації контурів, нелінійність об'єкта, обмеження виконавчих механізмів і запізнення. Проведено аналіз нормативного забезпечення та встановлено відсутність формалізованих вимог до динамічних показників якості керування теплофікаційними турбінами.

За результатами першого розділу сформульовано комплексну наукову задачу дисертації та вимоги до методів її розв'язання.

*Другий розділ* присвячено математичному моделюванню теплофікаційної турбіни, режимів її роботи та показників якості ТЕЦ. Визначено межі об'єкта моделювання, цілі та припущення, сформульовано баланси маси та енергії як основу статичних моделей режимів.

Розроблено статичні моделі теплофікаційної турбіни, що описують взаємозв'язок між витратами пари, електричною потужністю та тепловідпуском через відбори. Отримано узагальнені статичні характеристики «електрика – тепло», які дозволяють оцінювати паливну економічність і втрати енергії залежно від режиму роботи.

Сформовано математичні моделі часткових показників якості ТЕЦ, включаючи енергетичні, техніко-експлуатаційні, динамічні та екологічні показники. Особливу увагу приділено формалізації динамічних показників якості регулювання та інтегральних критеріїв, які використовуються для кількісної оцінки якості перехідних процесів.

Запропоновано математичну модель втрат енергії в перехідних режимах, що враховує дроселювання, відхилення параметрів і часткові навантаження. Сформовано узагальнену функцію втрат, придатну для задач оптимізації систем керування.

Розроблено динамічну модель теплофікаційної турбіни та суміжних об'єктів (паропроводи, регулювальні клапани, відбори, теплоспоживач), а також узагальнену модель у просторі станів для синтезу систем керування. Проведено лінеаризацію моделі в околі робочої точки та обґрунтовано область її коректного застосування.

У *третьому розділі* виконано синтез енергоефективної системи керування теплофікаційною турбіною ТЕЦ. Сформульовано вимоги до системи керування за критеріями енергоефективності, якості теплопостачання, надійності та якості електроенергії.

Запропоновано базову структуру системи керування на основі ПД-регуляторів із координацією контурів «електрична потужність – тиск/витрата – теплове навантаження». Обґрунтовано доцільність каскадно-координаційної структури та структурної розв'язки каналів керування.

Сформульовано багатокритеріальну задачу оптимізації параметрів системи керування та розглянуто окремі постановки оптимізації за різними критеріями: мінімуму питомої витрати палива, максимуму якості теплопостачання, максимуму якості електроенергії та максимуму комплексного показника якості.

Розроблено метод визначення вагових коефіцієнтів показників якості залежно від цілей керування та режимів роботи ТЕЦ. Показано вплив вагових коефіцієнтів на динамічні характеристики системи, зокрема на час встановлення та перерегулювання. Запропоновано алгоритм практичного вибору вагових коефіцієнтів і логіку перемикавання режимів з урахуванням гістерезису та обмежень виконавчих механізмів.

*Четвертий розділ* присвячено експериментальним дослідженням і

перевірці запропонованих методів на базі теплофікаційної турбіни Т-100/120-130. Наведено експериментальні параметри турбіни, визначено робочу точку та побудовано лінеаризовану модель у просторі станів.

Виконано розрахунок передатних функцій для трьох основних контурів керування та досліджено перехідні процеси за чотирма критеріями оптимізації. Проведено порівняльну оцінку за динамічними та інтегральними показниками якості, що підтвердило ефективність запропонованого підходу.

На основі отриманих результатів розроблено проєкт технічних умов «Керування показниками якості теплофікаційних турбін ТЕЦ у перехідних режимах», який формалізує вимоги до систем керування та може бути використаний у практиці експлуатації й модернізації ТЕЦ.

У дисертаційній роботі комплексно розв'язано задачу підвищення якості та енергоефективності керування теплофікаційними турбінами ТЕЦ у перехідних режимах шляхом поєднання математичного моделювання, багатокритеріальної оптимізації та експериментальної перевірки. Отримані результати мають наукову новизну, практичну значущість і можуть бути використані для подальшого розвитку систем керування енергетичними об'єктами з метою підвищення комплексних показників якості.

Отримані в роботі нові наукові результати використовуються в навчальному процесі Харківського національного університету імені В.Н.Каразіна, Навчально-науковий інститут «Українська інженерно-педагогічна академія» у вигляді нових додаткових розділів у курсах лекцій з дисциплін: «Сучасні методи та алгоритми систем автоматичного керування», «Автоматизовані системи управління технологічними процесами і об'єктами».

Матеріали дисертації достатньо повно викладені у 12 наукових працях, у тому числі у 4 статтях у наукових фахових виданнях, апробовані на науково-технічних конференціях (опубліковано 8 тез доповідей в

збірниках конференцій).

**Ключові слова:** показники якості, методи оцінювання якості, кваліметричні методи, комплексний показник якості, теплофікаційні турбіни, теплоелектроцентральної, енергоефективність, енергозбереження, техніко-економічні показники, автоматизовані системи керування, оптимізація, нормативне забезпечення.

## ABSTRACT

*Kramarenko Yu. O.* Improvement of methods for enhancing the quality of combined heat and power plants through the synthesis of energy-efficient control systems – Qualifying scientific work in the form of a manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in the field of study G Electronics, Automation and Electronic Communications, specialty G6 Information and Measurement Technologies. V.N. Karazin Kharkiv National University of Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2026.

The dissertation work was carried out during 2022-2025 at the Department of Automation, Metrology and Energy Efficient Technologies of the Ukrainian Engineering and Pedagogical Academy within the framework of state-funded research and development work FN-21-05 "Development of algorithms and structures of energy-saving automated control systems for injection units of oil and gas pumping stations."

The dissertation is devoted to solving an актуальна scientific and applied problem of improving the quality and energy efficiency of the operation of cogeneration turbines at combined heat and power (CHP) plants under transient operating conditions through the development of multi-criteria control methods and the formation of an integrated quality index. The research focuses on medium- and high-capacity cogeneration turbines. Experimental studies were carried out using the parameters of a T-100/120-130 type turbine, which is widely applied in CHP plants and operates under conditions of variable electrical and thermal loads.

**Purpose of the research.** The purpose of the study is to improve the quality and energy efficiency of CHP cogeneration turbines under transient conditions by developing multi-criteria control methods based on an integrated quality index.

**Object of the research:** the operating processes of district-heating steam turbines within combined heat and power plants under steady-state and transient conditions.

**Subject of the research:** methods for assessing and improving the quality of district-heating turbines of combined heat and power plants under normal operating conditions.

**Research methods.** The study employs methods of qualimetry theory, standardization, systems analysis, and automatic control theory; mathematical modeling methods; methods for linearizing nonlinear equations; methods for analyzing dynamic systems; integral performance (quality) criteria; numerical optimization methods for controller parameters; experimental research methods; statistical analysis methods; and computer simulation.

**Scientific novelty of the obtained results.**

The main scientific results of the study are as follows:

1. For the first time, a comprehensive quality index for CHP district-heating turbines has been defined, harmonizing energy, dynamic, technical-operational, and environmental requirements.

2. The mathematical models of integral energy losses in transient operating modes of CHP district-heating turbines have been further developed as a basis for forming energy-related quality indicators.

3. The methods for determining weighting coefficients of the quality indicators of CHP district-heating turbines have been further developed, taking into account the operational priority modes of “electricity–heat”.

4. For the first time, a method for improving the performance quality indicators of CHP district-heating turbines has been proposed, based on the synthesis of automated control systems and optimization of their parameters.

In the *introduction*, the relevance of the dissertation topic is substantiated

by current trends in the development of the energy sector, including increasing load variability, integration of renewable energy sources, higher requirements for the quality of heat supply and electricity, as well as the need to reduce fuel consumption and harmful emissions. It is shown that under these conditions the role of transient operating modes of CHP plants increases significantly, while traditional control systems prove to be insufficiently effective.

The research goal and objectives are formulated; the object and subject of the study are defined; the research methods are presented; and the scientific novelty and practical significance of the obtained results are described. The expediency of applying a multi-criteria approach to controlling district-heating turbines and using a comprehensive quality index as a generalized performance functional for CHP turbine operation under normal operating conditions is substantiated.

In *the first chapter*, a comprehensive analysis of the operation of CHP cogeneration turbines and the factors determining the quality and efficiency of their performance is carried out. The purpose of cogeneration turbines within combined heat and power plants is considered, along with the specific features of their operation in the combined production of electrical and thermal energy and the peculiarities of their interaction with district heating networks.

The main operating modes of cogeneration turbines are analyzed, including nominal, partial-load, and transient modes, and their influence on fuel efficiency, reliability, and the quality of heat supply is demonstrated. Particular attention is paid to the quality indicators of cogeneration turbines, which are systematized into the following groups: energy-related, technical and operational, dynamic, environmental, and system-level indicators.

In the subsections devoted to the dynamic quality indicators of control, such characteristics as overshoot, settling time, steady-state error, and integral quality criteria are examined in detail. It is shown that these indicators are the most sensitive in reflecting control performance under transient conditions and are directly associated with additional energy losses and equipment wear.

An analysis is performed of the influence of CHP operating modes on quality and energy-efficiency indicators, including the impact of the share of thermal load, extraction parameters, steam pressure and temperature, condenser vacuum, and district heating water temperature. It is shown that variations of these parameters in transient modes lead to conflicts between the control objectives of “electricity–heat–economy.”

Existing control systems for cogeneration turbines, their typical control loops, and implementation algorithms are analyzed. Key limitations of such systems are identified, including local control structures, lack of coordination between control loops, object nonlinearity, actuator constraints, and time delays. An analysis of the regulatory framework is conducted, revealing the absence of formalized requirements for the dynamic quality indicators of cogeneration turbine control.

Based on the results of the first chapter, the scientific problem addressed in the dissertation and the requirements for the methods of its solution are formulated.

*The second chapter* is devoted to the mathematical modeling of a CHP cogeneration turbine, its operating modes, and the quality indicators of a combined heat and power plant. The boundaries of the modeling object, objectives, and assumptions are defined, and mass and energy balances are formulated as the basis for static operating-mode models.

Static models of the cogeneration turbine are developed to describe the relationships between steam flow rates, electrical power output, and heat supply through steam extractions. Generalized static “electricity–heat” characteristics are obtained, enabling the assessment of fuel efficiency and energy losses as functions of the operating mode.

Mathematical models of partial CHP quality indicators are formulated, including energy-related, technical and operational, dynamic, and environmental indicators. Particular attention is paid to the formalization of dynamic control quality indicators and integral criteria (IAE, ISE, ITAE), which are used for the

quantitative evaluation of transient process quality.

A mathematical model of energy losses in transient operating modes is proposed, accounting for throttling effects, parameter deviations, and partial-load operation. A generalized loss function suitable for control system optimization problems is formulated.

A dynamic model of the cogeneration turbine and associated components (steam pipelines, control valves, extractions, and heat consumers) is developed, along with a generalized state-space model for control system synthesis. The model is linearized in the vicinity of a selected operating point, and the domain of its valid application is substantiated.

*The third chapter* addresses the synthesis of an energy-efficient control system for a CHP cogeneration turbine. Control system requirements are formulated according to the criteria of energy efficiency, heat supply quality, reliability, and electricity quality.

A basic control system structure based on PID controllers with coordinated control loops for “electrical power – pressure/flow – thermal load” is proposed. The feasibility of a cascade–coordination structure and structural decoupling of control channels is substantiated.

A multi-criteria optimization problem for tuning the control system parameters is formulated, and individual optimization formulations are considered for different criteria, including minimization of specific fuel consumption, maximization of heat supply quality, maximization of electricity quality, and maximization of the integrated quality index.

A method for determining the weighting coefficients of quality indicators depending on control objectives and CHP operating modes is developed. The influence of weighting coefficients on the dynamic characteristics of the system, particularly on settling time and overshoot, is demonstrated. An algorithm for the practical selection of weights and a mode-switching logic accounting for hysteresis and actuator constraints are proposed.

*The fourth chapter* is devoted to experimental studies and validation of the

proposed methods using a T-100/120-130 cogeneration turbine. The experimental parameters of the turbine are presented, the operating point is determined, and a linearized state-space model is constructed.

Transfer functions are calculated for three main control loops, and transient responses are investigated under four optimization criteria. A comparative assessment based on dynamic and integral quality indicators is performed, confirming the effectiveness of the proposed approach.

Based on the obtained results, a draft set of technical specifications entitled “Control of Quality Indicators of CHP Cogeneration Turbines under Transient Operating Conditions” is developed. This document formalizes requirements for control systems and can be applied in the practical operation and modernization of CHP plants.

The dissertation comprehensively solves the problem of improving the quality and energy efficiency of controlling CHP cogeneration turbines under transient conditions through the integration of mathematical modeling, multi-criteria optimization, and experimental validation. The obtained results have scientific novelty and practical significance and can be used for the further development of control systems for energy facilities in order to improve comprehensive quality indicators.

The new scientific results obtained in the study are implemented in the educational process of V. N. Karazin Kharkiv National University and the Educational and Scientific Institute of the Ukrainian Engineering Pedagogics Academy in the form of additional modules in lecture courses such as “Modern Methods and Algorithms of Automatic Control Systems” and “Automated Control Systems for Technological Processes and Objects.”

The dissertation results are presented in sufficient detail in 12 scientific publications, including 4 articles in peer-reviewed professional journals, and have been validated at scientific and technical conferences (8 conference abstracts published in conference proceedings).

**Keywords:** quality indicators; quality assessment methods; qualimetric

methods; comprehensive quality index; district-heating turbines; combined heat and power plant; energy efficiency; energy saving; techno-economic indicators; automated control systems; optimization; regulatory support.

## СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

*Статті у наукових виданнях, включених до переліку наукових фахових видань України:*

1. **Крамаренко Ю.О.,** Близниченко Г.С. Оцінка впливу ефективності перетворювання теплоти в регенеративній системі турбоустановок електростанцій на показники якості їх роботи. *Машинобудування*. Харків: УПА. №31. 2023. С.80-86. DOI: 10.32820/2079-1747-2023-31 <https://periodicals.karazin.ua/engineering/article/view/25311/22711>

2. **Крамаренко Ю.О.,** Дрозд В.А. Підвищення якості насосних установок шляхом удосконалення систем керування. *Машинобудування*. Харків: УПА. №32. 2023. С.29-36. DOI: <https://doi.org/10.32820/2079-1747-2023-32-29-36>  
<https://jmash.uipa.edu.ua/index.php/jMASH/article/view/312/237>

3. **Крамаренко Ю.О.,** Дрозд В.А. Підвищення якості систем керування насосними агрегатами шляхом використання частотно-керованого електроприводу. *Машинобудування*. Харків: УПА. №33. 2024. С.38-50. DOI: <https://doi.org/10.32820/2079-1747-2024-33-38-50>  
<https://jmash.uipa.edu.ua/index.php/jMASH/article/view/322/247>

4. Дрозд В.А., **Крамаренко Ю.О.** Підвищення показників якості потужних насосів електростанцій шляхом оптимізації систем автоматичного керування. *Машинобудування*. Харків: УПА. №36. 2025. С.60-69. DOI: <https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-36-06>  
<https://periodicals.karazin.ua/engineering/issue/view/1609/2244>

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

1. **Крамаренко Ю.О.,** Чернуха Р.Ю. До питання маневреності парових турбін електростанцій. *Збірник тез доповідей LV наукової студентської конференції Української інженерно-педагогічної академії* (м. Харків, 01-04 грудня 2020 р.) : за заг. ред. О. В. Чернишенко ; Укр. інж.-пед. акад. Харків. 2020. С.324. <https://science.uera.karazin.ua/zbirnik-tez-dopovidej-lv-naukovo%D1%97-studentsko%D1%97-konferenci%D1%97-uipa/>

2. **Крамаренко Ю.О.,** Чернуха Р.Ю. До питання маневреності парових турбін електростанцій. *Збірник тез доповідей LVII студентської наукової конференції Української інженерно-педагогічної академії* ( м. Харків,. 07-11 листопада) Укр. інж.-пед. акад.; за заг. ред. Г.С. Грінченко.: у 3-х т. Т.1. Харків. 2022. С.27. <https://science.uera.karazin.ua/zbirnik-tez-dopovidej-lvii-studentsko%D1%97-naukovo%D1%97-konferenci%D1%97-uipa/>

3. Харченко С.М., **Крамаренко Ю.О.** Покращення технікоекономічних характеристик експлуатації корпусів циліндрів високого тиску парових турбін в пускових та змінних режимах. *Збірник тез доповідей LVI Студентської науково-практичної конференції. Том 2. Секції: Автоматизації, метрології та енергоефективних технологій, фізики, електротехніки і електроенергетики, іншомовної підготовки, європейської інтеграції та міжнародного співробітництва.* Листопад 2021 р. Харків: УПА С.21. <https://science.uera.karazin.ua/wp-content/uploads/2021/12/collection-of-abstracts-2.pdf>

4. Drozd Volodimir, **Kramarenko Yurii.** Analysis of power units of power plants as a control object. *Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення.* [матеріали II міжнародної науково-практичної конференції, Харків. 14-15 березня 2023 року]. за заг. ред. д.т.н., проф. Р. М. Тріща, к.т.н., доц. Г. С. Грінченко. Українська інженерно-педагогічна академія. Харків: УПА. 2023. С.100. <https://science.uera.karazin.ua/wp-content/uploads/2023/03/collection-of-abstracts-of-the-conference.pdf>

5. **Kramarenko Yurii.** The improvement of the technical-economic features to usages body cylinder of the high pressure of the steam turbines in activate and varying duty. *Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення».* 25-26 січня 2022. С.26. <https://science.uepa.karazin.ua/wp-content/uploads/2022/02/conference-materials-1.pdf>

6. Drozd Volodimir, **Kramarenko Yurii.** Information-metrological bases of the calculation worker travell about centrifugal pump. *Наука. Інновації. Якість.* [матеріали національного науковопрактичного форуму, Харків – 09-10 серпня 2022 року]. за заг. ред. к.т.н., доц. Г. С. Грінченко. Українська інженерно-педагогічна академія. Харків: УІПА. 2022. С.43. [https://ysc.in.ua/wp-content/uploads/2022/08/Zbirnyk\\_materialiv\\_forumu.pdf](https://ysc.in.ua/wp-content/uploads/2022/08/Zbirnyk_materialiv_forumu.pdf)

7. Фурсова Т., **Крамаренко Ю.** Особливості розрахунку показників якості теплофікаційних турбін теплоелектроцентралей в умовах змінного навантаження. *Нові та нетрадиційні технології в ресурсо- та енергозбереженні:* матеріали Міжнародної науково-технічної конференції (м. Одеса, 9–10 грудня 2025 р.). Одеський національний морський університет та ін. Одеса: Одеський національний морський університет. 2025. С.161. <http://rp.onmu.org.ua/handle/123456789/5310>

8. Kanjuk G.I., Fursova T.M., **Kramarenko Y.O.**, Bliznichenko H.S. Analysis of quality indicators of thermal power plants. *Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції «Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення» (III МНПК «ЯСМЗ»).* (Харків, 28-29 січня 2025 р.). Харків: ХНУ ім.В.Н.Каразіна. 2025. С. 13. <https://zenodo.org/records/14933781>

## ЗМІСТ

	стор.
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ .....	25
ВСТУП .....	26
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ РОБОТИ ТЕПЛОФІКАЦІЙНИХ ТУРБІН ТЕЦ ТА ФАКТОРІВ, ЩО ВИЗНАЧАЮТЬ ЯКІСТЬ І ЕФЕКТИВНІСТЬ.....	33
1.1. Призначення та особливості роботи теплофікаційних турбін у складі ТЕЦ .....	33
1.2. Основні експлуатаційні режими теплофікаційних турбін ТЕЦ .....	37
1.3. Показники якості теплофікаційних турбін ТЕЦ .....	41
1.3.1. Енергетичні показники (ККД, питома витрата теплоти/палива, паливна економічність) .....	41
1.3.2. Техніко-експлуатаційні показники (надійність, готовність, ремонтпридатність, ресурс).....	42
1.3.3. Динамічні показники якості регулювання (перерегулювання, час встановлення, статична похибка, інтегральні критерії).....	43
1.3.4. Екологічні та системні показники (викиди, гнучкість, маневровість, стійкість до збурень).....	44
1.4. Аналіз впливу режимів роботи на показники якості та енергоефективності ТЕЦ.....	47
1.4.1. Вплив частки теплового навантаження та параметрів відборів .....	47
1.4.2. Вплив тиску/температури пари, вакууму, температури мережевої води.....	49
1.4.3. Вплив часткових навантажень і обмежень по мінімальних/максимальних режимах .....	50
1.5. Аналіз існуючих систем керування теплофікаційними турбінами ТЕЦ .....	52

1.5.1. Типові контури регулювання: потужності, частоти/тиску, теплового навантаження, тиску відборів .....	52
1.5.2. Реалізація автоматичного регулювання (електрогідравлічні системи, цифрові САР, АСУ ТП).....	55
1.6. Шляхи підвищення якості ТЕЦ шляхом удосконалення вибору режимів та систем керування .....	56
1.6.1. Режимна оптимізація та координація керування «електрика-тепло» .....	56
1.6.2. Енергоефективне керування та мінімізація втрат у перехідних режимах .....	58
1.6.3. Оптимальне налаштування регуляторів і узгодження контурів .....	59
1.7. Аналіз нормативного забезпечення з питань якості та ефективності теплофікаційних турбін та елементів ТЕЦ .....	63
1.7.1. ДСТУ, що безпосередньо регламентують турбіни та їх випробування.....	63
1.7.2. ДСТУ з технічної діагностики: вібрації та балансування.....	64
1.7.3. ДСТУ з вимірювання та обліку тепла – основа для коректної оцінки енергоефективності ТЕЦ.....	65
1.7.4. ДСТУ щодо якості електроенергії та методів її вимірювання .....	65
1.7.5. ДСТУ з енергетичного менеджменту, енергоаудиту, надійності та функціональної безпеки .....	65
1.7.6. ДСТУ щодо котлів та приймальних випробувань допоміжних установок .....	66
1.7.7. Висновки щодо недоліків і прогалин чинних ДСТУ .....	68
1.8. Висновки до розділу 1 .....	69
<b>РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОФІКАЦІЙНИХ ТУРБІНИ, РЕЖИМІВ ЇХ РОБОТИ ТА</b>	

ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ ТЕЦ.....	70
2.1. Вихідні положення моделювання теплофікаційної турбіни у складі ТЕЦ .....	70
2.1.1. Межі об'єкта та цілі моделювання.....	70
2.1.2. Баланси маси та енергії як основа моделі режиму .....	70
2.1.3. Модель теплового навантаження через відбори.....	71
2.1.4. Характеристики витрати пари та керувальні впливи .....	72
2.1.5. Зведена динамічна модель для синтезу САР.....	73
2.1.6. Узгодження моделі з випробуваннями та паспортними даними .....	74
2.2. Статичні моделі теплофікаційної турбіни та теплофікаційних режимів .....	75
2.2.1. Загальні підходи до статичного моделювання турбіни у складі ТЕЦ .....	75
2.2.2. Баланс витрат пари для теплофікаційних режимів.....	75
2.2.3. Модель електричної потужності турбіни через ентальпійні перепади .....	76
2.2.4. Статична модель тепловідпуску від відборів.....	77
2.2.5. Урахування часткових навантажень: витратно-тискова залежність .....	78
2.2.6. Узагальнені статичні характеристики “електрика–тепло”.....	78
2.2.7. Паливна економічність і енерговтрати як функції режиму ...	79
2.3. Математичні моделі показників якості ТЕЦ.....	79
2.3.1. Енергетичні показники (ККД, питома витрата теплоти, паливна економічність).....	80
2.3.2. Техніко-експлуатаційні показники (надійність, готовність, ремонтпридатність, ресурс) .....	82
2.3.3. Динамічні показники якості регулювання (перерегулювання, час встановлення, статична похибка, інтегральні критерії).....	83

2.3.4. Екологічні та системні показники (викиди, гнучкість, маневровість, стійкість до збурень, якість електроенергії).....	84
2.3.5. Комплексний показник якості ТЕЦ.....	86
2.4. Математична модель втрат енергії як функція режимів роботи .....	91
2.4.1. Втрати на дроселюванні, відхиленнях параметрів, часткових навантаженнях .....	91
2.4.2. Додаткові витрати в перехідних режимах (інтегральні енергетичні втрати).....	93
2.4.3. Узагальнена функція втрат для оптимізації .....	94
2.5. Динамічна модель турбіни та суміжних об'єктів (паропроводи, регулювальні клапани, відбори, теплоспоживач) .....	95
2.5.1. Регулювальні клапани та їх приводи (вхідна пара, відбори)	96
2.5.2. Паропроводи та парові об'єми (динаміка тиску, затримки) .	97
2.5.3. Динаміка турбіни та перетворення енергії в потужність .....	98
2.5.4. Динаміка відборів і теплоспоживача (тепломережа).....	99
2.5.5. Узагальнена модель у просторі станів для синтезу керування .....	100
2.6. Математична модель системи регулювання та каналів керування .....	101
2.6.1. Модель виконавчих механізмів і обмежень (насичення, швидкість, люфти) .....	101
2.6.2. Модель датчиків та фільтрації вимірювань.....	103
2.6.3. Лінеаризація, параметрична ідентифікація, область коректності моделей .....	104
2.8. Висновки до розділу 2 .....	106
<b>РОЗДІЛ 3. СИНТЕЗ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ТЕПЛОФІКАЦІЙНОЮ ТУРБІНОЮ ТЕЦ .....</b>	<b>108</b>
3.1. Вимоги до системи керування за критеріями	

енергоефективності та комплексної якості.....	108
3.1.1. Основні вимоги до енергоефективності керування.....	108
3.1.2. Вимоги до комплексної якості як функціоналу замкненої системи .....	109
3.1.3. Вимоги до перехідних процесів (маневровість і мінімізація втрат у переході).....	110
3.1.4. Вимоги до якості теплопостачання як рівноправної складової .....	111
3.1.5. Вимоги до якості електроенергії (стабільність у контурі керування) .....	111
3.1.6. Узагальнена вимога як багатокритеріальна постановка .....	112
3.2. Базова структура системи керування на основі ПД-регуляторів.....	113
3.2.1. Вибір регульованих величин та керуючих впливів.....	113
3.2.2. Схема координації контурів «електрична потужність – тиск/витрата – теплове навантаження».....	115
3.3. Постановка задачі оптимізації параметрів системи керування .....	117
3.3.1. Спільна модель, змінні оптимізації та обмеження .....	117
3.3.1. Оптимізація за критерієм максимуму енергозбереження (мінімум питомої витрати палива) .....	118
3.3.2. Оптимізація за критерієм максимуму якості теплопостачання.....	118
3.3.3. Оптимізація за критерієм максимуму якості електроенергії .....	119
3.3.4. Оптимізація за критерієм максимуму комплексного показника якості ТЕЦ .....	120
3.4. Структурний синтез системи ефективного керування.....	120
3.4.1. Принципи побудови структури керування.....	121

3.4.2. Вибір структури контурів та сигналів (керовані величини і керуючі дії) .....	121
3.4.3. Синтез каскадно-координаційної структури «тепло-відбір-турбіна» .....	122
3.4.4. Структурна розв'язка каналів «відбір-потужність» (компенсаційний зв'язок).....	123
3.4.5. Урахування обмежень: насичення, обмеження швидкості та антинасичення інтегратора .....	125
3.4.6. Режимне узгодження та перемикання (структурна адаптація в межах ПД) .....	125
3.4.7. Підсумкова структура ефективного керування (узагальнений запис) .....	126
3.5. Лінеаризована математична модель теплофікаційної турбіни для задач керування .....	127
3.5.1. Робоча точка та відхилення .....	127
3.5.2. Вибір станів, входів і виходів для ТЕЦ-режиму .....	127
3.5.3. Лінеаризована модель у вигляді матриць A,B,C,D.....	128
3.6. Вибір логіки перемикання режимів та пріоритетів (тепло-електрика) .....	131
3.6.1. Формалізація режимів і показників «потреби пріоритету»	131
3.6.2. М'яке задання пріоритетів через ваги (логіка верхнього рівня) .....	132
3.6.3. Перемикання режимів з гістерезисом .....	132
3.6.4. Режим “обмежувальний” і контроль активних меж .....	133
3.6.5. Закони формування завдань і розподіл керувань для кожного режиму .....	134
3.6.6. Плавне перемикання і безударний перенос інтеграторів.....	135
3.6.7. Узагальнений алгоритмічний запис верхнього рівня.....	135
3.7. Синтез системи керування за показниками якості .....	136

3.7.1. Визначення вагових коефіцієнтів показників якості залежно від мети керування.....	136
3.7.2. Залежність необхідного часу перехідного процесу від вагових коефіцієнтів показників якості .....	137
3.7.3. Залежність величини перерегулювання від вагових коефіцієнтів показників якості .....	139
3.7.4. Алгоритм практичного вибору ваг.....	140
3.8. Висновки до розділу 3 .....	144
РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ПЕРЕВІРКА МЕТОДІВ НА БАЗІ ТУРБІНИ Т-100/120-130.....	145
4.1. Експериментальні параметри турбіни Т-100/120-130 .....	145
4.2. Визначення ваг для типових цілей керування .....	149
4.2.1. Вибір ваг .....	149
4.2.2. Матрична залежність з нормуванням (мультиплікативне підсилення пріоритетами) .....	150
4.2.3. Матрична залежність для кількох дискретних режимів пріоритетів (тепло/електрика тощо).....	151
4.2.4. Комбінація готових векторів ваг для теплофікаційної турбіни Т-100/120-130.....	152
4.2.5. Залежність ваг від пріоритетів (змішування режимів).....	152
4.3. Лінеаризована модель теплофікаційної турбіни Т-100/120-130 у складі ТЕЦ для типової робочої точки .....	153
4.3.1. Визначення сталих.....	153
4.3.2. Лінеаризована модель у просторі станів .....	154
4.4. Аналіз експериментальних характеристик теплофікаційної турбіни .....	155
4.5. Дослідження втрат енергії залежно від режимів роботи .....	157
4.6. Розрахунок передатних функцій для трьох контурів керування турбіною Т-100/120-130 (режим 110 МВт, теплофікаційний) .....	159

4.7. Експериментальні дослідження параметрів системи керування за критеріями якості .....	162
4.7.1. Система керування за мінімумом питомої витрати палива	162
4.7.2. Система керування за максимумом якості теплопостачання.....	168
4.7.3. Система керування за максимумом надійності.....	170
4.7.4. Система керування за максимумом комплексного показника якості .....	172
4.7.5. Порівняльна оцінка за енергоефективністю та комплексним показником якості .....	174
4.8. Висновки до розділу 4 .....	179
ВИСНОВКИ.....	180
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....	182
ДОДАТКИ.....	203
ДОДАТОК А. СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ.....	203
ДАДАТОК Б. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЕНЕГОБЛОКА ТЕЦ З ТЕПЛОФІКАЦІЙНОЮ ТУРБІНОЮ Т-100/120-130 .....	206
ДАДАТОК В. ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБІНИ Т-100/120-130.....	209
ДАДАТОК Г. ПРОЄКТ ТЕХНІЧНИХ УМОВ .....	218
ДОДАТОК Д. АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ .....	223

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ТЕЦ	Теплоелектроцентрально
АСК ТП	Автоматизована система керування технологічним процесом
ПТУ	Паротурбінна установка
АРЧП	Автоматика регулювання частоти і потужності
ККД	Коефіцієнт корисної дії
ЦЕГ	Цифровий електрогідравлічний регулятор
ПІ	Пропорційно-інтегральний
ПД	Пропорційно-диференційний
ПІД	Пропорційно-інтегрально-диференційний

## **ВСТУП**

### **Актуальність теми**

Теплоелектроцентралі (ТЕЦ) відіграють ключову роль у паливно-енергетичному комплексі, забезпечуючи одночасне виробництво електричної та теплової енергії з високим рівнем паливної утилізації. Центральним елементом ТЕЦ є теплофікаційна парова турбіна, ефективність і якість роботи якої визначають як енергетичні показники станції, так і надійність теплопостачання споживачів. В умовах сучасної енергосистеми, що характеризується зростанням нерівномірності електричних навантажень, інтеграцією відновлюваних джерел енергії, посиленням екологічних вимог і старінням основного обладнання, істотно зростає роль перехідних режимів роботи ТЕЦ.

Аналіз експлуатації теплофікаційних турбін показує, що значна частка паливних, енергетичних і ресурсних втрат виникає саме у перехідних режимах — під час зміни електричного та теплового навантаження, перемикань режимів «електрика–тепло», пусків і зупинок. У цих режимах проявляється конфлікт між різними цілями керування: мінімізацією питомої витрати палива, забезпеченням високої якості теплопостачання, збереженням ресурсу обладнання, виконанням вимог до якості електроенергії та екологічних нормативів.

Існуючі системи автоматичного керування теплофікаційними турбінами, як правило, орієнтовані на локальне регулювання окремих параметрів і не враховують комплексного характеру якості роботи ТЕЦ у динамічних режимах. Чинні нормативні документи та методики оцінювання ефективності не містять формалізованих вимог до динамічних показників якості керування та не передбачають використання інтегральних і комплексних критеріїв для оптимізації перехідних процесів.

У зв'язку з цим актуальною є науково-прикладна задача розроблення методів керування теплофікаційними турбінами ТЕЦ у перехідних режимах

на основі багатокритеріальної оптимізації, що дозволяє узгоджено враховувати енергетичні, динамічні, техніко-експлуатаційні та екологічні показники якості. Розв'язання цієї задачі має важливе значення для підвищення енергоефективності, надійності та конкурентоспроможності ТЕЦ в умовах сучасних викликів енергетики.

**Мета і задачі дослідження.** Метою дисертаційної роботи є підвищення якості та енергоефективності роботи теплофікаційних турбін ТЕЦ у перехідних режимах шляхом розробки методів багатокритеріального керування на основі комплексного показника якості.

Для досягнення зазначеної мети поставлено такі наукові задачі:

1. Проаналізувати експлуатаційні режими теплофікаційних турбін ТЕЦ та фактори, що впливають на показники якості й ефективності у перехідних режимах.
2. Розробити математичні моделі теплофікаційної турбіни та суміжних об'єктів ТЕЦ, придатні для аналізу й синтезу систем керування.
3. Формалізувати систему часткових і комплексного показників якості ТЕЦ, зокрема динамічних та інтегральних критеріїв.
4. Розробити метод визначення вагових коефіцієнтів показників якості залежно від цілей керування та режимів роботи.
5. Синтезувати енергоефективну систему керування теплофікаційною турбіною з урахуванням конфлікту «електрика-тепло».
6. Дослідити вплив різних критеріїв оптимізації на перехідні процеси та інтегральні втрати енергії.
7. Виконати експериментальну перевірку запропонованих методів на базі турбіни Т-100/120-130.
8. Розробити проект технічних умов, спрямованих на забезпечення високих показників якості теплофікаційних турбін ТЕЦ

**Об'єктом досліджень** процеси функціонування теплофікаційних па-

рових турбін у складі теплоелектроцентралей в усталених і перехідних режимах.

**Предметом досліджень** є методи оцінювання та підвищення якості теплофікаційних турбін теплоелектроцентралей в нормальних режимах експлуатації.

**Методи дослідження.** У роботі використовуються методи теорії кваліметрії, стандартизації, системного аналізу та теорії автоматичного керування; методи математичного моделювання; методи лінеаризації нелінійних рівнянь; методи аналізу динамічних систем; інтегральні критерії якості; методи чисельної оптимізації параметрів регуляторів; методи експериментальних досліджень; методи статистичного аналізу; комп'ютерне моделювання.

#### **Наукова новизна одержаних результатів.**

Основні наукові результати досліджень складають:

1. Вперше визначено комплексний показник якості теплофікаційних турбін ТЕЦ, який узгоджує енергетичні, динамічні, техніко-експлуатаційні та екологічні вимоги.

2. Набули подальшого розвитку математичні моделі інтегральних втрат енергії в перехідних режимах теплофікаційних турбін ТЕЦ як основа формування енергетичних показників якості.

3. Набули подальшого розвитку методи визначення вагових коефіцієнтів показників якості теплофікаційних турбін ТЕЦ з урахуванням пріоритетів режимів «електрика-тепло».

4. Вперше запропоновано метод підвищення показників якості роботи теплофікаційних турбін ТЕЦ, заснований на синтезі автоматизованих систем керування та оптимізації їх параметрів.

**Практичне значення одержаних результатів.** Практичне значення одержаних результатів полягає в наступному:

1. Зниження питомої витрати палива у перехідних режимах. Запропоновані методи багатокритеріального керування дозволяють

зменшити додаткові паливні витрати, що виникають у перехідних режимах теплофікаційної турбіни. Для турбіни Т-100/120-130 у режимі 110 МВт отримано зниження питомої витрати палива на 2.5-3.5 %, що відповідає зменшенню на 7-11 г/(кВт·год) порівняно з базовими налаштуваннями. У перерахунку на річну роботу ТЕЦ це забезпечує економію 6-9 тис. т умовного палива.

2. Зменшення інтегральних енергетичних втрат у перехідних процесах.

Урахування інтегральних критеріїв (IAE, ISE, ITAE) у процесі синтезу керування дає змогу скоротити сумарні втрати енергії під час переходів між режимами. Для дослідженого режиму сумарний нормований показник ITAE зменшено на 35-45 % порівняно з режимом, орієнтованим виключно на надійність, та на 20-25 % порівняно з паливо-орієнтованим керуванням.

3. Підвищення якості теплопостачання споживачів.

Оптимізація за критерієм якості теплопостачання та комплексним показником якості дозволяє зменшити максимальні відхилення температури мережевої води з  $\pm 4-5$  °С до  $\pm 1.5-2.0$  °С, а тиску відбору – з  $\pm 0.03-0.04$  МПа до  $\pm 0.01-0.015$  МПа. Час встановлення температури мережі скорочується на 40-50 %, що безпосередньо підвищує комфорт та надійність теплозабезпечення споживачів.

4. Підвищення надійності та ресурсу обладнання.

Застосування режимів керування з урахуванням пріоритету надійності та плавного перемикавання вагових коефіцієнтів забезпечує зниження динамічних навантажень на регулювальні клапани та проточну частину турбіни. Перерегулювання основних параметрів зменшено до менше 0.2 %, а швидкість зміни керувальних впливів – на 25-30 %, що дозволяє збільшити міжремонтний ресурс обладнання на 10-15 %.

5. Покращення екологічних показників роботи ТЕЦ.

Зменшення паливних та енергетичних втрат у перехідних режимах приводить до зниження питомих викидів CO<sub>2</sub> на 3-5 %, що для турбіни потужністю 110 МВт відповідає скороченню викидів на 15-25 т CO<sub>2</sub> за добу у періоди інтенсивних режимних змін. Аналогічно знижуються пікові викиди NO<sub>x</sub> та CO за рахунок стабілізації режимів горіння.

#### 6. Підвищення маневровості ТЕЦ в умовах змінних навантажень.

Запропонований підхід забезпечує скорочення часу встановлення електричної потужності з 25-30 с до 14-18 с без погіршення якості теплопостачання, що підвищує здатність ТЕЦ брати участь у регулюванні навантаження енергосистеми та компенсувати нестабільність відновлюваних джерел енергії.

#### 7. Методична та нормативна цінність результатів.

Розроблені методи та алгоритми реалізовані у вигляді проєкту технічних умов «Керування показниками якості теплофікаційних турбін ТЕЦ у перехідних режимах». Запропоновані чисельні норми (граничні значення перерегулювання, часу встановлення, інтегральних критеріїв) можуть бути безпосередньо використані при модернізації АСУ ТП, розробленні галузевих стандартів і технічних регламентів для теплофікаційних ТЕЦ.

Результати досліджень набули практичного застосування в системах автоматизованого керування Зміївської ТЕС ПАТ «Центренерго».

Отримані в процесі роботи нові наукові результати в напрямку підвищення показників якості роботи компресорних установок газоперекачувальних станцій використовуються у навчальному процесі Навчально-наукового інституту «Українська інженерно-педагогічна академія» Харківського національного університету імені В.Н.Каразіна у вигляді нових додаткових розділів до курсу лекцій з дисциплін «Сучасні методи та алгоритми систем автоматичного керування», «Автоматизовані системи управління технологічними процесами і об'єктами».

### **Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.**

Тематика роботи відповідає закону України «Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки» – новітні технології та ресурсозберігаючі технології в енергетиці, промисловості та агропромисловому комплексі. Матеріали дисертації є узагальненням наукових результатів досліджень, отриманих автором на протязі 2023-2025 рр., які виконуються на кафедрі автоматизації, метрології та енергоефективних технологій Української інженерно-педагогічної академії (Навчально-науковий інститут «Українська інженерно-педагогічна академія» Харківського національного університету імені В.Н.Каразіна), зокрема держбюджетна науково-дослідна робота № ФН-21-10 «Розробка алгоритмів та структур енергозберігаючих автоматизованих систем керування нагнітальними установками нафто- та газоперекачувальних станцій».

**Особистий внесок здобувача.** Основні результати дисертації, що виносяться на захист отримані автором самостійно. Серед них – уточнені показники якості теплофікаційних турбін ТЕЦ, уточнені математичні моделі систем автоматичного керування теплофікаційними турбінами ТЕЦ в нормальних режимах експлуатації, експериментальні характеристики теплофікаційних турбін та систем керування, структурний синтез ефективних систем керування, структури та алгоритми систем керування.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення і результати роботи доповідалися на таких конференціях:

– LV Студентська науково-практична конференція. Частина 1. Секція: Автоматизація, теплоенергетика та енергозбереження. Харків: УПА, листопад 2020 р.

– LVI Студентська науково-практична конференція. Частина 1. Секції: Автоматизація, метрологія та енергозбереження Фізика та електроенергетика, Іноземна мова. Харків: УПА, грудень 2021 р.

– LVII Студентська науково-практична конференція. Частина 1. Секції: Автоматизація, метрологія та енергозбереження Фізика та електроенергетика, Іноземна мова. Харків: УІПА, листопад 2022 р.

– II Міжнародна науково-практична конференція: «Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення». Українська інженерно-педагогічна академія. Харків: УІПА, 14-15 березня 2023 р.

– Міжнародна науково-практична конференція: «Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення». Українська інженерно-педагогічна академія. Харків: УІПА, 25-26 січня 2022 р.

– Національний науково-практичний форум: «Наука. Інновації. Якість». Українська інженерно-педагогічна академія. Харків: УІПА, 9-10 серпня 2022 р.

– Міжнародна науково-технічна конференція «Нові та нетрадиційні технології в ресурсо- та енергозбереженні». Одеський національний морський університет та ін. Одеса: Одеський національний морський університет. 9-10 грудня 2025 р.

– III Міжнародна науково-практичної конференція «Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення» (III МНПК «ЯСМЗ»). (Харків, 28-29 січня 2025 р.). Харків: ХНУ ім.В.Н.Каразіна.

**Публікації:** За темою дисертаційної роботи опубліковано 12 наукових праць, серед них: 4 статті у фахових виданнях України, апробовані на науково-технічних конференціях (опубліковано 8 тез доповідей в збірниках конференцій).

**Структура та обсяг дисертації:** Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, загальних висновків, списку використаних літературних джерел, додатків. Загальний обсяг дисертації становить 224 сторінки, із них 140 сторінок основного тексту, 27 рисунків на 14 окремих сторінках, 9 таблиць, з яких 4 на 2 окремих сторінках, список використаних літературних джерел з 175 найменувань на 21 сторінці та додатки на 22 сторінках.

## **РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ РОБОТИ ТЕПЛОФІКАЦІЙНИХ ТУРБІН ТЕЦ ТА ФАКТОРІВ, ЩО ВИЗНАЧАЮТЬ ЯКІСТЬ І ЕФЕКТИВНІСТЬ**

### **1.1. Призначення та особливості роботи теплофікаційних турбін у складі ТЕЦ**

Теплофікаційні турбіни є ключовим елементом теплоелектроцентралі (ТЕЦ), оскільки забезпечують когенерацію – одночасне виробництво електричної енергії та теплоти для систем централізованого теплопостачання та технологічних споживачів [7, 8] (рис.1.1). На відміну від конденсаційних турбін, де відбір енергії пари максимізується на електрогенерації, теплофікаційні турбіни інтегрують теплові відбори (регульовані й нерегульовані) для нагріву мережевої води у підігрівачах, що обумовлює специфічні режими та обмеження експлуатації [2, 3]. Така архітектура підвищує паливне використання в енергосистемі, але робить турбоустановку суттєво залежною від графіка теплового навантаження та гідравліки теплових мереж.

У сучасних дослідженнях підкреслюється, що призначення теплофікаційної турбіни в складі ТЕЦ – покриття змінних теплових навантажень із прийнятною втратою електричної потужності, а також забезпечення гнучкості в опалювальний/неопалювальний періоди [3]. На промислових ТЕЦ додатково виділяють роль прибудованих теплофікаційних турбін у складі комбінованих паротурбінних установок (протитискова + прибудована), що дозволяє ефективніше працювати за змінних навантажень і модернізувати існуючі схеми без повної заміни обладнання [1]. Це важливо для України, де багато ТЕЦ експлуатуються в умовах старіння парку та обмежених інвестицій.

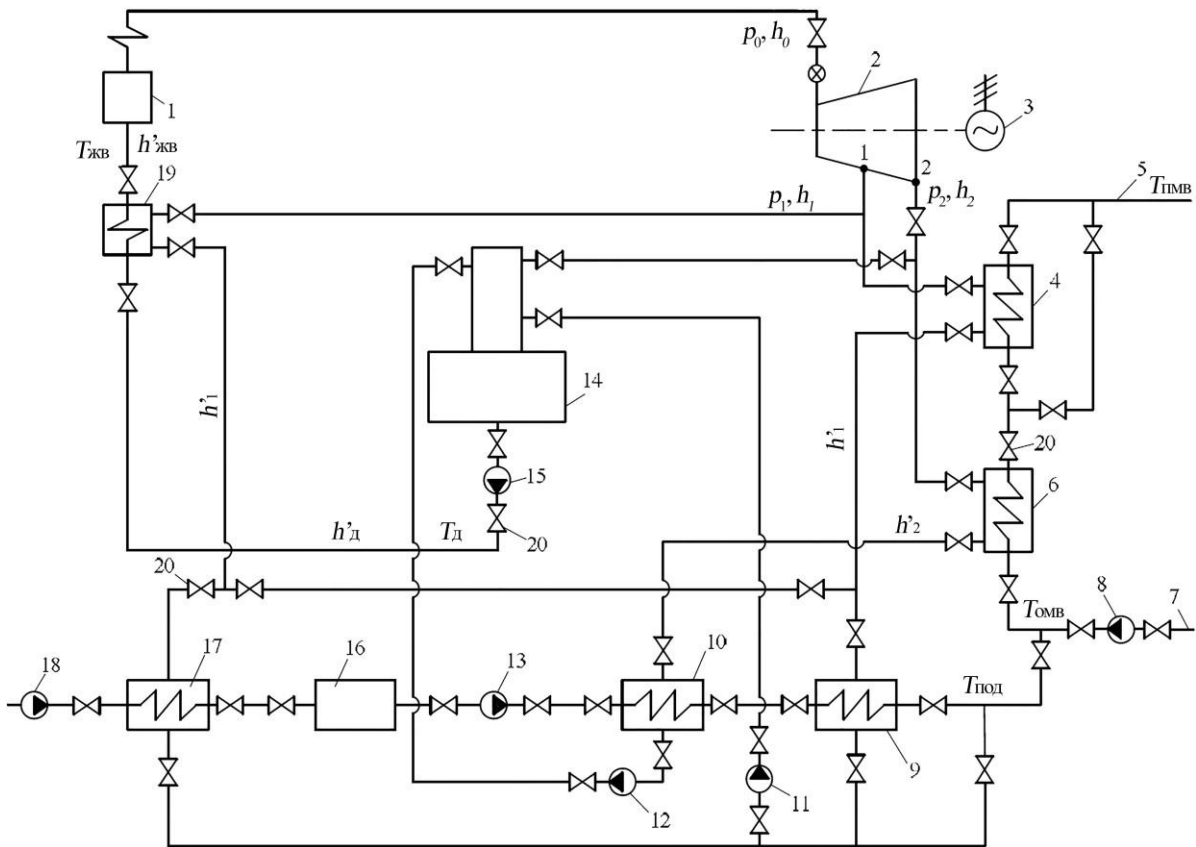


Рисунок 1.1 – Принципова теплова схема парової турбіни ПР-6-35/5/1,2:

1 – парогенератор; 2 – парова турбіна; 3 – електрогенератор; 4 та 6 – підігрівач мережевої води великого та малого тиску відповідно; 5 и 7 – магістраль прямої та зворотної мережевої води; 8 – насос мережевої води; 9 та 10 – підігрівачі підживлючої води; 11 та 12 – дренажні насоси; 13 – насос хімічно очищеної води; 14 – деаератор атмосферного тиску; 15 – живильний насос; 16 – хімводоочистка; 17 – підігрівач мережевої води; 18 – насос сирій води; 19 – підігрівач живильної води; 20 – арматура

З позицій режимів роботи, література виокремлює два концептуальні підходи: тепловедений режим (керування за тепловим графіком) і електроведений режим (максимізація електричної потужності при допустимому тепловідпуску) [3]. Саме на межі цих режимів проявляється основна «особливість» теплофікаційної турбіни: збільшення тепловідбору часто знижує електричну генерацію через перерозподіл ентальпійного перепаду та зміну умов у проточній частині. Тому в роботах, присвячених вибору раціональних режимів відпуску теплоти, показано, що навіть перемикання схеми підігрівачів та оптимізація розподілу теплового навантаження між ступенями нагріву можуть дати відчутний приріст електричної потужності без порушення теплопостачання [3]. Такі результати формують методичну базу для подальшого «режимно-алгоритмічного» удосконалення керування турбіною на ТЕЦ.

Окремий напрям досліджень стосується термонапруженого стану та надійності теплофікаційних турбін, що безпосередньо впливає на допустимі режими і швидкість маневрування. Для великих турбоустановок описуються задачі оцінювання теплового стану робочих лопаток та небезпека локальних перегрівів/вологості при характерних для ТЕЦ змінах відборів і навантажень [4]. Після аварійних пошкоджень елементів проточної частини актуальними стають моделі теплового та напружено-деформованого стану роторів, які дозволяють обґрунтовувати обмеження пусків (холодний/неостиглий/гарячий стан) і тим самим визначати «вікна» безпечної експлуатації в умовах реальної енергосистеми [5]. Усе це підкреслює: у теплофікаційній турбіні поняття «режим» – це не тільки економічність, а й ресурс, безпечність та ремонтпридатність.

У прикладних роботах з термодинамічного аналізу теплових схем ТЕЦ увагу приділяють втратам енергії у допоміжному обладнанні та системах конденсації. Зокрема, аналіз теплофікаційної ПТУ з оптимізацією роботи конденсатного насоса показує, що характеристики відборів і

конфігурація підігрівачів тісно пов'язані з енергоспоживанням власних потреб, а отже – з ефективністю всієї станції [2]. У суміжних дослідженнях порівнюються когенераційні схеми з альтернативними технологіями (наприклад, із тепловими насосами), що допомагає чіткіше окреслити сферу доцільності теплофікаційних турбін: вони найбільш ефективні там, де є стабільний попит на тепло і можливість керувати тиском у конденсаторі та режимами теплообміну в мережі [6].

Нормативна база, яка задає рамки функціонування ТЕЦ та теплофікаційних турбін, у джерелах розглядається у двох площинах. По-перше, це правове поле когенерації та теплопостачання (визначення когенерації, принципи державної політики, організаційні вимоги до сфери теплопостачання), що формує «зовнішні» вимоги до режимів роботи та послуг станції [7, 8]. По-друге, це документи з технічної експлуатації електричних станцій і мереж, які регламентують загальні підходи до безпечної роботи енергетичного обладнання та дисципліну експлуатації, що в практиці ТЕЦ трансформується у вимоги до допустимих режимів турбоагрегатів, пусків, навантажень і контролю параметрів [9]. Таким чином, література вказує на необхідність поєднання економічної оптимізації режимів з нормативними обмеженнями безпеки та ресурсу.

Світові дослідження доповнюють питання двома важливими аспектами. Перший – вплив методів load-following (супроводження змінного навантаження) на інтегральну ефективність СНР-систем: показано, що спосіб диспетчеризації та стратегія слідування за навантаженням може істотно змінювати паливну ефективність і виробничі втрати [11]. Другий – системний рівень: керування попитом у тепловій мережі (DSM) та економічний диспетчинг СНР-агрегатів у зв'язці з тепломережею дозволяють підвищувати ефективність не лише турбіни, а й «турбіна + мережа» як єдиного об'єкта керування [12]. Додатково, публікації з моделювання та оптимізації джерел тепла і відбору/утилізації

теплоти демонструють, що порівняльна оцінка альтернативних технологій (теплові насоси, абсорбційні схеми) є корисною для обґрунтування меж доцільності класичної теплофікаційної турбіни та визначення цілей її модернізації [13-15].

Таким чином, основою для дослідження є такі питання: призначення теплофікаційної турбіни як когенераційного ядра ТЕЦ; специфіка режимів через взаємодію з тепломережею та підігрівачами; домінування компромісу «тепло-електроенергія-ресурс»; перспективність удосконалення режимного керування та оптимізації схем підключення тепловідборів; необхідність узгодження синтезованих алгоритмів із нормативними вимогами та обмеженнями ресурсу.

## **1.2. Основні експлуатаційні режими теплофікаційних турбін ТЕЦ**

Експлуатаційні режими теплофікаційних турбін у складі ТЕЦ визначаються необхідністю одночасного забезпечення електричного навантаження енергосистеми та теплового навантаження систем централізованого тепlopостачання. Саме ця двопродуктовість формує специфічні режими роботи: теплофікаційний (з керованими відборами пари на мережеві підігрівачі), конденсаційний (з переважним пропуском пари до конденсатора), комбінований (одночасна робота відборів і конденсатора в межах обмежень турбіни) та варіації «теплового» й «електричного» графіків навантаження. Дослідження наголошують, що ключовою практичною проблемою є узгодження реальних режимів (сезонність теплового навантаження, добові/тижневі коливання, вимоги енергоринку) з допустимими режимними областями турбіни та теплової схеми ТЕЦ, оскільки відхилення від оптимальних зон призводить до зростання питомих витрат палива і втрат ексергії [16, 17].

У роботах Інституту проблем машинобудування НАН України, режимна тематика розкривається через аналіз «теплової приймальності»

турбіни, впливу режимів роботи підігрівачів сітьової води, а також через порівняння економічності при різних програмах відпуску теплоти [16]. Важливий висновок цих досліджень полягає в тому, що навіть без зміни проточної частини турбіни помітний ефект може бути досягнутий оптимізацією режимів тепловідборів і керування мережевими підігрівачами, тобто «режимною модернізацією» [16]. Це прямо прив'язує режим роботи турбіни до алгоритмів регулювання (тиск/температура сітьової води, тиск у відборі, обмеження по мінімальному пропуску пари через ЦНТ тощо) і до диспетчерських вимог.

Окрема група публікацій пов'язує вибір режиму з переходом енергоблоків на змінні навантаження в умовах сучасного енергоринку. Показано, що для конденсаційних і теплофікаційних турбін ефективність на часткових навантаженнях суттєво залежить від режимних параметрів гострої та вторинної пари, а також від реалізації ковзного тиску, який може дати відчутний вигравш теплової економічності (у роботі наведено порядок підвищення на рівні 1-1,5% для певних умов) [17]. Таким чином, «електричне навантаження» в реальній експлуатації стає не просто заданою величиною, а керованою змінною в задачі компромісу між електричною вигодою/стабільністю та тепловими зобов'язаннями.

Дослідження з когенерації трактують режими теплофікаційних турбін як елемент підвищення енергоефективності теплових мереж і ТЕЦ загалом. Зокрема, у фаховому виданні НТУ «ХП» розглядаються можливості підвищення енергоефективності теплових мереж за рахунок впровадження когенерації [18]. Хоча акцент там ширший (система теплопостачання), але важливий зв'язок: форма теплового графіка (температурні графіки мережі, добові коливання теплового навантаження) визначає режимні точки турбіни, а отже – структуру відборів і частку конденсаційного пропуску.

У публікаціях, присвячених ТЕЦ на базі протитискових турбін та комбінованих циклів, підкреслюється ідея «декуплінгу» теплової та

електричної складових – через зміну теплової схеми або введення додаткових контурів утилізації (наприклад, низькотемпературні робочі тіла/бінарні цикли) [21]. Попри те, що протитискова турбіна відрізняється від класичної теплофікаційної з регульованими відборами, ці джерела корисні як концептуальна база: вони формалізують, чому у «чисто теплових» режимах (тепловий графік) електрична генерація стає функцією теплового відпуску, а у «переважно електричних» режимах (електричний графік, конденсація) – тепловий відпуск обмежується можливостями відборів і теплової схеми.

Нормативне поле в Україні додатково впливає на режимність: правила технічної експлуатації теплових установок і мереж задають вимоги до безпечної та надійної роботи теплового господарства (температурні графіки, режими, допустимі відхилення параметрів) [22], а Закон України «Про теплопостачання» фіксує рамки функціонування сфери теплопостачання та відповідальність за якість/надійність послуг, що опосередковано тисне на режими ТЕЦ (пріоритет теплового навантаження в опалювальний сезон, вимоги до безперервності теплопостачання тощо) [20].

Існують дослідження, які відрізняються від переважно «режимно-термодинамічного» фокусу. Вони значною мірою розглядають режими теплофікаційних турбін через призму гнучкості енергосистеми та оптимального диспетчерування. У моделюванні ТЕЦ зі паровими турбінами чітко виділяються принаймні два базові режими: конденсаційний і теплофікаційний, а також проміжний режим «теплофікація з незалежною електрогенерацією», коли збільшення пропуску пари до конденсатора використовується для нарощення електричної потужності при збереженні теплового відпуску в межах допустимого [27]. Ця класифікація добре узгоджується з практичною логікою комбінованих режимів: зміна частки конденсаційного пропуску виступає інструментом балансування

електричного навантаження без повного «скидання» теплофікаційного режиму.

Низка робіт показує, що реальна цінність режимної гнучкості зростає за високої волатильності цін на електроенергію та високої частки ВДЕ: тоді ТЕЦ доцільно експлуатувати не лише «теповедено», а й у стратегіях «електроведення» за рахунок маневрування продуктним співвідношенням (тело/електрика) та використанням можливостей теплової мережі як буфера [26]. Розвитком цієї ідеї є підхід до керування, що враховує теплову інерцію мережі тепlopостачання: мережа розглядається як розподілене теплове сховище, яке дозволяє тимчасово «від'єднати» електричне регулювання від миттєвого теплового попиту [24]. Внаслідок цього режими турбіни описуються не як статичні точки, а як траєкторії в часі з обмеженнями швидкості зміни навантаження, температурних/тискових меж та економічних критеріїв.

З погляду оптимізації диспетчерування, режимність теплофікаційної турбіни формалізується у вигляді «допустимої області» між тепловою та електричною потужністю з урахуванням обмежень відборів, конденсатора й теплової мережі. У роботах з оптимального планування використання теплової інерції приєднаної мережі дозволяє розширити область керованості, фактично підсилюючи комбіновані режими й зменшуючи штрафи за відхилення від теплового графіка [29, 30]. На практичному рівні це означає, що «конденсаційний режим» для теплофікаційної турбіни стає не лише літнім режимом, а й короткочасною маневровою опцією за наявності теплового буфера або спеціальних технологій розв'язки тепла й електрики.

З цією ж метою активно аналізують технології теплової розв'язки для вугільних ТЕЦ: теплові акумулятори, електрокотли, теплові насоси, байпасні схеми, відбори низького тиску, високий протитиск тощо [28]. У таких підходах режими роботи теплофікаційної турбіни розглядаються як

частина ширшого комплексу заходів, де змінюється не лише керування, а й технологічна конфігурація [25].

Аналіз показав, що: базові режими теплофікаційних турбін (теплофікаційний, конденсаційний, комбінований) задаються фізикою відборів і конденсатора та тепловим графіком; реальна оптимальність режимів дедалі більше визначається ринковими й системними умовами, що підсилює потребу в гнучкому керуванні; ключовими інструментами стають оптимізація режимних параметрів (у т.ч. ковзний тиск), використання теплової інерції мережі як «накопичувача», а також технології декуплінгу тепла й електрики, які розширюють область допустимих комбінованих режимів [17, 24, 26, 28].

### **1.3. Показники якості теплофікаційних турбін ТЕЦ**

Сучасні ТЕЦ з теплофікаційними турбінами функціонують у середовищі жорстких обмежень за паливною економічністю, екологічними нормативами та вимогами до маневровості й надійності. У публікаціях підкреслюється, що якість роботи ТЕЦ не зводиться до одного параметра: вона формується як багатокритеріальна сукупність енергетичних, техніко-експлуатаційних, динамічних (якості регулювання) та екологічно-системних властивостей [31, 32, 36]. Це визначає потребу у класифікації показників та узгоджених критеріях порівняння, які дозволяють коректно зіставляти режими електричної та теплової пріоритетності, а також оцінювати ефект від удосконалення систем керування не лише за перехідними процесами, а й за інтегральною енергоефективністю та втратами [33, 34].

#### **1.3.1. Енергетичні показники (ККД, питома витрата теплоти/палива, паливна економічність)**

У наукових і прикладних роботах енергетичні показники

розглядаються як базовий шар оцінювання якості теплофікаційної турбіни та ТЕЦ, оскільки саме вони безпосередньо пов'язані з витратою палива і собівартістю комбінованого виробництва [32, 33]. Найуживанішими є: електричний ККД (за умовною межею установки), загальний паливний ККД/коефіцієнт використання теплоти палива, питома витрата умовного палива або питома витрата теплоти на відпуск електроенергії й теплоти, а також показники первинної енергії для когенерації і співвідношення електроенергії до корисної теплоти [39, 41, 49].

Дослідження, виконані для енергоблоків і схем паливоподачі, акцентують, що при переходах між режимами (зміна навантаження, перерозподіл відборів, робота у більш конденсаційному або більш теплофікаційному стані) енергетичні втрати можуть істотно зростати, а тому якість режиму має оцінюватися не лише стаціонарним ККД, а й інтегральними втратами/витратами у часі [33]. У роботах з оцінювання ефективності когенерації наголошується на порівнянні комбінованої генерації із роздільним виробництвом електроенергії та теплоти; це формує основу коректних критеріїв порівняння альтернативних режимів і законів керування в енергетичному сенсі [34, 36, 49].

### **1.3.2. Техніко-експлуатаційні показники (надійність, готовність, ремонтпридатність, ресурс)**

Техніко-експлуатаційні показники формують другий шар якості, який у реальній експлуатації часто стає лімітуючим: навіть високий ККД не є перевагою, якщо агрегат має низьку готовність, високі простої та ризики відмов, або якщо часті маневри прискорюють деградацію вузлів [38, 45, 46]. У стандартизованому підході ключовими термінами є: надійність, готовність/доступність, ремонтпридатність, а також показники типу параметрів відмов і похідні комплексного показника якості технічного обслуговування [38, 46]. Для порівняння станів та стратегій експлуатації

важливо, що ці показники мають імовірнісну природу і коректно визначаються на основі статистики відмов/ремонтів та єдиного словника термінів і правил обліку [38, 35, 45].

Таким чином, сформована позиція: техніко-експлуатаційні показники не можна розглядати ізольовано від режимів та автоматичного керування, бо саме керування визначає частоту і глибину перехідних процесів, термічні градієнти та навантаження на арматуру/регулюючі органи, що прямо впливає на готовність, ремонтпридатність і витрати життєвого циклу [38, 46].

### **1.3.3. Динамічні показники якості регулювання (перерегулювання, час встановлення, статична похибка, інтегральні критерії)**

Динамічні показники якості регулювання у працях з автоматизації енергетичних об'єктів трактуються як місток між керуванням і енергоефективністю: навіть якщо стаціонарні точки однакові, різні налаштування регуляторів призводять до різних перехідних втрат, розбалансувань, коливань тиску/температури та додаткових витрат палива [33]. Традиційні часові метрики – перерегулювання, час встановлення, статична похибка – залишаються базовими для порівняння, але дедалі частіше доповнюються інтегральними критеріями (IAE, ISE, ITAE тощо), які краще відображають сумарну “ціну помилки” у часі [47, 48].

Узагальнення з оглядів методів оптимізації регуляторів показують: різні критерії оптимізації ПДД призводять до різної якості компромісу між швидкодією та коливальністю; інтегральні критерії з часовим зважуванням часто зменшують заспокоєння перехідного процесу, що важливо для енергетичних систем, де тривалі відхилення ведуть до стійких перевитрат палива [48]. Водночас у прикладних роботах з оцінювання ефективності експлуатації та керування енергоблоком підкреслюється необхідність

переходу від локальних критеріїв якості регулювання до показників, що прямо корелюють з енергетичними втратами та питомими витратами, тобто до задач оптимізації керування з енергетичною цільовою функцією [33].

Отже, доцільним є подвійний набір критеріїв: класичні показники перехідного процесу (для гарантування технологічних обмежень і стійкості), інтегральні критерії помилки/керуючого впливу та похідні енергетичні критерії, які відображають реальні втрати палива в перехідних режимах.

#### **1.3.4. Екологічні та системні показники (викиди, гнучкість, маневровість, стійкість до збурень)**

Екологічні показники в літературі задаються як: прямі показники масових викидів ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{NO}_x$ ,  $\text{SO}_2$ , пил), питомі викиди (на кВт·год, ГДж, Гкал), відповідність нормативним лімітам і найкращим доступним технологіям. Для енергетики важливо, що інвентаризація та розрахунок викидів пов'язуються з обсягом і видом спаленого палива та режимами горіння; методологічну основу такого обліку надають міжнародні настанови з розрахунків для стаціонарного спалювання [44]. На рівні регуляторної рамки для великих спалювальних установок екологічні вимоги деталізуються через директивні ліміти, що фактично переводить екологічну якість у техніко-економічні рішення щодо режимів і модернізацій [42, 43]. Все це доповнюється потребою виконання національних планів скорочення викидів та впровадження технологій зниження шкідливих викидів на ТЕЦ [37, 40].

Системні показники якості – гнучкість/маневровість, здатність працювати при збуреннях (зміна теплового графіка, електричні обмеження, аварійні події), стійкість та відновлюваність – у новіших роботах розглядаються як стратегічні для ТЕЦ. У джерелах з проблематики оперативної гнучкості вводяться метрики швидкості набору/скидання

потужності, мінімального стійкого навантаження, часу пуску, діапазону регулювання – саме вони визначають якість ТЕЦ як керованого енергетичного ресурсу при мінливому попиті та обмеженнях [50]. Для теплофікаційної турбіни ці системні метрики тісно пов'язані з тепловими відборами та можливостями підтримувати теплові навантаження без надмірної втрати електричної ефективності, що повертає нас до необхідності комплексного показника якості: енергоефективність+надійність+керованість+екологія” [31, 34, 50].

Таким чином, для коректного порівняння режимів роботи теплофікаційних турбін і ТЕЦ потрібно одночасно застосовувати:

- енергетичні показники (стаціонарні та інтегральні втрати у часі) [33, 49];
- техніко-експлуатаційні показники (готовність, ремонтпридатність, ресурс, ризик деградації від маневрів) [38, 35, 46];
- динамічні показники якості регулювання (часові та інтегральні критерії) [47, 48];
- екологічні та системні показники (питомі викиди, відповідність лімітам, гнучкість і стійкість) [42-44, 50].

Загальна структура показників якості показана на рис. 1.2.

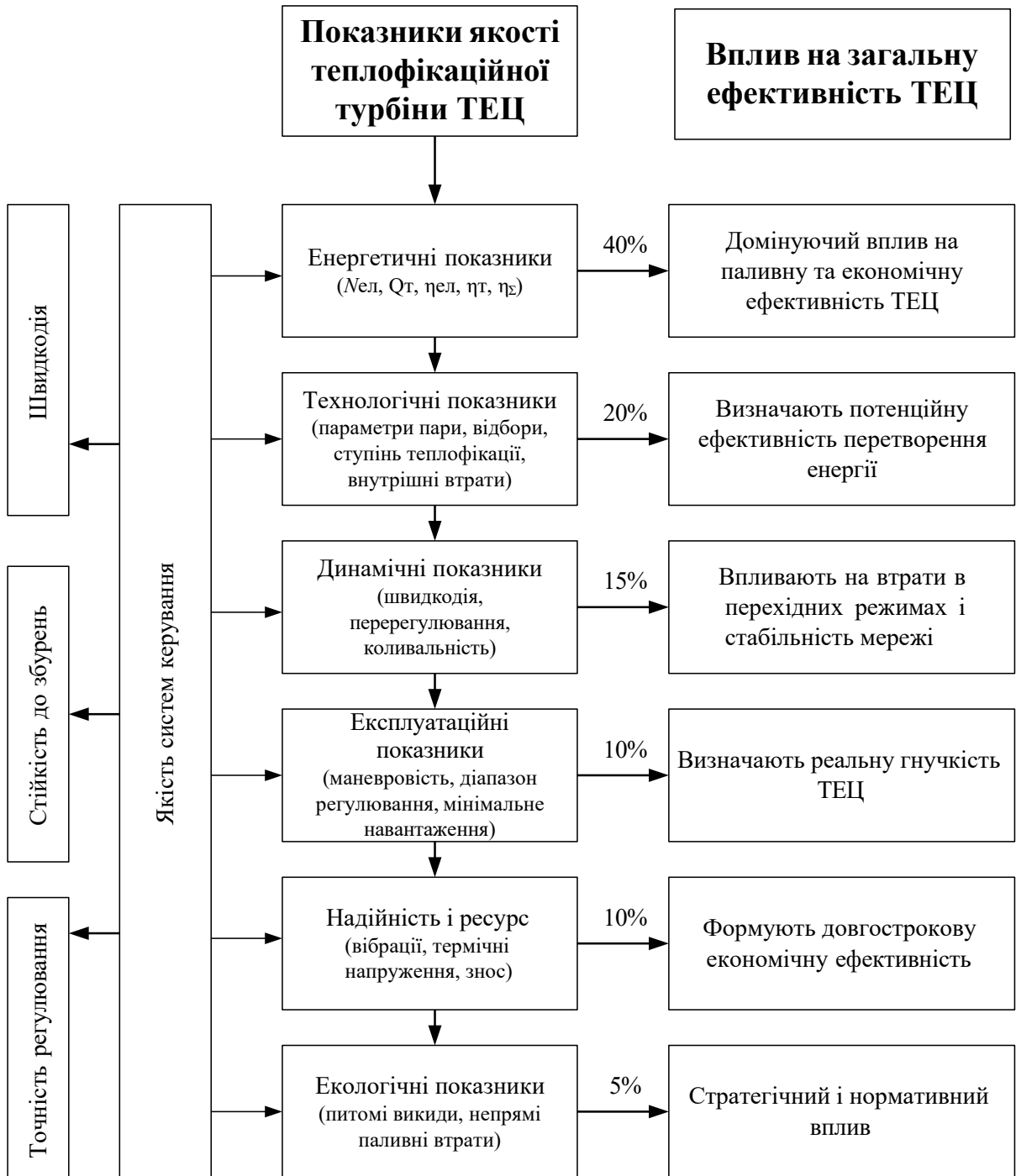


Рисунок 1.2 – Структура показників якості теплофікаційної турбіни та їх вплив за загальну ефективність ТЕЦ

## **1.4. Аналіз впливу режимів роботи на показники якості та енергоефективності ТЕЦ**

Енергоефективність і якість роботи теплоелектроцентралей у практичному сенсі формуються не стільки паспортними характеристиками обладнання, скільки фактичними експлуатаційними режимами: співвідношенням електричного та теплового навантаження, параметрами регульованих відборів, рівнем вакууму в конденсаторі, температурним графіком тепломережі, а також частотою та глибиною маневрування. В оглянутих джерелах простежується спільна логіка: кожна «корисна» гігакалорія теплоти, відібрана в турбіні, має альтернативну вартість у вигляді недовиробленої електроенергії; водночас зниження температур мережевої води та оптимізація тисків відборів часто підвищують сумарну паливну економічність і зменшують втрати. Дослідження також показують, що енергетична ефективність і динамічна якість керування не завжди збігаються: режими з мінімальними дросельними втратами (ковзний тиск, широке відкриття регульовальних клапанів) можуть вимагати складнішого узгодженого регулювання для забезпечення стійкості та прийнятної швидкодії.

### **1.4.1. Вплив частки теплового навантаження та параметрів відборів**

У сучасних роботах з експлуатації теплофікаційних ПТУ акцент робиться на «режимній» природі втрат: одна й та сама турбіна демонструє різні питомі витрати палива та різні значення електричного ККД залежно від того, як сформовано відбори (тиск, витрата, частка теплового навантаження) і наскільки узгоджено працюють мережеві підігрівачі, деаерація та конденсаційний тракт. У статті, присвяченій енергетичному й ексергетичному аналізу теплофікаційної паротурбінної установки, показано, що варіювання параметрів пари у відборах (тиск/витрата) змінює

ексергетичну «вартість» потоків у мережевих підігрівачах і може дати помітний приріст ексергетичного ККД та електричного ККД установки [52].

У прикладних дослідженнях з вибору раціональних режимів відпуску теплоти наголошується на необхідності оптимізації саме «теплого графіка» та режимів відборів, оскільки вони визначають паливну економічність ТЕЦ упродовж опалювального сезону та міжсезоння [51].

Теоретичним «мостом» між тепловим навантаженням і енергетичними втратами є поняття коефіцієнта втрати потужності для когенераційних турбін: він формалізує, скільки електричної потужності втрачається при виробництві одиниці корисної теплоти в заданих умовах. Дослідження в журналі Energy запропонувало підходи до обчислення такого коефіцієнта і показало, що він істотно залежить від параметрів відбору та режиму роботи турбіни [66].

Схожі проблеми коректного розмежування конденсаційної та теплофікаційної складових в екстракційно-конденсаційних турбінах розглядаються і в інших роботах, де підкреслено, що некоректне трактування потоків палива/потужності викривляє оцінку ефективності й порівняння режимів [72].

Окремий пласт публікацій пов'язує оптимізацію відборів із температурним рівнем тепломережі. Моделювання зниження температури подачі в системі централізованого теплопостачання показує зміну допустимих зон роботи ТЕЦ та перерозподіл навантаження між електричною й тепловою частинами [65, 67].

Для енергосистемних сценаріїв доведено, що зниження температур тепломережі (у межах концепції низькотемпературного теплопостачання) здатне зменшити первинні витрати палива на рівні системи і змінює оптимальні режими когенерації [64, 74, 75].

#### **1.4.2. Вплив тиску/температури пари, вакууму, температури мережевої води**

У науковій літературі однозначно підкреслюється чутливість енергоефективності ТЕЦ до термодинамічних параметрів циклу: початкових параметрів пари та, особливо, тиску в конденсаторі (вакууму). Дослідження прямо пов'язують підвищення тиску в конденсаторі зі зростанням теплових втрат і погіршенням показників ефективності; відповідно, стабілізація та зниження тиску (за допустимих умов) розглядаються як резерв економічності [54].

Причини погіршення вакууму мають не лише режимну, а й експлуатаційну природу: наприклад, накипоутворення на теплообмінних поверхнях конденсатора зменшує теплопередачу і призводить до підвищення тиску в конденсаторі, що погіршує ефективність турбіни і всього циклу [55].

Деякі роботи додають кількісні оцінки впливу температури охолоджувальної води на тиск конденсації та, через це, на теплову економічність. Зокрема, показано, що зміна температури охолоджувальної води на 1 °С може приводити до відчутної зміни тиску в конденсаторі та до вимірюваної зміни питомих витрат і потужності [71].

Також розглядаються моделі, що оцінюють реакцію тиску в конденсаторі на навантаження і параметри охолодження; такі моделі важливі саме для часткових навантажень, коли чутливість циклу до вакууму може зростати [73].

Окремі дослідження присвячені конфігураціям підключення поверхневих конденсаторів і показують, що навіть гідравлічна схема охолоджувальної сторони може впливати на сумарний тепловий баланс і, зрештою, на теплову економічність блоку [74].

Для ТЕЦ важливо, що температура мережевої води інколи стає частиною «охолоджувального контуру» або опосередковано впливає на

нього. [52]. Це узгоджується із системним висновком про те, що зниження температур тепломереж (подачі та/або зворотної) здатне покращувати умови для теплообміну, зменшувати мережеві втрати і змінювати оптимальну структуру теплових потоків на джерелі [64, 75].

Окремо правила технічної експлуатації теплових установок і мереж прямо вимагають дотримання температурних режимів, зокрема обмежуючи відхилення температури мережевої води, що повертається із системи, від заданого графіка (характерне обмеження «не більше ніж на 3-4 °С») [62, 63].

Таким чином, температура мережевої води виступає не лише фактором ефективності, а і нормативним обмеженням, що прямо впливає на допустимі режими відборів та на «вікно» оптимізації.

У контексті підвищення початкових параметрів пари дослідження зосереджуються на загальній логіці: зростання параметрів свіжої пари підвищує середню температуру підведення теплоти в циклі й створює резерв ККД, однак у реальній експлуатації ефект визначається режимами та станом обладнання (конденсаційного тракту, регенерації, підігрівачів мережевої води) [56].

#### **1.4.3. Вплив часткових навантажень і обмежень по мінімальних/максимальних режимах**

Найбільшим протиріччям для якості та енергоефективності є робота в часткових навантаженнях і маневрених режимах. З одного боку, енергетичні втрати зростають через дроселювання на регульовальних клапанах, погіршення внутрішнього ККД ступенів, зміну вакууму та режимів регенерації; з іншого – енергосистема і тепловий попит вимагають гнучкості. У роботах з ексергетичного аналізу турбогенераторів показано, що при певних стратегіях (зокрема, ковзний тиск у відповідному діапазоні навантажень) ексергетичні втрати в турбіні можуть зменшуватися з навантаженням, але загальний результат залежить від взаємодії з насосами,

конденсатором і допоміжним обладнанням [69].

Підтримує це і аналіз циклічної роботи та вибору методу керування: стратегія ковзного тиску змінює питомі витрати та потребує іншого налаштування контурів, ніж режим сталого тиску [68].

З позиції автоматичного регулювання важливо, що параметри динамічних моделей паротурбінного об'єкта залежать від режиму (навантаження, поєднання ковзного/сталого тиску), а тому для забезпечення якості регулювання (стійкість, перерегулювання, час встановлення) на практиці застосовують гібридні режими та координоване керування котел-турбіна [70].

Під час оптимізації режимів роботи крупних ТЕЦ підтверджено, що обмеження по мінімальних/максимальних режимах (теплових і електричних), а також інерційність теплових процесів роблять задачу розподілу навантаження динамічною й багатопараметричною; тому ефективність досягається через оптимізацію з урахуванням обмежень, а не через локальні рекомендації [67].

Наукові праці з надійності та ресурсу акцентують ще одну складову якості – довгострокову: маневрена робота прискорює вичерпання ресурсу, підвищує аварійність, змінює теплові напруження та вимоги до ремонту, тобто створює приховані втрати, які мають бути враховані як обмеження оптимальних режимів [58, 59].

На рівні елементів (ротор/циліндр високого тиску) показано можливість розрахунково оцінювати ресурсні показники та пов'язувати їх із режимами, що є базою для формування допустимих областей навантаження і швидкостей зміни режиму [60].

Економічний аспект маневрування доповнюють дослідження пускових та режимних витрат палива: при роботі енергоблоків у маневрених режимах зростають додаткові витрати, а отже – погіршуються питомі показники, якщо не враховувати оптимізацію графіка навантажень та

обмеження по пусках [57].

Методичною основою порівняння режимів «за паливом» виступають нормативні підходи до нормування витрат: офіційна методика нормування витрат палива на виробіток та відпуск теплової і електричної енергії задає формульний апарат для питомих витрат і дозволяє коректно зводити різні режими до порівнюваних показників (у т. у. п. на МВт·год та Гкал) [61].

У сукупності це означає, що оптимальні режими для ТЕЦ мають визначатися не лише мінімумом миттєвих витрат, а компромісом: паливна економічність + виконання теплового графіка + обмеження ресурсу/надійності + забезпечення якості регулювання в динаміці.

## **1.5. Аналіз існуючих систем керування теплофікаційними турбінами ТЕЦ**

Сучасна теплофікаційна турбіна у складі ТЕЦ працює як багатозв'язний об'єкт: електрична потужність і частота (або навантаження енергосистеми) жорстко пов'язані з відборами пари на теплопостачання, конденсаційними умовами та тепловою інерційністю мережі. Це зумовлює характерну архітектуру керування: поєднання швидкодіючого регулювання турбіни, координованого керування котел-турбіна та верхнього рівня оптимізації/диспетчеризації (АСК ТП). У нормативному полі України ці функції прив'язані до вимог безпечної експлуатації обладнання, участі блоків у регулюванні частоти/потужності та дотримання технологічних обмежень [76-78, 84].

### **1.5.1. Типові контури регулювання: потужності, частоти/тиску, теплового навантаження, тиску відборів**

У класичній структурі турбінного керування базовим є контур швидкості/частоти з статизмом, що забезпечує первинну реакцію на відхилення частоти та підтримку балансу активної потужності; у режимі

роботи по завданню потужності він переходить у слідкування за уставкою активної потужності при збереженні частотної підпірки в межах налаштувань. Важливо, що участь блоків ТЕЦ у вторинному регулюванні частоти потребує узгодження з системним рівнем (АРЧП) і наявності маневрових резервів, що в працях з моделювання АРЧП розглядається як фактор, який накладає додаткові вимоги до турбінних регуляторів і обмежувачів [79-82, 84].

Другий стрижневий вузол – координоване керування котел–турбіна, у межах якого реалізують режими:

1. Котел веде. Котел (паливо+повітря+живильна вода) першим змінює виробництво пари, а турбіна підлаштовує відкриття регулювальних клапанів під наявний потік пари.

Керується спочатку: подачею палива/повітря, живильною водою, потім змінюється витрата/тиск/температура пари.

Турбіна: встановлює клапани таким чином, щоб отримати потрібну потужність без різких просідань тиску.

Переваги:

- краще тримає тиск пари (стабільніший головний/дросельний тиск);
- менше ризиків “висмоктати” пар із котла при швидкому наборі навантаження.

Недоліки:

- повільніша реакція по потужності, бо котел інерційний.

2. Турбіна веде. Турбіна першою змінює відкриття клапанів і тим самим швидко змінює потужність, а котел потім наздоганяє, піднімаючи/знижуючи виробництво пари.

Керуємо спочатку: регулювальними клапанами турбіни, потім зміна витрати пари через турбіну, потім зміна потужності.

Котел: додає паливо/повітря/воду, щоб повернути тиск пари до заданого.

Переваги:

- висока швидкодія по потужності (корисно для участі в регулюванні частоти).

Недоліки:

- можливі просідання/коливання тиску пари при різких маневрах;
- більше вимог до узгодження контурів і обмежувачів. [86, 93].

Для теплофікаційних турбін специфічним є контур теплового навантаження, який практично реалізують через:

- регулювання витрати/тиску пари у відборах;
- підтримання температурного графіка мережевої води (через тепломінники, мережеві підігрівачі, інколи – через керування тепловим джерелом у станції);
- узгодження електричної потужності з тепловим відбором.

У сучасних публікаціях по ТЕЦ показано, що зміна відборів безпосередньо впливає на електричну потужність, тому регулювання тепла не може бути поверх електричного контуру без явних компенсаторів/координаторів [89, 92, 95]. Особливо це підкреслюється в роботах, де пропонують посилювати керованість ТЕЦ через додаткові керуючі впливи (регулювання витрати теплоносія, байпасні тракти, керування конденсаційними умовами), щоб розширити допустиму область спільної генерації тепла й електроенергії [90-92, 95].

На практиці ці контури доповнюються обмежувачами й коректорами: обмеження швидкості зміни уставок, насичення/межі відкриття регулюючих клапанів, антизривні та антиосциляційні фільтри, логіки переходів між режимами «теплофікаційний-конденсаційний», а також технологічні захисти, що задаються правилами експлуатації [76-78].

### **1.5.2. Реалізація автоматичного регулювання (електрогідравлічні системи, цифрові САР, АСУ ТП)**

Еволюція реалізацій іде від гідромеханічних регуляторів до електрогідравлічних і далі – до повністю цифрових систем з розподіленою архітектурою (спеціалізований турбінний контролер). У дослідженнях наголошують на двох перевагах цифровізації: точне формування характеристик керування клапанами, інтеграція з діагностикою та моніторингом стану, що прямо пов'язано з надійністю та якістю перехідних процесів [87, 88].

Проблематика регулювання клапанів у цифровій електрогідравлічній системі керування паровою турбіною (ЦЕГ) розглядається як окремий шар: вибір схеми відкриття груп клапанів, компенсація нелінійностей витратної характеристики, балансування навантажень на сервоприводи, мінімізація коливань тиску/потужності при перемиканнях. Роботи з ЦЕГ показують, що якість регулювання часто визначається не лише параметрами ПД, а логікою «розгортання» клапанів і антиколивальними модулями [87].

На рівні АСК ТП (станційний або блочний) ключовими стають: координація між турбіною, котлом, мережевими підігрівачами та допоміжним обладнанням; розподіл завдань «електрика–тепло»; формування уставок у межах обмежень. У наукових роботах, орієнтованих на ТЕЦ, домінує підхід «багатоконтурний ПД + координатор», де координатор виконує роль перетворювача уставок та компенсатора взаємовпливів [90-93].

Важливий і зовнішній вплив – вимоги енергосистеми до регулювання частоти, потужності та резервів. У працях з участі блоків у вторинному регулюванні підкреслюють, що реальна ефективність АСК залежить від динаміки первинних регуляторів, обмежень виконавчих органів та коректної інтеграції каналу керування з технологічними контурами блоку [79-82].

## **1.6. Шляхи підвищення якості ТЕЦ шляхом удосконалення вибору режимів та систем керування**

Підвищення якості роботи теплоелектроцентралей дедалі частіше пов'язують не лише з модернізацією обладнання, а й з «режимною інженерією» та якіснішим керуванням: оптимальним розподілом теплового навантаження між відборами, корекцією параметрів пари на змінних навантаженнях, урахуванням обмежень теплових мереж і динаміки агрегатів у перехідних режимах. У сучасних умовах енергоринку це безпосередньо впливає на комплекс показників якості ТЕЦ: паливну економічність, корисну електричну потужність у теплофікаційному циклі, маневровість, стійкість до збурень і здатність виконувати диспетчерські графіки без надлишкових втрат. Існують три взаємопов'язані напрями: режимна оптимізація з координацією електрика-тепло, енергоефективне керування зі зменшенням перехідних втрат, а також оптимальне налаштування регуляторів і узгодження контурів, включно з багатокритеріальними підходами [96-120].

### **1.6.1. Режимна оптимізація та координація керування «електрика-тепло»**

У теплофікаційній ТЕЦ електрична потужність турбіни жорстко пов'язана з тепловідпуском через відбори та підігрів мережевої води. Тому режимна оптимізація в дослідженнях трактується як керований вибір структури й параметрів режиму (кількість задіяних відборів, розподіл теплового навантаження між підігрівачами, температура мережевої води, витрата свіжої пари) з метою підвищення паливної економічності й корисної електричної потужності без порушення вимог теплопостачання [96, 97]. Для турбіни типу Т-100/120-130 (найбільш розповсюджена в Україні) показано, що відхід від інструкційного рівномірного розподілу теплового навантаження між мережевими підігрівачами може давати приріст

електричної потужності, а ефективність рішень істотно залежить від температури зовнішнього повітря та витрати мережевої води [96]. Узагальнення для конденсаційних і теплофікаційних машин вказує на вагомість раціонального вибору вакууму, тиску гострої пари та температури промперегріву на змінних навантаженнях, що здатне давати відчутний вигаш у тепловій економічності та знижувати витрати теплоти [97].

Ключова ідея – використання теплової інерції тепломережі (і частково будівель) як «прихованого накопичувача теплоти», що розширює допустиму область електричного регулювання ТЕЦ при заданій якості теплопостачання [107, 108, 117]. Відомі постановки інтегрованого диспетчерування електричної та теплової енергії з урахуванням динамічного розподілу температур у тепломережі: оптимізуються температури подачі й звороту на джерелі теплоти та графік тепловиділення, щоб зменшити вимушені обмеження по електричній потужності в години низького електричного попиту або високого теплового попиту [107]. Цей підхід доповнюється моделями допустимої області з урахуванням теплової інерції будівель, що дає практичну основу для більш гнучких режимів без перевищення обмежень за температурою в мережі та у споживача [117].

Окремий, але близький за суттю напрям – підвищення гнучкості та економічності через інтеграцію теплових насосів, електричних котлів та теплоаккумуляторів у теплопостачанні. Порівняльні дослідження показують, що правильно організовані технології перетворення електроенергії в теплоту та накопичення теплоти можуть зменшувати системні втрати, підвищувати керованість теплового балансу та знижувати обмеження для виробництва електроенергії на ТЕЦ [113, 118]. Обґрунтовуються підходи щодо використання теплових насосів на ТЕЦ для зростання енергетичної ефективності, а також аналізуються режими їх раціональної інтеграції в систему теплопостачання [101, 102]. Важливо, що такі рішення не замінюють режимну оптимізацію турбіни, а дають додаткові ступені

свободи для координації, зменшуючи конфлікт між вимогами електропостачання та теплопостачання [101-103, 111-114].

### **1.6.2. Енергоефективне керування та мінімізація втрат у перехідних режимах**

У науковій літературі підкреслюється, що значна частина прихованих паливних втрат ТЕЦ виникає не на усталених номінальних режимах, а під час маневрування: зміни електричного навантаження, перемикання схем відборів, корекції температурного графіка, проходження обмежень за вакуумом, тиском та температурою пари [97, 108]. Тому енергоефективне керування дедалі частіше трактують як керування, що мінімізує інтегральні втрати (надлишкові витрати палива та теплоти) на траєкторіях переходу, а не тільки статичну похибку уставок.

Фундаментом для таких підходів є динамічні моделі агрегату, придатні для синтезу регуляторів та аналізу компромісу «точність–економічність–швидкодія». Запропоновано спрощені параметризовані моделі енергоблока з однопрохідним котлом і турбіною, які зберігають ключову динаміку активної потужності й тиску перед турбіною та придатні для ідентифікації за експлуатаційними даними [110]. Наявність такої моделі дозволяє переходити від емпіричного керування до обґрунтованого вибору законів регулювання, уставок і обмежень на керувальні впливи з урахуванням інерційності палива, живильної води та клапанів [110].

Практично значущою виявляється ідея енергетичного балансу в реальному часі між електричною потужністю та тепловою складовою: якщо система керування здатна швидко перерозподіляти теплові потоки (наприклад, через мережеві підігрівачі або теплоаккумуляцію), то в електричному каналі з'являється додаткова свобода для маневрування з меншими втратами та без погіршення якості теплопостачання [96, 109]. У роботах із вдосконаленого керування з теплоаккумуляторами наголошено,

що введення керування джерелом теплоти в контур координації дозволяє зменшити взаємні завади між електричним і тепловим навантаженнями та підвищити гнучкість режимів [109].

Окремим питанням виступає коректний облік і розподіл витрат палива між тепловою та електричною продукцією як база для оптимізації. Дослідження з методів урахування витрат палива та оцінки ефективності енергозберігаючих заходів демонструють, що без адекватної методики розподілу та критеріїв порівняння складно коректно «закрити контур» оптимізації режимів і довести ефект від керування або модернізації [99, 100]. Це безпосередньо впливає на постановку задачі оптимізації: критерій мінімуму витрат має бути узгоджений із тим, як у конкретній ТЕЦ відокремлюється тепловий продукт від електричного та як враховуються втрати в мережі й допоміжному обладнанні [99, 100, 104].

### **1.6.3. Оптимальне налаштування регуляторів і узгодження контурів**

Підвищення якості ТЕЦ через керування нерозривно пов'язане з проблемою узгодження контурів: регулювання активної потужності, тиску пари перед турбіною, теплового навантаження (через витрату мережевої води та відбори), вакууму та обмежень по положенню регулювальних органів. Типова проблема – конфліктний вплив одного контуру на інший, а також нелінійність характеристик клапанів і запізнення теплових процесів [108-110]. Саме тому навіть при використанні класичних ПІД-регуляторів основним науковим завданням стає не наявність ПІД, а коректний вибір структури координації та параметрів налаштування, які забезпечують багатокритеріальний компроміс: економічність, стійкість, допустимі перерегулювання та дотримання теплових обмежень [96, 109, 110].

Сучасні роботи демонструють зсув від ручного налаштування до оптимізаційних процедур: вагові коефіцієнти та параметри регулятора

підбираються за критеріями якості, що враховують електричні й теплові змінні, обмеження виконавчих органів, а також необхідність різних пріоритетів у різні періоди (наприклад, пріоритет теплопостачання або пріоритет електричного регулювання залежно від ситуації) [106, 109]. Показово, що в задачах підвищення гнучкості когенераційних агрегатів розглядаються стратегії електричного пріоритету з компенсацією теплоти через відновлювальне керування тепловим джерелом, що підвищує швидкість зміни електричної потужності без зриву теплопостачання [106].

Підкреслюється, що майбутнє ПД-керування – у систематичному поєднанні моделей, обмежень і критеріїв якості, тобто у формалізації того, що раніше робилося емпірично [119]. У прикладному сенсі це означає: розділення швидких і повільних контурів; введення узгоджувальних ланок, що зменшують взаємовплив; оптимізацію параметрів за інтегральними показниками, що відображають «вартість» перехідних процесів у паливі/теплоті; використання теплової інерції мережі як керованого ресурсу гнучкості [107, 108, 117, 119, 120].

Сучасна література показує, що підвищення якості ТЕЦ шляхом удосконалення вибору режимів та систем керування є багаторівневою задачею: на режимному рівні – оптимізація тепловідпуску й параметрів пари; на системному – використання інерції тепломережі та додаткових теплових технологій; на контурному – правильна координація та оптимізаційне налаштування регуляторів. Це створює наукове підґрунтя для подальшого синтезу енергоефективних систем керування на базі ПД-регуляторів із багатокритеріальною оптимізацією за енергоефективністю та комплексним показником якості ТЕЦ [96-120].

Основні протиріччя, щодо показників якості ТЕЦ показано на рис.1.3., Структура їх впливу на ефективність роботи турбіни – на рис.1.4. Методи та можливий діапазон підвищення якості теплофікаційних турбін ТЕЦ – на рис. 1.5.



Рисунок 1.3 – Структура протиріч щодо забезпечення високих показників якості теплофікаційних турбін ТЕЦ

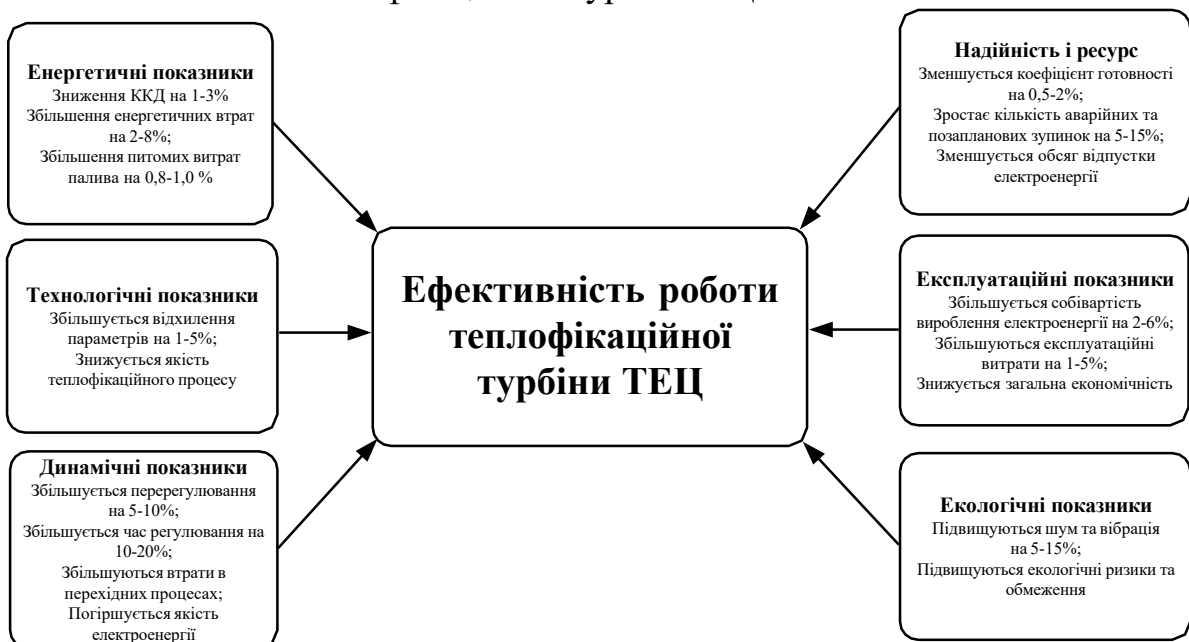


Рисунок 1.4 – Структура впливу показників якості теплофікаційних турбін на ефективність їх роботи

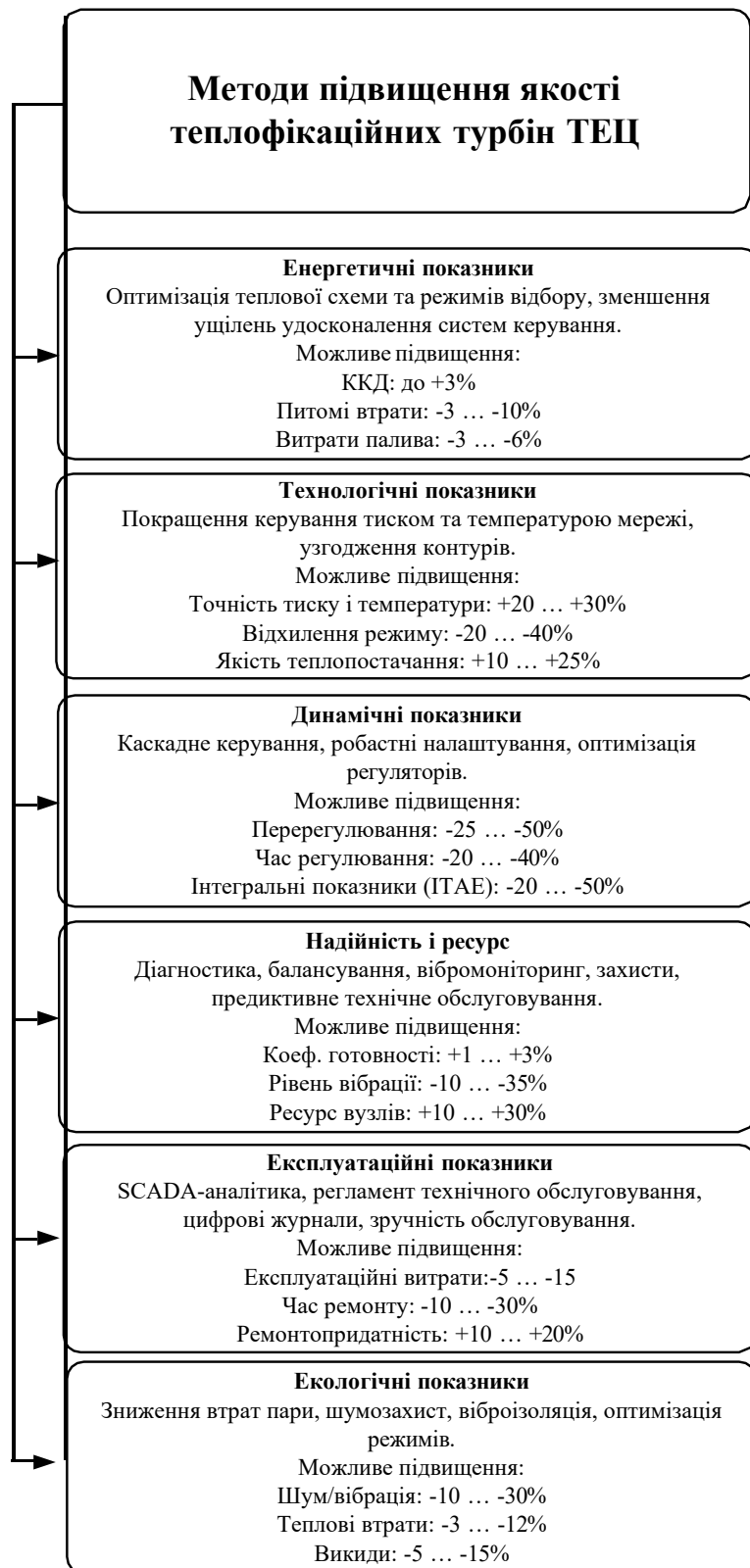


Рисунок 1.5 – Методи та можливий діапазон підвищення якості теплофікаційних турбін ТЕЦ

## **1.7. Аналіз нормативного забезпечення з питань якості та ефективності теплофікаційних турбін та елементів ТЕЦ**

Нормативна база України щодо якості та ефективності теплофікаційних турбін і ТЕЦ має модульний характер: спеціалізовані вимоги до турбін, випробувань, вібрації та систем керування доповнюються стандартами з вимірювання витрат і теплоти, якості електроенергії, надійності, енергетичного менеджменту та безпечності. Це дозволяє формувати методику оцінювання енергоефективності й якості роботи ТЕЦ як інтегрованого об'єкта, але водночас створює прогалини в частині саме теплофікаційної специфіки, координації режимів «електрика-тепло» і нормування динамічних енергетичних втрат.

### **1.7.1. ДСТУ, що безпосередньо регламентують турбіни та їх випробування**

Базовий каркас технічних вимог до парових турбін задають стандарти, що встановлюють терміни, основні характеристики, вимоги до виконання та приймання (у тому числі в контексті експлуатаційної придатності й порівнянності обладнання) [121, 122]. Ці документи важливі тим, що вони визначають, які параметри турбіни мають бути задекларовані виробником/експлуатантом і як їх трактувати під час оцінювання якості: номінальні режими, діапазони навантажень, обмеження, очікувані показники та умови роботи.

Для підтвердження енергоефективності критичною є група стандартів з теплових приймальних випробувань парових турбін. Вони описують вимоги до точності вимірювань, складу вимірювальних каналів, умов випробувань і алгоритмів обробки результатів; при цьому виділяють різні рівні точності та застосовності (високоточні випробування для великих конденсаційних турбін і більш широкі за точністю та універсальністю для різних типів та розмірів) [123, 124]. Саме ця пара стандартів є нормативною

основою для побудови еталонної процедури визначення ККД, питомих витрат теплоти та перевірки ефективності на різних режимах, включно з частковими навантаженнями.

Окремий важливий блок – приймальні випробування системи керування швидкістю турбіни, де нормуються типові перевірки реакції регулятора, стійкості та точності підтримання частоти обертання (а в енергосистемному контексті – впливу на частоту та потужність) [125]. Для теплофікаційних турбін це має прямий зв'язок із якістю регулювання під час змін електричного й теплового навантажень та під час обмежень по клапанах та відборах.

### **1.7.2. ДСТУ з технічної діагностики: вібрації та балансування**

Якість і ефективність турбіни на практиці тісно пов'язані з її технічним станом, а стан – із вібрацією ротора, підшипників і вузлів проточної частини. Для цього в Україні діє стандарт оцінювання стану турбомашин за вимірюваннями вібрації на обертальних валах (для стаціонарних парових турбін і генераторів) [126]. Він задає рамки для нормування допустимих рівнів, діагностичних зон і, відповідно, для техніко-експлуатаційних показників якості (надійність, готовність, ресурс), які у вашій роботі мають бути пов'язані з режимами та системами керування.

Додатково застосовуються стандарти з балансування роторів, що встановлюють критерії, процедури й вимоги безпеки під час балансування середніх і великих роторів, а також вимоги до захисних заходів і засобів балансувального обладнання [127, 128]. Для ТЕЦ це важливо як елемент забезпечення низьких втрат у механічній частині та стабільності регулювання (менші паразитні коливання – краща якість регулювання й нижчі непродуктивні витрати).

### **1.7.3. ДСТУ з вимірювання та обліку тепла – основа для коректної оцінки енергоефективності ТЕЦ**

Оцінювання ефективності теплофікаційних режимів неможливе без метрологічно коректного вимірювання витрат середовищ і теплової енергії. Для витрат у трубопроводах широко застосовується стандарт на вимірювання витрати пристроями перепаду тиску, який задає загальні принципи й вимоги до методики, невизначеності та застосовності [129]. Для теплової частини (теплопостачання – мережева вода – відбори) актуальна серія стандартів на лічильники теплової енергії: загальні вимоги, вимоги до конструкції, методики повірки та підтвердження характеристик [130, 131, 132]. Саме ці ДСТУ мають бути основою для розрахунку питомої витрати теплоти/палива, теплової віддачі та коректного зіставлення режимів.

### **1.7.4. ДСТУ щодо якості електроенергії та методів її вимірювання**

Для ТЕЦ як джерела електроенергії важливою є нормативна база з характеристик напруги в мережах електропостачання [133], а також стандарти, що регламентують методи вимірювання показників якості електроенергії (наприклад, параметрів напруги/частоти, провалів, гармонік тощо) [134]. Це створює зв'язок між якістю (електроенергія/тепло) та якістю керування: перехідні процеси й режими регулювання на турбіні та котлі мають враховувати системні вимоги до параметрів електропостачання.

### **1.7.5. ДСТУ з енергетичного менеджменту, енергоаудиту, надійності та функціональної безпеки**

На рівні підприємства нормативну основу підвищення енергоефективності задає стандарт систем енергетичного менеджменту, який формалізує цикл планування–впровадження–перевірки–поліпшення та вимоги до енергетичних показників [135]. Для підтвердження результатів

потрібні стандарти енергетичних аудитів і вимірювання та верифікації енергетичної результативності [136, 137]. Вони корисні тим, що дозволяють «легалізувати» (у нормативній логіці) ваші критерії максимуму енергоефективності та комплексного показника якості як об'єктів оптимізації.

Для техніко-експлуатаційних показників якості важливі стандарти з підходів до надійності та методів аналізу надійності [138, 139]. А для безпечності систем регулювання та захистів – стандарти з функціональної безпеки електричних програмованих систем, а також систем приладів безпеки для технологічних процесів [140, 141, 142]. Це дозволяє коректно розвести оптимізацію ефективності та обов'язкові обмеження безпеки (тобто оптимізація тільки в допустимій області режимів і дій регуляторів).

#### **1.7.6. ДСТУ щодо котлів та приймальних випробувань допоміжних установок**

Оскільки ТЕЦ є комплексом «котел–турбіна–теплофікаційні відбори–мережева вода», до нормативного поля належать і стандарти на котли та допоміжні установки: загальні положення, вимоги до обмежувальних пристроїв та приймальні випробування [143-145]. Вони важливі для постановки узгоджених режимних обмежень і для коректності експериментальної бази (бо «турбінна» оптимізація без урахування котельних обмежень може бути нефізичною або небезпечною).

Загальна структура нормативних документів наведено на рис. 1.6.

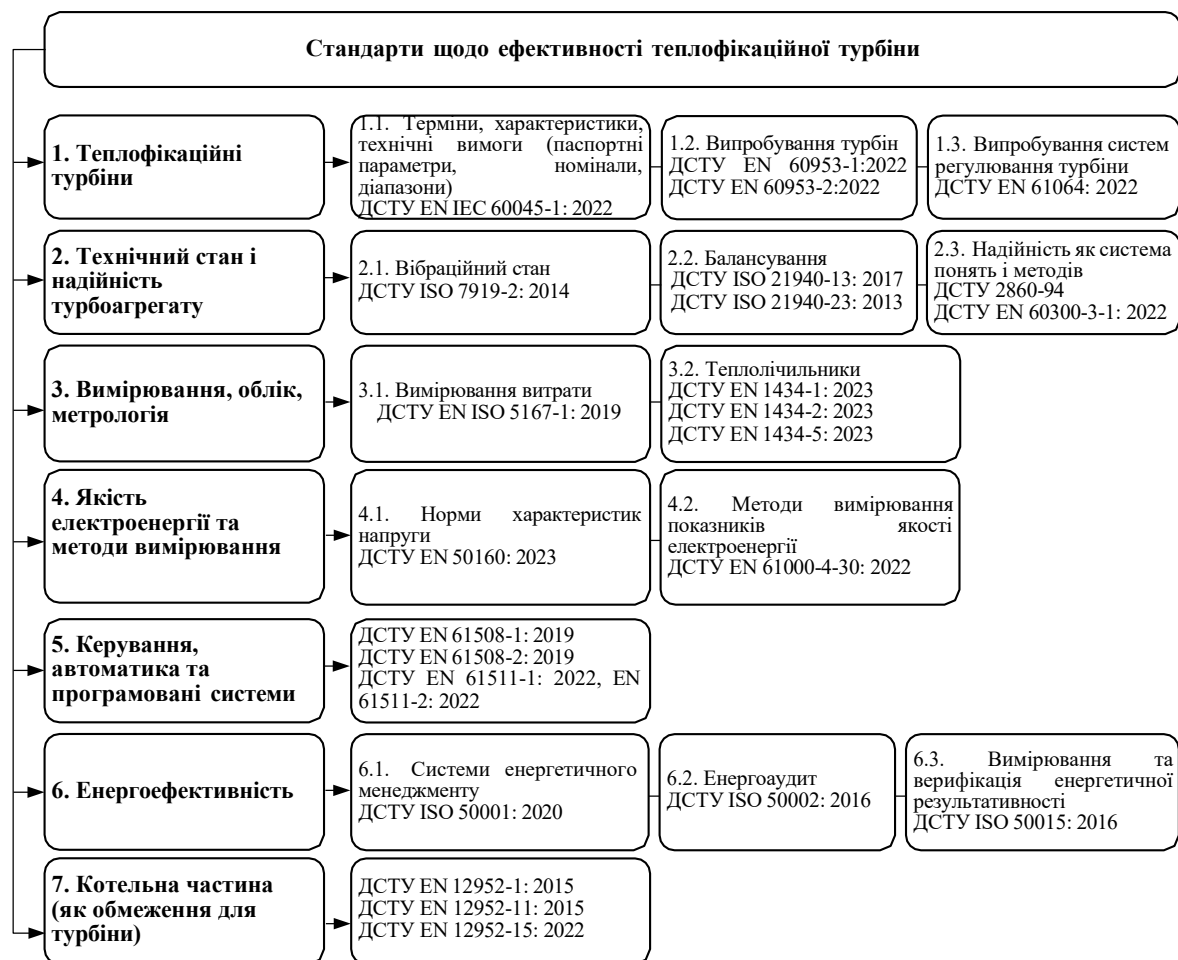


Рисунок 1.6 – Структура нормативних документів щодо якості теплофікаційних турбін ТЕЦ

### 1.7.7. Висновки щодо недоліків і прогалин чинних ДСТУ

Аналіз нормативного забезпечення показав, що немає єдиного спеціалізованого ДСТУ, який би нормував саме теплофікаційну ефективність і якість ТЕЦ як двопродуктового об'єкта (електроенергія й теплота) з єдиною системою показників, правилами агрегування та порівняння режимів. Наявні документи добре покривають або турбіну як машину [121-126], або вимірювання/облік [129-132], або менеджмент [135-137], але не задають інтегрованого комплексного показника якості ТЕЦ як нормативної категорії.

Недостатньо нормовано динамічну складову енергоефективності: стандарти з теплових випробувань фокусуються на встановлених режимах [123, 124], а стандарти з керування швидкістю – на приймальних перевірках регулятора [125]. Для задач мінімізації втрат у перехідних режимах потрібне методичне поле для оцінки інтегральних енергетичних втрат під час маневрування та для критеріїв якості регулювання, узгоджених з енергоефективністю.

Фрагментарність стандартів ускладнює практичну реалізацію режимної оптимізації та координації «електрика-тепло»: наявні ДСТУ не формалізують вимоги до координації контурів (потужність, тиск/частота, теплове навантаження, тиски відборів) у вигляді типових структур керування та правил пріоритезації збурень/обмежень (клапани, відбори, мінімальні/максимальні режими).

Значна частина ключових стандартів прийнята «мовою оригіналу» [121, 123-125, 139-145], що підвищує ризик неоднозначного тлумачення на рівні експлуатації та локальних методик. Для енергетики актуальною є потреба у націоналізованих методиках застосування цих вимог у контексті реальних теплофікаційних графіків і мережевих обмежень.

Ці прогалини логічно обґрунтовують наукове завдання: запропонувати методи синтезу енергоефективних систем керування й

режимної оптимізації ТЕЦ із формуванням комплексного показника якості та з методично коректною процедурою експериментальної верифікації.

## **1.8. Висновки до розділу 1**

У розділі виконано комплексний аналіз роботи теплофікаційних турбін ТЕЦ та факторів, що визначають якість і ефективність їх функціонування. Показано, що теплофікаційні турбіни працюють у принципово багатокритеріальних умовах, де одночасно мають бути забезпечені вимоги до електричної потужності, тепловідпуску, паливної економічності, надійності та екологічності.

Встановлено, що основні експлуатаційні режими ТЕЦ характеризуються значною варіативністю навантажень і частими перехідними процесами, у яких проявляється конфлікт між цілями «електрика–тепло–економічність–ресурс». Аналіз показників якості підтвердив, що традиційні підходи до оцінювання ефективності є недостатніми для адекватної оцінки роботи ТЕЦ у перехідних режимах без урахування динамічних, екологічних і системних характеристик.

Проаналізовано існуючі системи керування теплофікаційними турбінами та виявлено їх ключові обмеження: локальність контурів регулювання, відсутність узгодження між електричними та тепловими каналами, обмежена адаптивність до змін пріоритетів, а також ігнорування інтегральних втрат у перехідних режимах.

На основі аналізу нормативного забезпечення встановлено наявність прогалин у чинних ДСТУ щодо оцінки якості керування теплофікаційними турбінами в динамічних режимах.

У результаті сформульовано наукову задачу дисертації, яка полягає у розробленні методів і алгоритмів керування теплофікаційними турбінами ТЕЦ у перехідних режимах на основі багатокритеріальної оптимізації та комплексного показника якості.

## РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОФІКАЦІЙНИХ ТУРБІНИ, РЕЖИМІВ ЇХ РОБОТИ ТА ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ ТЕЦ

### 2.1. Вихідні положення моделювання теплофікаційної турбіни у складі ТЕЦ

#### 2.1.1. Межі об'єкта та цілі моделювання

Теплофікаційна турбіна у складі ТЕЦ розглядається як енергетичний перетворювач, що перерозподіляє підведену з парою теплоту між електричною потужністю та тепловим навантаженням споживачів через регульовані відбори. Для задач синтезу енергоефективного керування доцільно застосувати дворівневий підхід:

- стаціонарна термодинамічна модель режиму (для оптимізації режимів, оцінювання ККД, питомих витрат та втрат);
- зведена динамічна модель (для проектування регуляторів, аналізу перехідних процесів та втрат у динаміці) [148, 147].

Ключові вихідні змінні стану: тиски  $p$ , температури  $T$ , ентальпії  $i$ , витрати пари  $G$ , частота обертання (кутова швидкість)  $\omega$ , а також електрична потужність  $N_e$  і тепла потужність відборів  $Q_T$ . Термодинамічні властивості води й пари ( $i$ ,  $s$ ,  $v$  тощо) доцільно визначати за промисловою формуляцією IAPWS IF97, придатною для енергетичних розрахунків у широкому діапазоні  $T$  та  $p$  [146].

#### 2.1.2. Баланси маси та енергії як основа моделі режиму

Для розрахунку режиму турбіни (з відборами та конденсацією) базовим є закон збереження маси для головного паропроводу турбіни:

$$G_0 = G_{\text{конд}} + \sum_{j=1}^m G_{\text{відб}j} + G_{\text{вт}}, \quad (2.1)$$

де  $G_0$  – витрата свіжої пари на турбіну;  $G_{\text{конд}}$  – витрата, що проходить до конденсатора;  $G_{\text{відб } j}$  – витрати в  $j$ -й відбір;  $G_{\text{вт}}$  – сумарні витоки/продувки (за потреби приймають малими та зводять до поправки) [148, 152].

Для кожної ділянки проточної частини між вузлами відборів доцільно використовувати енергетичний баланс потужності в узагальненій формі:

$$N_T = \sum_{k=1}^n G_k (i_{\text{вх } k} - i_{\text{вих } k}) - N_{\text{мех}}, \quad (2.2)$$

де  $N_T$  – внутрішня (термодинамічна) потужність турбіни;  $G_k$  – витрата через  $k$ -ту ділянку;  $i_{\text{вх } k}$ ,  $i_{\text{вих } k}$  – ентальпії на вході/виході ділянки;  $N_{\text{мех}}$  – механічні втрати (тертя, вентиляційні тощо) [148]. На практиці  $i_{\text{вих } k}$  визначають через ізоентропний процес і внутрішній ККД циліндра:

$$i_{\text{вих } k} = i_{\text{вх } k} - \eta_{ik} (i_{\text{вх } k} - i_{\text{вих } k}^{\text{із}}), \quad (2.3)$$

де  $\eta_{ik}$  – внутрішній ККД (ізоентропна ефективність) відповідної ділянки;  $i_{\text{вих } k}^{\text{із}}$  – ентальпія після ідеального (ізоентропного) розширення до того ж тиску [148, 146]. Така постановка узгоджується з підходами теплових приймальних випробувань, де ефективність і теплові показники фіксують для визначених умов режиму [152, 153].

Електрична потужність генератора:

$$N_e = \eta_m \eta_g N_T, \quad (2.4)$$

де  $\eta_m$  – механічний ККД валопроводу;  $\eta_g$  – ККД генератора [148].

### 2.1.3. Модель теплового навантаження через відбори

Для теплофікаційного відбору, що подає пару в мережеві підігрівачі, тепла потужність (за спрощенням “пара-конденсат”) задається:

$$Q_{Tj} = G_{\text{відб } j} (i_{\text{відб } j} - i_{\text{конд } j}), \quad (2.5)$$

де  $i_{\text{відб } j}$  – ентальпія пари у відборі;  $i_{\text{конд } j}$  – ентальпія конденсату після теплообмінника (підігрівача) [150, 148].

З боку мережевої води (як перевірочне рівняння теплового балансу):

$$Q_{Tj} = G_{Mj} c_B (T_{\text{МВих}j} - T_{\text{МВх}j}), \quad (2.6)$$

де  $G_{Mj}$  – витрата мережевої води;  $c_B$  – питома теплоємність води;  $T_{\text{МВих}j}$ ,  $T_{\text{МВх}j}$  – температури мережної води після/до підігрівача. Ця форма зручна для зв'язку турбіни з тепломережею у задачах «електрика-тепло» та для подальшої ідентифікації по вимірних даних [149].

Важлива властивість теплофікаційної турбіни – вплив зміни витрати відбору на електричну потужність: збільшення  $G_{\text{відб}}$  зазвичай зменшує  $G_{\text{конд}}$  та перепад ентальпії в частині проточної частини, тому  $N_e$  стає функцією теплового навантаження, що й формує потребу координації керування [149, 150].

#### 2.1.4. Характеристики витрати пари та керувальні впливи

У моделях режимів часткових навантажень часто застосовують узагальнену залежність витрати пари через турбіну від тисків (наближено закон «еліпса Стодоли»):

$$G_0 = K_{\text{ст}} \frac{\sqrt{p_{\text{ВХ}}^2 - p_{\text{Вих}}^2}}{\sqrt{T_{\text{ВХ}}}}, \quad (2.7)$$

де  $K_{\text{ст}}$  – коефіцієнт проточної частини (ідентифікується за паспортними/випробувальними даними);  $p_{\text{ВХ}}$ ,  $T_{\text{ВХ}}$  – параметри пари перед регулювальними органами;  $p_{\text{Вих}}$  – тиск після відповідної частини/за турбіною (для конкретизації вибирають межі ділянки моделі) [148]. Це рівняння дає простий механізм врахування “дроселювання–ковзного тиску–часткового навантаження” в режимних розрахунках.

Керувальний вплив з боку системи регулювання зазвичай реалізується через положення регулювальних клапанів  $u$  (0...1). Для зведених моделей допустима квадратична апроксимація витрати через клапан:

$$G_{\text{кл}} = K_{\text{кл}} u \sqrt{\Delta p}, \quad \Delta p = p_{\text{перед}} - p_{\text{після}}, \quad (2.8)$$

де  $K_{\text{кл}}$  – пропускна здатність тракту “клапан-впуск”;  $p_{\text{перед}}$ ,  $p_{\text{після}}$  – тиски

до/після клапана. Надалі  $G_{\text{кл}}$  узгоджують із  $G_0$  та балансами по відборах [148, 147]. Стандарти на приймальні випробування систем регулювання швидкості задають логіку перевірки таких каналів впливу в динаміці (реакція на збурення/зادання, відповідність характеристик) [154].

### 2.1.5. Зведена динамічна модель для синтезу САР

Для задач ПД-керування важливо описати інерційність «котел–паропровід–парова камера–турбіна–генератор». Типовий мінімально достатній опис включає:

(а) Динаміку маси пари в паровому об'ємі (парова камера/впуск):

$$\frac{dm_{\text{п}}}{dt} = G_{\text{вх}} - G_{\text{вих}}, \quad (2.9)$$

де  $m_{\text{п}}$  – маса пари в об'ємі;  $G_{\text{вх}}$  – притік (через клапани);  $G_{\text{вих}}$  – витрата в проточну частину/відбори [148, 147].

За умови малих відхилень і застосування стисливості пари отримують зв'язок для тиску (лінійовану форму):

$$\frac{dp}{dt} = \frac{RT}{V} (G_{\text{вх}} - G_{\text{вих}}), \quad (2.10)$$

де  $V$  – ефективний об'єм;  $R$  – газова стала для водяної пари;  $T$  – середня температура в об'ємі (у зведених моделях може прийматись квазісталою на коротких інтервалах) [147, 148]. Цей блок відповідає «парова камера» у рекомендованих турбінних моделях для досліджень динамічної стійкості енергосистем [147].

(б) Рівняння руху ротора (динаміка швидкості):

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_{\text{т}} - M_{\text{н}} - M_{\text{вт}}, \quad (2.11)$$

де  $J$  – зведений момент інерції турбоагрегату;  $M_{\text{т}}$  – момент турбіни;  $M_{\text{н}}$  – момент електричного навантаження генератора;  $M_{\text{вт}}$  – момент втрат. Часто використовують перехід через потужності:

$$M = \frac{N_t}{\omega}, \quad M = \frac{N_e}{\omega}. \quad (2.12)$$

Таке подання є базовим для аналізу перерегулювання, часу встановлення і статичної похибки у контурах частоти/потужності [147, 148].

(в) Вплив відборів у динаміці (узагальнення):

для  $j$ -го відбору можна задати алгебраїчний або першопорядковий зв'язок:

$$G_{\text{відб } j} = f_j(p_{\text{відб } j}, u_{\text{тепл } j}), \quad \tau_j \frac{dG_{\text{відб } j}}{dt} + G_{\text{відб } j} = G_{\text{відб } j}^*, \quad (2.13)$$

де  $u_{\text{тепл } j}$  – керувальний вплив теплового контуру (клапан/регулятор тиску відбору),  $\tau_j$  – ефективна стала часу теплового тракту,  $G_{\text{відб } j}$  – фактична витрата,  $G_{\text{відб } j}^*$  – квазістала цільова витрата за поточних умов. Таке представлення потрібне, щоб у моделі з'явився конфліктний зв'язок: зміна теплового каналу через  $G_{\text{відб}}$  змінює  $N_e$ , а отже впливає на електричні контури [149, 150].

### 2.1.6. Узгодження моделі з випробуваннями та паспортними даними

Для параметризації ( $K_{\text{ст}}$ ,  $K_{\text{кл}}$ ,  $\eta_i$ ,  $V$ ,  $\tau_j$ ,  $\eta_m$ ,  $\eta_\Gamma$ ) доцільно опиратися на:

- технічні характеристики парових турбін та правила їх подання [151];
- методики теплових приймальних випробувань (встановлення енергетичних показників у заданих режимах) [152, 153];
- приймальні випробування систем керування швидкістю (динамічні властивості, реакції на збурення/задання) [154].

У результаті пункт 2.1 задає єдину основу: стаціонарна модель дає показники енергоефективності та якості режиму, а зведена динамічна модель – показники якості регулювання та енерговтрати в перехідних процесах, що є критично важливим для подальшого синтезу регуляторів і задач оптимізації.

## **2.2. Статичні моделі теплофікаційної турбіни та теплофікаційних режимів**

### **2.2.1. Загальні підходи до статичного моделювання турбіни у складі ТЕЦ**

Під статичною моделлю теплофікаційної турбіни розуміємо сукупність алгебраїчних співвідношень, що описують стаціонарні (усталені) режими роботи за заданих параметрів свіжої пари, вакууму (або протитиску), витрат у відборах та теплового навантаження мережі. Такі моделі використовують для: 1) побудови області допустимих режимів; 2) оцінювання електричної потужності та тепловідпуску; 3) розрахунку паливної економічності та енерговтрат як функцій режимних змінних; 4) постановки оптимізаційних задач у подальших розділах (узгодження «електрика-тепло»). Підхід із застосуванням аналітичних залежностей для зв'язку «паливо–тепло–електроенергія» й опису граничних режимів теплофікаційних ТЕЦ широко використовується у задачах режимної оптимізації та аналізу області роботи когенераційних установок [155, 156, 158].

Для розрахунку термодинамічних властивостей води та пари (ентальпія, ентропія, температура насичення тощо) доцільно прийняти промислову формуляцію властивостей води та пари (таблично-розрахунковий стандарт), що забезпечує відтворюваність результатів [146].

### **2.2.2. Баланс витрат пари для теплофікаційних режимів**

Розглянемо турбіну з регульованими відборами (типова “відбірно-конденсаційна” схема). Нехай:

$G_0$  – масова витрата свіжої пари на вході в турбіну, кг/с;

$G_{\text{відб.}j}$  – витрата пари у  $j$ -му відборі (на мережеві підігрівачі/теплофікацію), кг/с;

$G_k$  – витрата пари, що надходить до конденсатора (конденсаційна частина), кг/с.

Тоді статичний баланс мас (для  $m$  відборів) має вигляд:

$$G_k = G_0 - \sum_{j=1}^m G_{\text{відб},j}. \quad (2.14)$$

Збільшення теплового навантаження мережі, як правило, реалізується ростом  $G_{\text{відб},j}$ , що зменшує  $G_k$  і змінює режим розширення у проточній частині (і, відповідно, електричну потужність та ККД). Концепція “межових режимів” (теплофікаційний/конденсаційний) і потреба узгодженого опису електро- та тепло-потоків є базовою для моделювання ТЕЦ [155, 158].

### 2.2.3. Модель електричної потужності турбіни через ентальпійні перепади

Позначимо термодинамічні стани (ентальпії):

$i_{\text{вх}}$  – ентальпія свіжої пари на вході, кДж/кг;

$i_{\text{вих},j}$  – ентальпія пари після відповідної ділянки розширення (перед відбором або перед наступним ступенем), кДж/кг;

$i_k$  – ентальпія на виході в конденсатор (або на останньому ступені), кДж/кг;

$i^{i3}$  – ентальпії ізоентропійного (ідеального) розширення до відповідного тиску.

Тоді для кожної ділянки розширення можна записати:

$$\Delta i_{\text{еф},r} = \eta_{i,r} (i_{\text{вх},r} - i_{\text{вих},r}^{i3}), \quad (2.15)$$

де  $\eta_{i,r}$  – внутрішній (ізоентропійний) ККД відповідної частини/циліндра,  $r=1..R$ . Термодинамічні величини  $i$  та  $i^{i3}$  визначаються за прийнятою формуляцією властивостей [146].

Тоді механічна потужність на валу (алгебраїчне наближення) може бути подана як сума по ділянках:

$$N_{\text{вал}} = \sum_{r=1}^R G_r \Delta i_{\text{эф},r}, \quad (2.16)$$

де  $G_r$  – витрата пари на  $r$ -й ділянці (з урахуванням відборів). Електрична потужність:

$$N_e = \eta_m \eta_{\Gamma} N_{\text{вал}}, \quad (2.17)$$

У теплофікаційному режимі при зростанні відборів зменшується витрата пари через «хвіст» турбіни, змінюється ентальпійний перепад у кінцевих ступенях і, як наслідок,  $N_e$  стає функцією  $\{G_{\text{відб},j}\}$  та параметрів теплофікації. Такий спосіб подання зв'язку «тепло-відбори-електрична потужність» узгоджується з підходами, де режимні діаграми є основою моделювання ТЕЦ [155, 158].

#### 2.2.4. Статична модель тепловідпуску від відборів

Теплова потужність, що передається у мережевих підігрівачах (для  $j$ -го відбору), може бути описана через ентальпії:

$$Q_{\text{т},j} = G_{\text{відб},j} (i_{\text{відб},j} - i_{\text{конд},j}), \quad (2.18)$$

де  $i_{\text{відб},j}$  – ентальпія пари у відборі,  $i_{\text{конд},j}$  – ентальпія конденсату/дренажу після теплообмінника, кДж/кг.

Альтернативно, через параметри мережевої води:

$$Q_{\text{т}} = G_{\text{в}} c_{\text{п}} (T_{\text{вих}} - T_{\text{вх}}), \quad (2.19)$$

де  $G_{\text{в}}$  – витрата мережевої води, кг/с;  $T_{\text{вх}}$ ,  $T_{\text{вих}}$  – температури мережевої води на вході/виході підігрівачів.

Перший вираз зручний у теплових схемах турбіни й дозволяє безпосередньо враховувати якість пари та конденсації в підігрівачах; другий – природний для експериментальної ідентифікації на ТЕЦ, де вимірюються витрати/температури мережевої води. У задачах вибору раціонального розподілу теплових навантажень між підігрівачами саме  $Q_{\text{т},j}$  виступає керованою (або обмежувальною) величиною [156].

### 2.2.5. Урахування часткових навантажень: витратно-тискова залежність

Для опису роботи на часткових навантаженнях у статичній постановці часто застосовують узагальнені витратно-тискові залежності проточної частини (для груп ступенів/циліндрів). Узагальнено (у вигляді «еліпса Стодоли») використовують співвідношення виду:

$$G = K \sqrt{\frac{p_{\text{вх}}^2 - p_{\text{вих}}^2}{T_{\text{вх}}}}, \quad (2.20)$$

де  $K$  – узагальнений коефіцієнт пропускної здатності проточної частини;  $T_{\text{вх}}$  – абсолютна температура на вході.

Це співвідношення дозволяє зв'язати зміну витрати пари з тисками (що важливо при дроселюванні, ковзному тиску та обмеженнях клапанів) і застосовується у моделях роботи турбіни за часткових навантажень та при зміні режимів регулювання [157, 159].

### 2.2.6. Узагальнені статичні характеристики «електрика–тепло»

Для задач оптимізації режимів часто будують аналітичну характеристику зв'язку між  $N_e$  та  $Q_T$ . Найпоширеніший підхід – представити електричну потужність як функцію тепловідпуску (або витрат у відборах) у вигляді апроксимації:

$$N_e = N_{\text{конд}}(G_0, p_{\text{вх}}, p_{\text{к}}) - \sum_{j=1}^m b_j Q_{T,j}, \quad (2.21)$$

де  $N_{\text{конд}}$  – потужність у «базовому» (ближчому до конденсаційного) режимі за тих самих вхідних умов;  $b_j$  – коефіцієнти «втрати електричної потужності» від відбору тепла (визначаються ідентифікацією або розрахунком за термодинамічною моделлю).

Така форма прямо відображає конфлікт «електрика-тепло» й використовується як компроміс між точністю та обчислювальною

придатністю у задачах оптимального вибору режимів [155, 158].

### 2.2.7. Паливна економічність і енерговтрати як функції режиму

Для зв'язку паливо-теплота пари (в узагальненому вигляді) можна використовувати:

$$B_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{пари}}}{\eta_{\text{к}} q_{\text{н}}}, \quad Q_{\text{пари}} \approx G_0 (i_{\text{вх}} - i_{\text{жив}}), \quad (2.22)$$

де  $B_{\text{п}}$  – витрата палива, кг/с (або т/год);  $q_{\text{н}}$  – нижча теплота згоряння палива, кДж/кг;  $\eta_{\text{к}}$  – ККД котла (або парогенератора);  $i_{\text{жив}}$  – ентальпія живильної води перед котлом.

Тоді сумарна енергоефективність ТЕЦ у режимі когенерації (за енергетичним підходом) може бути записана як:

$$\eta_{\text{заг}} = \frac{N_{\text{е}} + \sum_{j=1}^m Q_{\text{т},j}}{B_{\text{п}} q_{\text{н}}}. \quad (2.23)$$

А невраховані втрати (у тому числі з конденсатором, скидом теплоти, втратами димових газів тощо) у статичній постановці зручно оцінювати як залишок:

$$Q_{\text{вт}} = B_{\text{п}} q_{\text{н}} - N_{\text{е}} - \sum_{j=1}^m Q_{\text{т},j}. \quad (2.24)$$

Наведені співвідношення дозволяють безпосередньо виразити паливну складову та “ціну режиму” через  $G_0$ ,  $\{G_{\text{відб},j}\}$ , вакуум (через  $p_{\text{к}}$ ) та параметри мережі. Саме такі моделі (з різним ступенем деталізації) використовують для побудови залежностей «паливо-електрика-тепло» та аналізу режимних діаграм ТЕЦ [155, 156].

## 2.3. Математичні моделі показників якості ТЕЦ

Мета пункту – задати формалізовані (обчислювані) показники якості ТЕЦ, які безпосередньо пов'язуються з результатами статичних моделей

теплофікаційних режимів (витрата пари, теплова потужність мережі, електрична потужність, витрата палива тощо) та з динамічними показниками роботи контурів регулювання (перехідні процеси). Це необхідно для подальшої постановки задач оптимізації режимів і синтезу систем керування.

### 2.3.1. Енергетичні показники (ККД, питома витрата теплоти, паливна економічність)

Вхідна теплота палива для часової точки або інтервалу моделювання визначається енергетичним потоком палива:

$$\dot{Q}_{\text{пал}}(t) = \dot{B}_{\text{пал}}(t) q_{\text{н}}, \quad (2.25)$$

де  $\dot{B}_{\text{пал}}$  – витрата палива,  $q_{\text{н}}$  – нижча теплота згоряння палива.

Практично  $\dot{B}_{\text{пал}}$  береться з вимірювань або з балансної моделі котла/ТЕЦ, а  $q_{\text{н}}$  – за паспортними даними палива (для задач енергзбереження – у складі системи вимірювання та верифікації) [169, 170].

Корисні виходи ТЕЦ у теплофікаційному режимі – електрична потужність  $N_{\text{ел}}(t)$  та теплова потужність відпуску в мережу  $Q_{\text{т}}(t)$ . Тоді загальний (паливний) ККД ТЕЦ:

$$\eta_{\text{заг}}(t) = \frac{N_{\text{ел}}(t) + Q_{\text{т}}(t)}{\dot{Q}_{\text{пал}}(t)}. \quad (2.26)$$

Для інтервалу  $[0; T]$  (зміна навантаження, добовий графік) доцільно застосовувати інтегральну форму:

$$\eta_{\text{заг}} = \frac{\int_0^T (N_{\text{ел}}(t) + Q_{\text{т}}(t)) dt}{\int_0^T \dot{Q}_{\text{пал}}(t) dt}. \quad (2.27)$$

Таке усереднення коректне для порівняння режимів із різною тривалістю, та напряду сумісне з підходами енергзбереження й оцінювання енергетичної результативності [169, 170].

Електричний та тепловий ККД (як часткові показники):

$$\eta_{\text{ел}}(t) = \frac{N_{\text{ел}}(t)}{\dot{Q}_{\text{пал}}(t)}, \quad \eta_{\text{т}}(t) = \frac{Q_{\text{т}}(t)}{\dot{Q}_{\text{пал}}(t)}. \quad (2.28)$$

Їх застосовують для аналізу компромісу «електрика-тепло» при зміні відборів і конденсаційного навантаження.

Питома витрата теплоти на виробництво електроенергії (теплова питомисть, «теплота на кіловат-годину»):

$$q_{\text{ел}}(t) = \frac{Q_{\text{пал}}(t)}{N_{\text{ел}}(t)} \left[ \frac{\text{Дж}}{\text{Вт} \cdot \text{с}} \right] \quad (2.29)$$

а для інтервалу:

$$q_{\text{ел}} = \frac{\int_0^T \dot{Q}_{\text{пал}}(t) dt}{\int_0^T N_{\text{ел}}(t) dt}. \quad (2.30)$$

Аналогічно для тепла:

$$q_{\text{т}} = \frac{\int_0^T \dot{Q}_{\text{пал}}(t) dt}{\int_0^T Q_{\text{т}}(t) dt}. \quad (2.31)$$

Ці показники зручні тим, що прямо відображають паливну економічність: менше  $q_{\text{ел}}$  та  $q_{\text{т}}$  – економічніше.

У теплофікації виникає задача розподілу палива між електроенергією та теплом (для коректного порівняння режимів і для екологічних питомих показників). Узагальнено:

$$\dot{B}_{\text{ел}}(t) = \alpha_{\text{ел}}(t) \dot{B}_{\text{пал}}(t), \quad \dot{B}_{\text{т}}(t) = (1 - \alpha_{\text{ел}}(t)) \dot{B}_{\text{пал}}(t), \quad (2.32)$$

де  $\alpha_{\text{ел}}(t)$  – коефіцієнт віднесення (алокації). У літературі поширені енергетичний та ексергетичний підходи алокації [164, 165]. Для ексергетичного підходу зручно використовувати:

$$\alpha_{\text{ел}}(t) = \frac{E_{\text{ел}}(t)}{E_{\text{ел}}(t) + E_{\text{т}}(t)}, \quad E_{\text{ел}}(t) = N_{\text{ел}}(t),$$

$$E_{\text{т}}(t) = Q_{\text{т}}(t) \left( 1 - \frac{T_0(t)}{T_{\text{пост}}} \right), \quad (2.33)$$

де  $T_0$  – температура навколишнього середовища,  $T_{\text{пост}}$  – характерна температура постачання тепла (узгоджена з тепломережею). Такий запис відображає фізичний факт: «якість» теплоти залежить від температурного рівня; саме тому ексергетичні критерії чутливі до параметрів відборів і мережевої води [163, 164].

### 2.3.2. Техніко-експлуатаційні показники (надійність, готовність, ремонтпридатність, ресурс)

Для ТЕЦ важливо пов'язати режимні рішення та алгоритми керування з показниками надійності та готовності, адже агресивні перехідні режими, часті пуски/зупинки, робота на мінімальному вакуумі або при обмеженнях арматури можуть збільшувати інтенсивність відмов.

Базова функція безвідмовності:

$$P_{\text{без}}(t) = \exp\left(-\int_0^t \lambda(\tau) d\tau\right), \quad (2.34)$$

де  $\lambda(t)$  – інтенсивність відмов, яка в загальному випадку залежить від режиму. У найпростішій апроксимації  $\lambda = \text{const}$ :

$$P_{\text{без}}(t) = \exp(-\lambda t). \quad (2.35)$$

Термінологічно й методично ці визначення узгоджуються з понятійною базою надійності та стандартними підходами аналізу [173, 174].

Для експлуатації ключовий інтегральний показник – коефіцієнт готовності:

$$K_{\text{г}} = \frac{t_{\text{роб}}}{t_{\text{роб}} + t_{\text{відн}}}, \quad (2.36)$$

де  $t_{\text{роб}}$  – середній час роботи між відновленнями,  $t_{\text{відн}}$  – середній час відновлення (ремонту/відновлювальних робіт).

Саме ця форма є практичною: її напряму обчислюють із журналів подій/АСК ТП та застосовують для порівняння стратегій техобслуговування і режимного керування [173, 174].

Для задачі керування корисно вводити режимну залежність інтенсивності відмов, наприклад:

$$\lambda(t) = \lambda_0 \left( 1 + k_N \Delta N_{\text{ел}}(t) + k_p \Delta p(t) + k_T \Delta T(t) \right), \quad (2.37)$$

де  $\Delta(\cdot)$  – відхилення від номіналу

### 2.3.3. Динамічні показники якості регулювання (перерегулювання, час встановлення, статична похибка, інтегральні критерії)

Динамічна якість оцінюється на перехідних процесах контурів регулювання (потужність, тиск/частота, теплова потужність, тиск відборів тощо). Для довільної регульованої величини  $y(t)$  та завдання  $y_{\text{зад}}(t)$  вводиться похибка:

$$e(t) = y_{\text{зад}}(t) - y(t). \quad (2.38)$$

Перерегулювання (у відсотках) для стрибка завдання:

$$\sigma = \frac{y_{\text{max}} - y_{\text{уст}}}{y_{\text{уст}}} \cdot 100\%, \quad (2.39)$$

де  $y_{\text{max}}$  – максимальне значення у перехідному процесі,  $y_{\text{уст}}$  – усталене значення. Час встановлення  $t_{\text{уст}}$  визначають як найменший час, після якого:

$$|y(t) - y_{\text{уст}}| \leq \Delta, \quad \forall t \geq t_{\text{уст}}, \quad (2.40)$$

де  $\Delta$  – допустима смуга (наприклад, 2-5% від  $y_{\text{уст}}$ ). Такі метрики є стандартними для порівняння налаштувань регуляторів і законів керування [160].

Статична похибка:

$$e_{\text{ст}} = \lim_{t \rightarrow \infty} e(t). \quad (2.41)$$

Для оптимізації налаштувань ПІД-регулятора та узгодження контурів широко застосовують інтегральні критерії (україномовні позначення наведено як скорочення назви критерію):

- інтеграл абсолютної похибки:  $IAP = \int_0^T |e(t)| dt$ ,

- інтеграл квадрата похибки:  $IKP = \int_0^T e^2(t) dt$ ,

- інтеграл часу, помноженого на абсолютну похибку:

$$IЧАП = \int_0^T t |e(t)| dt,$$

- інтеграл часу, помноженого на квадрат похибки:  $IЧКП = \int_0^T t e^2(t) dt$ .

IAP і IKP “карають” величину похибки; IЧАП та IЧКП додатково підвищують штраф за тривалі перехідні, що важливо для режимів маневрування [160-162].

Оскільки для ТЕЦ критичним є не лише перехідний процес, а й економічність, доцільно вводити енергетичний штраф керування (наприклад, за додаткову витрату палива на перехід):

$$J_{\text{пал}} = \int_0^T (\dot{B}_{\text{пал}}(t) - \dot{B}_{\text{пал,уст}}) dt, \quad (2.42)$$

де  $\dot{B}_{\text{пал,уст}}$  – витрата палива, яка відповідала б усталеному режиму без зайвих коливань. У подальшій оптимізації цей функціонал природно поєднується з інтегральними критеріями похибки (як багатокритеріальна постановка) [161, 162].

#### **2.3.4. Екологічні та системні показники (викиди, гнучкість, маневровість, стійкість до збурень, якість електроенергії)**

Питомі викиди (наприклад,  $\text{CO}_2$ ) на інтервалі  $[0; T]$  можуть бути описані через паливо та коефіцієнти емісії:

$$M_{\text{CO}_2} = \int_0^T \dot{B}_{\text{пал}}(t) k_{\text{CO}_2} dt, \quad (2.43)$$

де  $k_{\text{CO}_2}$  – питомий коефіцієнт емісії  $\text{CO}_2$  для палива.

Для звітності на рівні організації та інвентаризації викидів структура таких розрахунків узгоджується зі стандартом з кількісного визначення та звітності [175].

Тоді питомі викиди на електроенергію:

$$m_{CO_2, \text{ел}} = \frac{M_{CO_2}}{\int_0^T N_{\text{ел}}(t) dt}, \quad (2.44)$$

а на корисний відпуск (електроенергія + тепло) – відповідно:

$$m_{CO_2, \text{кор}} = \frac{M_{CO_2}}{\int_0^T (N_{\text{ел}}(t) + Q_T(t)) dt}. \quad (2.45)$$

Гнучкість і маневровість доцільно оцінювати набором режимних обмежень/індикаторів, зручних для оптимізації:

- мінімальне електричне навантаження:  $N_{\text{ел, min}}$ ;
- діапазон регулювання:  $\Delta N_{\text{ел}} = N_{\text{ел, max}} - N_{\text{ел, min}}$ ;
- швидкість зміни навантаження (нормована):

$$r = \max_N \left| \frac{dN_{\text{ел}}(t)}{dt} \right| / N_{\text{ел, ном}}. \quad (2.46)$$

Оглядові дослідження з гнучкості ТЕЦ та когенерації підкреслюють важливість саме цих характеристик (мінімальне навантаження, час пуску, темп наростання потужності, обмеження по тепловому графіку) для роботи в умовах змінної генерації та диспетчерських команд [166, 167].

Якість електроенергії для ТЕЦ як джерела в мережі оцінюють за показниками напруги, частоти та спотворень. Норми характеристик напруги задаються стандартом [171], а методи вимірювання – [172]. Наприклад, відхилення діючого значення напруги:

$$\delta U = \frac{U - U_{\text{ном}}}{U_{\text{ном}}} \cdot 100\%, \quad (2.47)$$

де  $U$  – усереднене (за нормованим інтервалом агрегації) діюче значення напруги, а  $U_{\text{ном}}$  – номінал [171, 172]. Для спотворень застосовують коефіцієнт гармонічних спотворень, який обчислюють за результатами вимірювання гармонік напруги/струму відповідно до процедур [172].

### 2.3.5. Комплексний показник якості ТЕЦ

Для подальшого структурного та параметричного синтезу доцільно формувати комплексний показник якості як агрегування нормованих часткових показників:

$$K_{\text{комп}} = \sum_{i=1}^n w_i k_i, \quad \sum_{i=1}^n w_i = 1, \quad w_i \geq 0. \quad (2.48)$$

де  $k_i \in [0;1]$  – нормовані (безрозмірні) часткові показники (чим більше – тим краще),  $w_i$  – ваги.

Нормування робимо цільовим (“відхилення від нормативу/цілі”), що зручно в енергетиці:

$$k_i = \exp(-\beta_i J_i), \quad (2.50)$$

де  $J_i \geq 0$  – штраф (чим гірше – тим більше),  $\beta_i > 0$  – коефіцієнт чутливості. Така форма гарантує  $k_i \in (0;1]$  без ручного підбору меж.

#### Складова 1 – якість електроенергії $k_{\text{еляк}}$

Введемо набір показників якості електроенергії, вимірюваних (обчислюваних) у часі:

- відхилення напруги  $\delta U(t)$ ;
- відхилення частоти  $\delta f(t)$ ;
- коефіцієнт гармонічних спотворень напруги  $K_{\text{сп}}(t)$ ;
- показник коливань напруги  $K_{\text{к}}(t)$ .

Штраф:

$$J_{\text{еляк}} = a_U J_U + a_f J_f + a_{\text{сп}} J_{\text{сп}} + a_{\text{к}} J_{\text{к}}, \quad \sum a_i = 1, \quad a_i \geq 0 \quad (2.50)$$

де:

$$J_U = \frac{1}{T} \int_0^T \left( \frac{\max\{0, |\delta U(t)| - \delta U_{\text{доп}}\}}{\delta U_{\text{доп}}} \right)^2 dt,$$

$$J_f = \frac{1}{T} \int_0^T \left( \frac{\max\{0, |\delta f(t)| - \delta f_{\text{доп}}\}}{\delta f_{\text{доп}}} \right)^2 dt,$$

$$J_{\text{сп}} = \frac{1}{T} \int_0^T \left( \frac{\max\{0, K_{\text{сп}}(t) - K_{\text{сп,доп}}\}}{K_{\text{сп,доп}}} \right)^2 dt,$$

$$J_{\text{к}} = \frac{1}{T} \int_0^T \left( \frac{\max\{0, K_{\text{к}}(t) - K_{\text{к,доп}}\}}{K_{\text{к,доп}}} \right)^2 dt. \quad (2.51)$$

Тоді

$$k_{\text{еляк}} = \exp(-\beta_{\text{еляк}} J_{\text{еляк}}). \quad (2.52)$$

### Складова 2 – питома витрата палива $k_{\text{пал}}$

Для теплофікаційної ТЕЦ коректно оцінювати паливну економічність на корисний відпуск (електрика + тепло):

$$b_{\text{кор}} = \frac{\int_0^T \dot{B}_{\text{пал}}(t) dt}{\int_0^T (N_{\text{ел}}(t) + \varphi Q_{\text{T}}(t)) dt}, \quad (2.53)$$

де  $\varphi \in (0; 1]$  – коефіцієнт приведення теплоти до еквіваленту (якщо суто енергетичний підхід, то  $\varphi=1$ ; якщо врахувати “якість теплоти” – задається за температурним рівнем теплопостачання).

Штраф відносно еталонного/цільового значення  $b_{\text{ціль}}$ :

$$J_{\text{пал}} = \max \left\{ 0, \frac{b_{\text{кор}} - b_{\text{ціль}}}{b_{\text{ціль}}} \right\}, \quad k_{\text{пал}} = \exp(-\beta_{\text{пал}} J_{\text{пал}}). \quad (2.54)$$

Динамічний надлишок палива від перехідних процесів:

$$\Delta B_{\text{дин}}(u, \theta) = \int_0^T \max\{0, \dot{B}_{\text{пал}}(t) - \dot{B}_{\text{пал,уст}}(t)\} dt. \quad (2.55)$$

Тоді штраф:

$$J_{\text{пал}} = c_1 \max \left\{ 0, \frac{b_{\text{кор}} - b_{\text{ціль}}}{b_{\text{ціль}}} \right\} + c_2 \frac{\Delta B_{\text{дин}}}{B_{\text{баз}}} \quad (2.56)$$

Якщо питома витрата палива не гірша за цільову – штраф нульовий; якщо гірша – штраф зростає.

### Складова 3 – маневровість (динамічна якість) $k_{\text{ман}}$

Маневровість у задачі керування доцільно розкласти на два аспекти:

- динамічна якість регулювання (похибка, перерегулювання, час

встановлення);

- здатність до навантажувальних змін (темп зміни потужності та тепловідпуску) без порушення обмежень.

Для двох ключових каналів: електричний  $N_{ел}(t)$  і тепловий  $Q_T(t)$ :

$$e_N(t) = N_{ел,зад}(t) - N_{ел}(t), \quad e_Q(t) = Q_{Т,зад}(t) - Q_T(t). \quad (2.57)$$

Використаємо інтегральні критерії (ІАП, ІКП, ІЧАП, ІЧКП), наприклад «час-зважений квадрат похибки»:

$$J_{рег} = c_N \frac{\int_0^T t e^2(t) dt}{N_{ел,ном}^2 T^2} + c_Q \frac{\int_0^T t e^2(t) dt}{Q_{Т,ном}^2 T^2}, \quad c_N + c_Q = 1. \quad (2.58)$$

Додамо штраф за надмірний темп зміни (маневровість із урахуванням обмежень):

$$J_{темп} = \eta_N \frac{1}{T} \int_0^T \left( \frac{N_{ел,зад}(t) - N_{ел}(t)}{r_{N,доп}} \right)^2 dt + \eta_Q \frac{1}{T} \int_0^T \left( \frac{Q_{Т,зад}(t) - Q_T(t)}{r_{Q,доп}} \right)^2 dt \quad (2.59)$$

І штраф за перерегулювання (для стрибкових змін):

$$J_{пер} = g_N \frac{\max\{0, \sigma_N - \sigma_{N,доп}\}}{\sigma_{N,доп}} + g_Q \frac{\max\{0, \sigma_Q - \sigma_{Q,доп}\}}{\sigma_{Q,доп}}. \quad (2.60)$$

Загальний штраф маневровості:

$$J_{ман} = \alpha J_{рег} + (1 - \alpha) J_{темп} + \gamma J_{пер},$$

$$k_{ман} = \exp(-\beta_{ман} J_{ман}). \quad (2.61)$$

#### Складова 4 – надійність $k_{над}$

Для ТЕЦ практичною є готовність (доступність) і частота відмов.

Нехай:

- коефіцієнт готовності на інтервалі  $K_T$ ;
- середня інтенсивність відмов  $\lambda$  (або частота аварійних зупинок).

Базово:

$$K_T = \frac{t_{роб}}{t_{роб} + t_{відн}}. \quad (2.62)$$

Індекс зносу як функціонал керування:

$$W(u, \theta) = \int_0^T \left( \gamma_1 \sum_j |u_j(t)| + \gamma_2 \sum_j u_j^2(t) + \gamma_3 |N_{\text{ел}}(t)| + \gamma_4 |Q_T(t)| \right) dt + \gamma_5 N_{\text{цик}} \quad (2.63)$$

де  $N_{\text{цик}}$  – кількість суттєвих циклів (можна рахувати як кількість перетинів рівня з гістерезисом).

Зв'яжемо знос із інтенсивністю відмов:

$$\lambda(t) = \lambda_0 (1 + k_W \Psi(t)), \quad \Psi(t) = \gamma_1 \sum_j |\dot{u}_j(t)| + \gamma_2 \sum_j \dot{u}_j^2(t) + \gamma_3 |\dot{N}_{\text{ел}}(t)|. \quad (2.64)$$

Тоді штраф на інтервалі:

$$J_{\text{над}} = \int_0^T \lambda(t) dt \quad (2.65)$$

або еквівалентно через готовність:

$$J_{\text{над}} = \max \left\{ 0, \frac{\left| K_{\text{г,ціль}} - K_{\text{г}} \right|}{K_{\text{г,ціль}}} \right\} + \xi \frac{W}{W_{\text{баз}}}. \quad (2.66)$$

Або:

$$J_{\text{над}} = p_1 \max \left\{ 0, \frac{K_{\text{г,ціль}} - K_{\text{г}}}{K_{\text{г,ціль}}} \right\} + p_2 \max \left\{ 0, \frac{\lambda_{\text{ціль}} - \lambda}{\lambda_{\text{ціль}}} \right\}, \quad p_1 + p_2 = 1, \quad (2.67)$$

$$k_{\text{над}} = \exp(-\beta_{\text{над}} J_{\text{над}}).$$

Готовність «недоотягує» до цілі – штраф зростає; відмов забагато – також штраф.

Якщо треба пов'язати надійність із режимами, вводиться режимна модель  $\lambda(t) = \lambda_0(1 + \dots)$  через відхилення тиску/температури/темпу змін – це зручно для оптимізації, але потребує ідентифікації за статистикою.

### Складова 5 – екологічність $k_{\text{екол}}$

Для набору забруднювачів  $s \in S$  (наприклад,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{NO}_x$ ,  $\text{SO}_2$ ) запишемо масові викиди:

$$M_s = \int_0^T \dot{m}_s(t) dt. \quad (2.68)$$

Питомі викиди на корисний відпуск:

$$m_{s,\text{кор}} = \frac{T M_s}{\int_0^T (N_{\text{ел}}(t) + \varphi Q_T(t)) dt}. \quad (2.69)$$

Штраф (відносно цілі):

$$J_{\text{екол}} = \sum_{s \in S} q_s \max \left\{ 0, \frac{\left| m_{s,\text{кор}} - m_{s,\text{доп}} \right|}{m_{s,\text{доп}}} \right\} + \nu \frac{\Delta B_{\text{дин}}}{B_{\text{баз}}} \quad \sum q_s = 1, \quad (2.70)$$

$$k_{\text{екол}} = \exp(-\beta_{\text{екол}} J_{\text{екол}}).$$

Модель не прив'язана до конкретного способу отримання  $\dot{m}_s(t)$ : це можуть бути прямі вимірювання або розрахунок через паливо й коефіцієнти емісії.

### Складова б – якість тепlopостачання $k_{\text{тепл}}$

Теплофікаційна турбіна забезпечує тепловий продукт, тому до комплексного показника логічно включити стабільність температурного графіка відбору.

Нехай  $T_{\text{пост}}(t)$  – температура подачі мережевої води,  $T_{\text{пост,зад}}(t)$  – задана (графік), тоді:

$$e_t(t) = T_{\text{пост,зад}}(t) - T_{\text{пост}}(t).$$

Штраф:

$$J_{\text{тепл}} = \frac{1}{T} \int_0^T \left( \frac{\max\{0, |e_t(t)| - \Delta T_{\text{доп}}\}}{\Delta T_{\text{доп}}} \right)^2 dt + \mu \frac{1}{T} \int_0^T \left( \frac{\max\{0, |e_p(t)| - \Delta p_{\text{відб,доп}}\}}{\Delta p_{\text{відб,доп}}} \right)^2 dt,$$

$$k_{\text{тепл}} = \exp(-\beta_{\text{тепл}} J_{\text{тепл}}). \quad (2.71)$$

Якщо температура подачі та/або тиск відбору тримаються в допуску – штраф нульовий; вихід за допуск – штраф.

### Підсумкова повна модель комплексного показника

Комплексний показник:

$$K_{\text{комп}} = w_{\text{еляк}} k_{\text{еляк}} + w_{\text{пал}} k_{\text{пал}} + w_{\text{ман}} k_{\text{ман}} + w_{\text{над}} k_{\text{над}} + w_{\text{екол}} k_{\text{екол}} + w_{\text{тепл}} k_{\text{тепл}}, \quad (2.72)$$

де:

$$k_{\text{еляк}} = \exp(-\beta_{\text{еляк}} J_{\text{еляк}}), \quad k_{\text{пал}} = \exp(-\beta_{\text{пал}} J_{\text{пал}}), \quad k_{\text{ман}} = \exp(-\beta_{\text{ман}} J_{\text{ман}}),$$

$$k_{\text{над}} = \exp(-\beta_{\text{над}} J_{\text{над}}), \quad k_{\text{екол}} = \exp(-\beta_{\text{екол}} J_{\text{екол}}), \quad k_{\text{тепл}} = \exp(-\beta_{\text{тепл}} J_{\text{тепл}}).$$

## 2.4. Математична модель втрат енергії як функція режимів роботи

Втрати енергії можна розглядати як зміна енергоефективності ТЕЦ під впливом: а) режимних відхилень (часткові навантаження, дроселювання, відхилення параметрів пари/вакууму) та б) перехідних процесів у замкненій системі керування. Модель втрат потрібна для подальшої оптимізації режимів і синтезу регуляторів, коли цільова функція мінімізує сумарні втрати за інтервал  $[0; T]$  [148, 155, 169].

Як базову еталонну точку порівняння вводимо референтний (оптимальний) режим із тими самими корисними відпусками (електрична та теплова потужності), але з мінімально можливим паливним підводом:

$$\dot{Q}_{\text{пал,опт}}(t) = \min \dot{Q}_{\text{пал}}(t) \text{ за умов } N_{\text{ел}}(t) = N_{\text{ел,зад}}(t), Q_{\text{т}}(t) = Q_{\text{т,зад}}(t),$$

що узгоджується з підходами енергозбереження [169].

### 2.4.1. Втрати на дроселюванні, відхиленнях параметрів, часткових навантаженнях

#### 2.4.1.1. Втрати на дроселюванні у регулювальних органах

Дроселювання в регулювальних клапанах є ізоентальпійним процесом:

$$i_{\text{передкл}} = i_{\text{післякл}}, \quad (2.73)$$

але супроводжується зростанням ентропії:

$$s_{\text{післякл}} > s_{\text{передкл}}, \quad (2.74)$$

що означає зменшення корисної частки енергії (ексергії) пари. Для кількісного оцінювання вводимо питомі втрати ексергії на дроселюванні:

$$\ell_{\text{др}}(t) = T_0 (s_{\text{післякл}}(t) - s_{\text{передкл}}(t)), \quad (2.75)$$

де  $T_0$  – температура довкілля (референтна). Тоді потужність втрат на дроселюванні:

$$N_{др}(t) = G_0(t) \ell_{др}(t) = G_0(t) T_0 (s_{післякл}(t) - s_{передкл}(t)). \quad (2.76)$$

Термодинамічні властивості  $i(\cdot)$ ,  $s(\cdot)$  визначаються за промисловою формуляцією властивостей води й пари [146], а використання ексергетичних підходів до оцінювання втрат для когенераційних установок узгоджується з аналізом енергетичної та ексергетичної ефективності ТЕЦ [163, 165].

Інтерпретація з точки зору керування. Збільшення “жорсткості” регулювання за електричним каналом (агресивні налаштування регуляторів) часто призводить до більшого середнього прикриття клапанів і коливань  $u_{кл}(t)$ , що збільшує  $s_{після.кл} - s_{перед.кл}$ , а отже й  $N_{др}(t)$ .

#### 2.4.1.2. Втрати від відхилення параметрів пари та вакууму

Відхилення вхідних параметрів (тиск/температура свіжої пари) та протитиску (вакууму в конденсаторі) змінює доступний ентальпійний перепад і внутрішню ефективність турбіни. У статичній моделі це відображається через зміну ефективного перепаду  $\Delta i_{еф}$  [148, 152, 153].

Введемо референтний перепад  $\Delta i_{еф,ref}$  для базового режиму (наприклад, номінального або оптимального за поточних обмежень), та поточний  $\Delta i_{еф}(t)$ . Тоді втрата електричної потужності від параметричних відхилень оцінюється як:

$$\Delta N_{парам}(t) = \eta_m \eta_\Gamma G_{екв}(t) (\Delta i_{еф,ref}(t) - \Delta i_{еф}(t)), \quad (2.77)$$

де  $G_{екв}(t)$  – еквівалентна витрата через ту частину проточної частини, на яку впливає відхилення. Конкретизація  $\Delta i_{еф}$  виконується через ізоентропні ентальпії, визначені за [146], та внутрішній ККД відповідної ділянки [148].

Для вакууму (підвищення тиску в конденсаторі) аналогічно:

$$\Delta N_{вак}(t) = \eta_m \eta_\Gamma G_k(t) (i_{к,ref}(t) - i_k(t)), \quad (2.78)$$

де  $i_k(t)$  – ентальпія на виході в конденсатор (або в кінці проточної частини), що змінюється при зміні тиску конденсації;  $i_{к,ref}$  – значення для

референтного вакууму.

Інтерпретація з точки зору керування. Координація «електрика-тепло» впливає на  $G_k(t)$  (через відбори), а також на режимні значення тисків і температур, тому здатна зменшувати  $\Delta N_{\text{парам}} + \Delta N_{\text{вак}}$  шляхом вибору більш вигідної точки роботи в області допустимих режимів [155, 156].

### 2.4.1.3. Втрати на часткових навантаженнях

На часткових навантаженнях зростають відносні внутрішні та механічні втрати, а питомі показники погіршуються. Зручно моделювати це через ефективність як функцію відносного навантаження:

$$\eta_{\text{заг}}(t) = \eta_{\text{заг,ном}} \varphi_{\eta}(\lambda(t)), \quad \lambda(t) = \frac{N_{\text{ел}}(t)}{N_{\text{ел,ном}}}, \quad (2.79)$$

де  $\varphi_{\eta}(\lambda) \leq 1$  – емпірична/ідентифікована характеристика часткового навантаження (поліном, сплайн або таблична апроксимація) [148, 155].

Тоді додаткові втрати теплового підводу від часткового навантаження за фіксованого корисного відпуску можна записати як:

$$\Delta Q_{\text{част}}(t) = (N_{\text{ел}}(t) + Q_{\text{т}}(t)) \left( \frac{1}{\eta_{\text{заг}}(t)} - \frac{1}{\eta_{\text{заг,ref}}(t)} \right), \quad (2.80)$$

де  $\eta_{\text{заг,ref}}(t)$  – ефективність у референтному режимі, який забезпечує той самий сумарний корисний відпуск з мінімальними втратами.

Інтерпретація з точки зору керування. Регулятори та логіка координації визначають, як саме агрегат пройде ділянку часткових навантажень (швидко/повільно, з коливаннями чи без), тобто формують інтегральний вклад  $\Delta Q_{\text{част}}(t)$  за інтервал.

### 2.4.2. Додаткові витрати в перехідних режимах (інтегральні енергетичні втрати)

Перехідні режими (маневрування навантаження, зміна тепловідпуску, збурення по тиску пари/вакууму) викликають додатковий паливний підвід через:

- похибки регулювання  $e_N(t)$ ,  $e_Q(t)$  і супутні коливання витрати пари/відборів;
- насичення та обмеження швидкості клапанів, що призводить до нераціональних траєкторій  $u(t)$ ;
- тимчасове відхилення від оптимальної точки режимної області (конфлікт “електрика-тепло”) [147, 149, 166].

Найпряміша інтегральна оцінка – додаткова енергія палива відносно квазіусталеного (або оптимального) еталону:

$$E_{\text{дин}} = \int_0^t (\dot{Q}_{\text{пал}}(t) - \dot{Q}_{\text{пал,ref}}(t)) dt, \quad \dot{Q}_{\text{пал}}(t) = B_{\text{пал}}(t) q_{\text{п}} \quad (2.81)$$

Тут

$\dot{Q}_{\text{пал,ref}}(t)$  – базовий паливний підвід для ідеальної траєкторії, що забезпечує ті самі  $N_{\text{ел,зад}}(t), Q_{\text{т,зад}}(t)$  без коливань (наприклад, за оптимальним законом керування або за квазістатичним розрахунком) [169].

Для ув’язки з показниками якості регулювання допускається модель, де додаткові витрати пропорційні інтегральним критеріям похибки:

$$E_{\text{дин}} \approx k_N \int_0^t e^2(t) dt + k_Q \int_0^t e^2(t) dt + k_u \sum_j \int_0^t u^2(t) dt, \quad (2.82)$$

де коефіцієнти  $k_N, k_Q, k_u$  ідентифікуються за експериментальними даними (порівняння витрати палива та якості перехідних процесів) [160, 161]. Така форма зручна, бо прямо пов’язує енерговтрати з керованістю: зменшення інтегральної похибки і нервовості керування зменшує  $E_{\text{дин}}$ .

У когенераційній ТЕЦ додаткові витрати часто виникають саме через конфліктні перехідні процеси: зміна теплового навантаження через відбори змінює електричну потужність, що створює взаємний вплив контурів і підвищує  $E_{\text{дин}}$  без координації керування [149, 155, 166].

### 2.4.3. Узагальнена функція втрат для оптимізації

Для задач оптимізації режимів та синтезу керування доцільно

визначити узагальнену функцію втрат як суму стаціонарних і динамічних складових:

$$L = \int_0^T \left( \alpha_1 N_{др}(t) + \alpha_2 \Delta N_{парам}(t) + \alpha_3 \Delta N_{вак}(t) + \alpha_4 \Delta Q_{част}(t) \right) dt + \alpha_5 E_{дин} + J, \quad (2.83)$$

де  $\alpha_i \geq 0$  – вагові коефіцієнти (за важливістю механізмів втрат), а  $J$  – штраф за порушення технологічних обмежень (тиски, температури, вакуум, межі відборів, обмеження клапанів):

$$J = \int_0^T \sum_r k_r (\max\{0, g_r(x(t), u(t), d(t))\})^2 dt, \quad (2.84)$$

де  $g_r(\cdot) \leq 0$  – нерівності-обмеження.

Режимні рішення (план траєкторій  $N_{ел,зад}(t), Q_{т,зад}(t)$ , вибір області роботи) визначають масштаби  $\Delta \dot{Q}_{част}$ ,  $\Delta N_{парам}$ ,  $\Delta N_{вак}$  [155, 156].

Налаштування регуляторів та логіка координації визначають  $u(t)$ , похибки  $e_N, e_Q$ , насичення і швидкість переміщення органів, що впливають на  $N_{др}(t)$  і  $E_{дин}$  [147, 149, 160, 161].

Таким чином, мінімізація  $L$  є природною постановкою задачі енергоефективного керування – мінімізуються як втрати в усталених режимах, так і додаткові витрати в перехідних процесах.

$L$  доцільно використовувати як цільову функцію або як одну з цілей у багатокритеріальній оптимізації разом із комплексним показником якості.

## 2.5. Динамічна модель турбіни та суміжних об'єктів (паропроводи, регулювальні клапани, відбори, теплоспоживач)

Сформуємо узгоджену динамічна модель теплофікаційної турбіни ТЕЦ як об'єкта керування. Модель будується за принципом зосереджених параметрів: ключові об'єми пари (парова камера, об'єми відборів, паропроводи) описуються рівняннями балансу маси/тиску, а перетворення енергії в турбіні – рівняннями моменту і потужності. Такий підхід є

стандартним для задач моделювання і синтезу регуляторів турбінних систем, зокрема для моделей турбінних регуляторів у дослідженнях енергосистем [147] та для термогідравлічного моделювання паротурбінних установок [148]. Для теплофікаційних агрегатів додатково враховуються динаміка відборів і теплоспоживача (тепломережі), що є суттєвим у координації «електрика-тепло» [149, 166].

## 2.5.1. Регулювальні клапани та їх приводи (вхідна пара, відбори)

### 2.5.1.1. Динаміка привода клапана (аперіодична ланка)

Для виконавчого органу (регулювального клапана) приймаємо модель першого порядку:

$$\begin{aligned} \tau_{\text{кл}} \frac{du_{\text{кл}}(t)}{dt} + u_{\text{кл}}(t) &= u_{\text{кл,зад}}(t), \\ \tau_{\text{відб}} \frac{du_{\text{відб}}(t)}{dt} + u_{\text{відб}}(t) &= u_{\text{відб,зад}}(t). \end{aligned} \quad (2.85)$$

$\tau_{\text{кл}}, \tau_{\text{відб}}$  відображають інерційність гідропривода/сервопривода, люфти та гідравлічні обмеження. Такі моделі широко застосовують у складі турбіно-регуляторних моделей [147].

Додатково враховуються обмеження фізичної реалізації:

$$\begin{aligned} 0 \leq u_{\text{кл}}(t) \leq 1, \quad 0 \leq u_{\text{відб}}(t) \leq 1, \\ \frac{du_{\text{кл}}(t)}{dt} \leq r_{\text{кл,доп}}, \quad \frac{du_{\text{відб}}(t)}{dt} \leq r_{\text{відб,доп}}. \end{aligned} \quad (2.86)$$

Ці обмеження критичні для адекватності моделі у перехідних режимах; саме вони породжують насичення, яке впливає на втрати та якість керування (див. п.п. 2.4).

### 2.5.1.2. Витратна характеристика клапана (керований дросель)

Масова витрата через клапан описується нелінійною функцією перепаду тиску і положення:

$$G_0(t) = \Psi_{\text{кл}} \left( u_{\text{кл}}(t), p_{\text{передкл}}(t), p_{\text{післякл}}(t), T_{\text{передкл}}(t) \right). \quad (2.87)$$

У практиці для контрольних задач зручною є апроксимація типу «пропускна здатність – корінь з перепаду» (узгоджується з витратно-тисковими співвідношеннями, що застосовуються для турбомашин і парових трактів) [148]:

$$G_0(t) = K_{\text{кл}} u_{\text{кл}}(t) \sqrt{\frac{p_{\text{передкл}}^2(t) - p_{\text{післякл}}^2(t)}{T_{\text{передкл}}(t)}}. \quad (2.88)$$

$K_{\text{кл}}$  ідентифікується з експериментальних даних (пускові/перехідні записи), а нелінійність дає правильний вплив дроселювання на витрату і тиск у паровій камері (важливо для точності динаміки) [147, 148].

Аналогічно для регульованого відбору:

$$G_{\text{відб}}(t) = K_{\text{відб}} u_{\text{відб}}(t) \sqrt{\frac{p_{\text{відб}}^2(t) - p_{\text{спож}}^2(t)}{T_{\text{відб}}(t)}}, \quad (2.89)$$

де  $p_{\text{спож}}(t)$  – протитиск теплоспоживача (вхід у підігрівачі/колектор), що визначається станом теплової мережі та схемою підключення [149].

## 2.5.2. Паропроводи та парові об'єми (динаміка тиску, затримки)

### 2.5.2.1. Динаміка тиску у паровій камері (перед турбіною)

Розглянемо зосереджений об'єм пари (парова камера/вхідний колектор), для якого баланс маси записують:

$$\frac{dp_{\text{кам}}(t)}{dt} = \frac{a_{\text{кам}}^2}{V_{\text{кам}}} (G_0(t) - G_T(t)). \quad (2.90)$$

де  $p_{\text{кам}}(t)$  – тиск у паровій камері;  $V_{\text{кам}}$  – еквівалентний об'єм;  $a_{\text{кам}}$  – ефективна швидкість звуку (параметр стисливості), що відображає термодинамічні властивості пари.

Форма рівняння типова для зосереджених моделей стисливих об'ємів і використовується в турбіно-регуляторних моделях [147]. Для уточнення термодинамічних властивостей (зв'язок між тиском, температурою, ентропією) застосовують формуляцію властивостей води і пари [146].

### 2.5.2.2. Динаміка паропроводу (інерційність + запізнення)

Паропровід між котлом і турбіною та ділянки до відборів доцільно описувати як інерційну ланку з транспортним запізненням:

$$\tau_{\text{тр}} \frac{dG_0(t)}{dt} + G_0(t) = G_{0,\text{кл}}(t - \tau_{\text{зап}}), \quad (2.91)$$

де  $G_{0,\text{кл}}(t)$  – витрата, сформована клапаном (п.п. 2.5.1),  $\tau_{\text{зап}}$  – транспортне запізнення,  $\tau_{\text{тр}}$  – інерційність, зумовлена стисливістю і гідравлічним опором тракту. Пояснення: така апроксимація забезпечує коректний фазовий зсув у контурі керування і широко використовується для прикладних моделей енергетичних об'єктів [147, 149].

### 2.5.3. Динаміка турбіни та перетворення енергії в потужність

#### 2.5.3.1. Рівняння руху ротора (механічна підсистема)

Механічна динаміка описується рівнянням моментів:

$$J \frac{d\omega(t)}{dt} = M_{\text{т}}(t) - M_{\text{н}}(t) - D(\omega(t) - \omega_{\text{ном}}), \quad (2.92)$$

де  $J$  – сумарний момент інерції ротора турбіни та генератора,  $D$  – коефіцієнт демпфування (втрати, внутрішнє тертя),  $M_{\text{т}}$  – турбінний момент,  $M_{\text{н}}$  – момент навантаження генератора. Така форма є базовою для моделей турбіно-регуляторних систем [147].

У режимі паралельної роботи з енергосистемою  $\omega(t)$  близька до  $\omega_{\text{ном}}$ , але для моделювання перехідних (в т.ч. участі у первинному регулюванні) рівняння необхідне, оскільки визначає динамічний зв'язок між витратою пари, моментом і частотою [147].

#### 2.5.3.2. Турбінний момент як функція витрати та перепаду

Для моделі керування, момент задається як функція витрати пари та ефективного перепаду:

$$M_{\text{т}}(t) = \frac{N_{\text{вал}}(t)}{\omega(t)}, \quad N_{\text{вал}}(t) = G_{\text{т}}(t) \Delta i_{\text{еф}}(t), \quad (2.93)$$

де  $G_{\text{т}}(t)$  – витрата через проточну частину (з урахуванням відборів),  $\Delta i_{\text{еф}}(t)$  –

ефективний ентальпійний перепад (див. п.п. 2.2). Термодинамічні розрахунки  $\Delta i_{\text{еф}}$  виконуються із застосуванням властивостей пари [146] та методик моделювання парових турбін [148].

Електрична потужність:

$$N_{\text{ел}}(t) = \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}} N_{\text{вал}}(t).$$

Це замикає динаміку «клапан – витрата – тиск – момент – потужність», на якій базується синтез регуляторів [147, 148].

## 2.5.4. Динаміка відборів і теплоспоживача (тепломережа)

### 2.5.4.1. Динаміка тиску у колекторі відбору

Для колектора відбору (зосереджений об'єм) застосуємо аналогічний баланс тиску:

$$\frac{dp_{\text{відб}}(t)}{dt} = \frac{a^2}{V_{\text{відб}}} (G_{\text{відб,вх}}(t) - G_{\text{відб,спож}}(t)). \quad (2.94)$$

$G_{\text{відб,вх}}(t)$  формується з проточної частини та/або відборного клапана;

$G_{\text{відб,спож}}(t)$  визначається теплоспоживачем (підігрівачами, колекторами тепломережі).

Цей блок є ключовим для теплофікаційного керування, оскільки через  $p_{\text{відб}}(t)$  забезпечується стабільність теплопостачання і виконується координація “електрика-тепло” [149, 156].

### 2.5.4.2. Теплоспоживач (підігрівачі/тепломережа) – енергетичний баланс

Зміна температури подачі мережевої води описується тепловою ємністю теплоспоживача:

$$C_{\text{т}} \frac{dT_{\text{пост}}(t)}{dt} = Q_{\text{т}}(t) - G_{\text{в}}(t) c_{\text{п}} (T_{\text{пост}}(t) - T_{\text{звор}}(t)) - Q_{\text{втр}}(t), \quad (2.95)$$

де  $C_{\text{т}}$  – еквівалентна теплоємність вузла теплопередачі (підігрівачі + ділянка мережі);  $G_{\text{в}}(t)$  – витрата мережевої води;  $T_{\text{звор}}(t)$  – температура зворотної води;  $Q_{\text{втр}}(t)$  – теплові втрати (можна задавати як частку або як функцію

температури).

Теплова потужність, що подається відбором, узгоджується з моделлю з 2.2:

$$Q_T(t) = G_{\text{відб}}(t) (i_{\text{відб}}(t) - i_{\text{конд}}(t)). \quad (2.96)$$

Ця підсистема описує інерційність тепломережі: навіть при швидкій зміні  $G_{\text{відб}}(t)$  температура мережі реагує із запізненням, що формує вимоги до налаштувань регулятора теплового каналу й обґрунтовує координаційні алгоритми для ТЕЦ [149, 166].

#### **2.5.4.3. Взаємозв'язок відборів з електричною потужністю (динамічна взаємодія)**

Динамічна модель повинна відображати факт: зміна відбору змінює витрату через “хвіст” турбіни та впливає на  $N_{\text{ел}}(t)$ . У зручній для керування формі це задається через залежність:

$$G_T(t) = G_0(t) - G_{\text{відб}}(t), \quad (2.97)$$

що є динамічним аналогом статичного балансу (п.п. 2.2). Саме цей зв'язок створює взаємний вплив контурів «електрика-тепло» і пояснює необхідність координації керування [149, 155, 156].

#### **2.5.5. Узагальнена модель у просторі станів для синтезу керування**

Для синтезу регуляторів зручно представити модель як систему:

$$\dot{x}(t) = f(x(t), u(t), \rho(t), d(t)), \quad y(t) = g(x(t), u(t), \rho(t), d(t)), \quad (2.98)$$

де типовий вектор станів може включати:

$$x(t) = \{p_{\text{кам}}(t), G_0(t), \omega(t), p_{\text{відб}}(t), t_{\text{пост}}(t), u_{\text{кл}}(t), u_{\text{відб}}(t)\}, \quad (2.99)$$

а виходи:

$$y(t) = \{N_{\text{ел}}(t), Q_T(t), p_{\text{відб}}(t), t_{\text{пост}}(t)\}. \quad (2.100)$$

Таке подання дозволяє лінеаризувати модель у робочій точці для аналітичного синтезу та виконувати чисельну оптимізацію регуляторів на нелінійній моделі, що є типовим підходом у задачах оптимального

налаштування та координації для ТЕЦ [160, 161, 166].

## **2.6. Математична модель системи регулювання та каналів керування**

Формалізуємо систему регулювання теплофікаційної турбіни ТЕЦ як сукупність виконавчих механізмів із реальними нелінійностями, каналів вимірювання (датчики, перетворення, фільтрація), лінеаризованої моделі для аналізу стійкості та синтезу параметрів регуляторів, а також правил параметричної ідентифікації та визначення області коректності моделей. Такий підхід відповідає практиці побудови керованих моделей турбіно-регуляторних систем та їх застосування в задачах оптимізації керування [147, 160, 161].

### **2.6.1. Модель виконавчих механізмів і обмежень (насичення, швидкість, люфти)**

#### **2.6.1.1. Аперіодична динаміка сервопривода**

Для регулювальних органів турбіни (клапан свіжої пари, клапан відбору) приймається модель першого порядку (як у п.п. 2.5), але тут вона входить у склад системи регулювання:

$$\begin{aligned} \tau_{\text{кл}} \frac{du_{\text{кл}}(t)}{dt} + u_{\text{кл}}(t) &= u_{\text{кл,зад}}(t), \\ \tau_{\text{відб}} \frac{du_{\text{відб}}(t)}{dt} + u_{\text{відб}}(t) &= u_{\text{відб,зад}}(t). \end{aligned} \quad (2.101)$$

$\tau$  відображають інерційність електрогідравлічного регулювання, що визначає фазові зсуви та впливає на можливі налаштування регуляторів [147].

#### **2.6.1.2. Насичення (кінцеві положення)**

Реальні виконавчі органи мають обмежений діапазон:

$$u_{\text{кл}}(t) = \text{sat}(u_{\text{кл}}^*(t), 0, 1), \quad u_{\text{відб}}(t) = \text{sat}(u_{\text{відб}}^*(t), 0, 1), \quad (2.102)$$

де функція насичення:

$$\text{sat}(v, v_{\text{мін}}, v_{\text{макс}}) = \begin{cases} v_{\text{мін}}, & v < v_{\text{мін}}, \\ v, & v_{\text{мін}} \leq v \leq v_{\text{макс}}, \\ v_{\text{макс}}, & v > v_{\text{макс}}. \end{cases} \quad (2.103)$$

Насичення створює нелінійність, що може спричиняти перерегулювання і коливання, особливо при інтегральній складовій регулятора. Тому в оптимізації налаштувань регулятора доцільно явно враховувати насичення [160, 161].

### 2.6.1.3. Обмеження швидкості переміщення (динамічне насичення)

Фізично клапан не може змінювати положення швидше заданого темпу:

$$\frac{du_{\text{кл}}(t)}{dt} \leq r_{\text{кл,доп}}, \quad \frac{du_{\text{відб}}(t)}{dt} \leq r_{\text{відб,доп}}. \quad (2.104)$$

Зручно реалізувати це як обмеження похідної (обмежувач темпу):

$$\frac{du_{\text{кл}}(t)}{dt} = \text{sat} \left( \frac{u_{\text{кл}}^*(t) - u_{\text{кл}}(t)}{\tau_{\text{кл}}}, -r_{\text{кл,доп}}, r_{\text{кл,доп}} \right), \quad (2.105)$$

аналогічно для  $u_{\text{відб}}(t)$ .

Обмеження темпу часто є основною причиною розсинхронізації контурів «електрика-тепло» у перехідних режимах і збільшення інтегральних енергетичних втрат (див. п.п. 2.4) [149, 166].

### 2.6.1.4. Модель люфтів (мертва зона та гістерезис)

Люфти, зазори, сухе тертя в механізмах та гідроприводах можуть бути подані як мертва зона за малих змін керування:

$$u_{\text{кл}}(t) = dz \left( u_{\text{кл}}^*(t), \Delta u_{\text{кл}} \right), \quad (2.106)$$

$$\text{де } dz(v, \Delta) = \begin{cases} 0, & |v| < \Delta, \\ v - \Delta \text{sgn}(v), & |v| \geq \Delta. \end{cases}$$

Мертва зона погіршує точність утримання тиску відбору та потужності на малих відхиленнях, підвищує статичну похибку і може

вимагати збільшення інтегральної складової регулятора, що знову ж посилює ризик інтегрального розгону при насиченні [160, 161]. Практично  $\Delta u_{\text{кл}}, \Delta u_{\text{відб}}$  оцінюють експериментально (див. п.п. 2.6.3).

## 2.6.2. Модель датчиків та фільтрації вимірювань

У каналах керування використовуються вимірювання  $N_{\text{ел}}(t), Q_{\text{т}}(t), p_{\text{кам}}(t), p_{\text{відб}}(t), t_{\text{пост}}(t)$ . Реальна система вимірювання має інерційність давачів/перетворювачів, шум/перешкоди, дискретність та цифрову фільтрацію.

### 2.6.2.1. Динаміка давача (аперіодична ланка)

Для будь-якого вимірюваного сигналу  $y(t)$  введемо вимірювану величину  $y_{\text{вим}}(t)$ :

$$\tau_{\text{д}} \frac{dy_{\text{вим}}(t)}{dt} + y_{\text{вим}}(t) = y(t). \quad (2.107)$$

$\tau_{\text{д}}$  відображає інерційність первинного перетворювача та тракту вимірювання. Для тиску/температури  $\tau_{\text{д}}$  може істотно впливати на стійкість контурів керування (додає запізнення), тому повинна враховуватися при синтезі [147, 160].

### 2.6.2.2. Модель завад і похибок вимірювання

Вимір містить шум і дрейф:

$$y_{\text{вим}}(t) = y_{\text{д}}(t) + v(t) + b(t), \quad (2.108)$$

де  $y_{\text{д}}(t)$  – вихід інерційної ланки давача (2.6.2.1),  $v(t)$  – випадкові завади,  $b(t)$  – повільний зсув нуля. Пояснення: для задач керування нас цікавить вплив  $v(t)$  на диференційну складову ПД та на фільтри.

### 2.6.2.3. Цифрова фільтрація (експоненційне згладжування)

Для зменшення шуму застосуємо фільтр першого порядку (цифровий аналог):

$$y_{\text{ф},k} = (1 - \alpha) y_{\text{ф},k-1} + \alpha y_{\text{вим},k}, \quad 0 < \alpha < 1, \quad (2.109)$$

де  $k$  – номер кроку дискретизації. Еквівалентна стала часу:

$$\tau_{\phi} = \frac{\Delta t}{\alpha}, \quad (2.110)$$

де  $\Delta t$  – період дискретизації.

Збільшення  $\tau_{\phi}$  краще пригнічує шум, але погіршує швидкодію і може збільшувати перерегулювання. Тому  $\tau_{\phi}$  слід узгоджувати з допустимими значеннями часу встановлення в показниках якості регулювання та з енергетичними втратами у перехідних режимах [160, 161].

#### 2.6.2.4. Фільтрація диференційної складової у ПД

Щоб не підсилювати шум, диференційну частину реалізують з фільтром:

$$D(p) = \frac{T_d p}{1 + T_d p/N}, \quad (2.111)$$

де  $N$  – коефіцієнт фільтрації (чим більше  $N$ , тим “гостріша” диференціація).

У часовій області це відповідає рівнянню:

$$T \frac{de(t)}{dt} = v(t) + \frac{T_d}{N} \frac{dv(t)}{dt}, \quad (2.112)$$

де  $v(t)$  – фільтрована “похідна” для формування диференційного каналу. Пояснення: така реалізація є стандартною практикою налаштування ПД, щоб забезпечити компроміс між швидкодією та шумостійкістю [160, 161].

### 2.6.3. Лінеаризація, параметрична ідентифікація, область коректності моделей

#### 2.6.3.1. Лінеаризація у робочій точці

Нехай узагальнена нелінійна модель замкненої частини об’єкта (без регуляторів) має вигляд:

$$\dot{x}(t) = f(x(t), u(t), d(t)), \quad y(t) = g(x(t), u(t), d(t)). \quad (2.113)$$

Для аналізу стійкості та синтезу налаштувань у заданій робочій точці  $(x_0, u_0, d_0)$  вводимо відхилення:

$$\Delta x = x - x_0, \quad \Delta u = u - u_0, \quad \Delta d = d - d_0, \quad \Delta y = y - y_0. \quad (2.114)$$

Лінеаризована модель:

$$\Delta \dot{x}(t) = A \Delta x(t) + B \Delta u(t) + E \Delta d(t), \quad \Delta y(t) = C \Delta x(t) + D \Delta u(t) + F \Delta d(t),$$

де матриці визначаються як похідні:

$$A = \left. \frac{\partial f}{\partial x} \right|_0, \quad B = \left. \frac{\partial f}{\partial u} \right|_0, \quad E = \left. \frac{\partial f}{\partial d} \right|_0, \quad C = \left. \frac{\partial g}{\partial x} \right|_0, \quad D = \left. \frac{\partial g}{\partial u} \right|_0, \quad F = \left. \frac{\partial g}{\partial d} \right|_0. \quad (2.115)$$

Пояснення: лінеаризація дозволяє отримати передатні функції каналів  $u_{\text{кл}} \rightarrow N_{\text{ел}}$ ,  $u_{\text{відб}} \rightarrow p_{\text{відб}}$ ,  $u_{\text{відб}} \rightarrow Q_{\text{т}}$  і оцінити взаємний вплив контурів. Саме на лінеаризованій моделі коректно застосовувати багато методів аналізу і початкового налаштування ПД [147, 160].

### 2.6.3.2. Параметрична ідентифікація (оцінювання $\tau$ , $K$ , запізень)

Для практичного синтезу регуляторів параметри моделей  $\tau_{\text{кл}}$ ,  $\tau_{\text{відб}}$ ,  $\tau_{\text{д}}$ ,  $\tau_{\text{ф}}$ , запізнення  $\tau_{\text{зап}}$ , коефіцієнти витратних характеристик  $K_{\text{кл}}$ ,  $K_{\text{відб}}$  доцільно ідентифікувати за експериментальними даними.

Типова процедура для одного каналу (наприклад  $u_{\text{кл}} \rightarrow N_{\text{ел}}$ ):

1. подати ступінчасту зміну  $u_{\text{кл}}$  у межах допустимого малосигнального відхилення;
2. виміряти реакцію  $N_{\text{ел}}(t)$ ;
3. апроксимувати реакцію моделлю “підсилення–інерція–запізнення”:

$$\Delta N_{\text{ел}}(t) = K_N \left( 1 - e^{-\frac{t - \tau_{\text{зап}}}{\tau_N}} \right) \cdot \mathbf{1}(t - \tau_{\text{зап}}), \quad (2.116)$$

де  $\mathbf{1}(\cdot)$  – одинична функція.

$K_N$  – статичне підсилення каналу,  $\tau_N$  – стала часу,  $\tau_{\text{зап}}$  – запізнення. Така ідентифікація широко використовується для налаштування регуляторів, оскільки дає параметри для обчислення початкових налаштувань ПД і для аналізу запасів стійкості [160, 161].

Оцінювання параметрів виконується методом найменших квадратів:

$$\min_{\mathcal{g}} \sum_{k=1}^K (N_{\text{ел,вим},k} - N_{\text{ел,мод},k}(\mathcal{g}))^2, \quad (2.117)$$

де  $\mathcal{D} = \{K_N, \tau_N, \tau_{\text{зап}}\}$ .

Такий підхід є базовим для параметричної ідентифікації і застосовується без потреби у складних нелінійних методах, якщо працювати в межах малих відхилень навколо робочої точки.

### 2.6.3.3. Область коректності моделей

Оскільки система має насичення, дроселювання, залежність властивостей пари від параметрів, лінеаризована модель коректна лише в певній області:

$$\begin{aligned} |\Delta u_{\text{кл}}(t)| \leq \Delta u_{\text{кл,доп}}, \quad |\Delta u_{\text{відб}}(t)| \leq \Delta u_{\text{відб,доп}}, \\ |p_{\text{кам}}(t) - p_{\text{кам,0}}| \leq \Delta p_{\text{кам,доп}}, \quad |p_{\text{відб}}(t) - p_{\text{відб,0}}| \leq \Delta p_{\text{відб,доп}}. \end{aligned} \quad (2.118)$$

Межі  $\Delta(\cdot)_{\text{доп}}$  визначаються так, щоб:

- клапани не входили в насичення (інакше лінеаризація втрачає сенс);
- параметри пари не виходили за область, де апроксимації  $\varphi_{\eta}(\lambda)$  та інші табличні залежності є точними;
- відхилення не виводили систему на інші режими (наприклад, суттєва зміна структури потоків через відбори).

Термодинамічні залежності для переходу між режимами повинні спиратися на коректні властивості пари [146], а для системного аналізу турбіно-регуляторних моделей – на рекомендації щодо побудови динамічних моделей [147].

## 2.8. Висновки до розділу 2

У розділі розроблено математичний апарат для моделювання теплофікаційної турбіни у складі ТЕЦ, режимів її роботи та показників якості. Сформовано узгоджену систему статичних і динамічних моделей, що охоплює енергетичні баланси, тепловідпуск через відбори, формування електричної потужності та динаміку суміжних об'єктів (паропроводи, клапани, теплоспоживач).

Побудовано математичні моделі часткових показників якості, включаючи енергетичні, техніко-експлуатаційні, динамічні та екологічні показники. Особливу увагу приділено формалізації динамічних показників якості регулювання, таких як перерегулювання, час встановлення, статична похибка та інтегральні критерії IAE, ISE, ITAE, що дозволяють кількісно оцінювати втрати та відхилення у перехідних режимах.

Запропоновано математичну модель втрат енергії в перехідних режимах, яка враховує додаткові витрати, зумовлені дроселюванням, частковими навантаженнями та неузгодженістю контурів керування. На цій основі сформовано узагальнену функцію втрат, придатну для задач оптимізації.

Розроблено лінеаризовану модель теплофікаційної турбіни у просторі станів, що є основою для синтезу систем керування та подальшого аналізу впливу параметрів регуляторів на показники якості.

## РОЗДІЛ 3. СИНТЕЗ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ТЕПЛОФІКАЦІЙНОЮ ТУРБІНОЮ ТЕЦ

### 3.1. Вимоги до системи керування за критеріями енергоефективності та комплексної якості

Система керування теплофікаційною турбіною у складі ТЕЦ повинна забезпечувати одночасне виконання двох груп вимог:

- мінімізацію втрат енергії (паливної та ексергійної) в усталених і перехідних режимах;
- максимізацію комплексного показника якості ТЕЦ із 6 складових, включаючи якість теплопостачання (див. попередні пункти).

Особливість ТЕЦ – наявність взаємодії “електрика-тепло”: рішення, що покращують один канал (наприклад, швидке відпрацювання електричного навантаження), можуть погіршувати інший (стабільність відборів, температура мережевої води), тому вимоги повинні формулюватися як багатокритеріальні та з урахуванням обмежень виконавчих органів і режимної області [149, 166].

#### 3.1.1. Основні вимоги до енергоефективності керування

##### 3.1.1.1. Мінімізація енергетичних втрат на інтервалі керування

Як базову вимогу формулюємо мінімум узагальнених втрат енергії  $L$  (п. 2.4) як функції параметрів регуляторів  $\theta$  та режимних завдань  $\rho(t)$ :

$$\min_{\theta, \rho} L(\theta, \rho). \quad (3.1)$$

Тут  $L$  враховує дроселювання, часткові навантаження, параметричні відхилення і додаткові витрати в перехідних режимах (динамічні втрати), що безпосередньо пов'язані з якістю регулювання та обмеженнями виконавчих механізмів [147, 149, 160, 161].

Для практичної постановки вимога задається через енергетичну норму відносно базової лінії:

$$\Delta E_{\text{пал}} = \int_0^T \left( \dot{B}_{\text{пал}}(t) - \dot{B}_{\text{пал,баз}}(t) \right) q dt \rightarrow \min, \quad (3.2)$$

де  $\dot{B}_{\text{пал,баз}}(t)$  – базова лінія паливоспоживання для того самого режимного плану. Така форма узгоджується з підходом вимірювання та верифікації енергетичної результативності [169].

### 3.1.1.2. Обмеження на «енергоємність» керування

Керування не повинно породжувати надмірну активність виконавчих органів, оскільки це веде до додаткових дросельних втрат і зниження надійності. Вводиться обмеження або штраф на “енергію керування”:

$$E_{\text{кер}} = \int_0^T \left( \sum_j \gamma_{1j} u_j^2(t) + \sum_j \gamma_{2j} |u_j(t)| \right) dt \leq E_{\text{кер,доп}}. \quad (3.3)$$

Це є вимогою до форми перехідного процесу: керування має бути монотонним, без коливання клапанів, що особливо важливо при координації теплового та електричного контурів [149, 166].

### 3.1.2. Вимоги до комплексної якості як функціоналу замкненої системи

Комплексний показник якості визначається як зважена сума нормованих складових:

$$K_{\text{комп}}(\theta, \rho) = \sum_{i=1}^6 w_i k_i(\theta, \rho), \quad \sum_{i=1}^6 w_i = 1, w_i \geq 0, \quad (3.4)$$

Базова вимога до системи керування:

$$K_{\text{комп}}(\theta, \rho) \rightarrow \max \quad (3.5)$$

за виконання технологічних обмежень.

Щоб показники мали однакову спрямованість (більше – краще), кожен складову задаємо у вигляді експоненційної нормалізації через штраф  $J_i$ :

$$k_i(\theta, \rho) = \exp(-\beta_i J_i(\theta, \rho)), \quad \beta_i > 0. \quad (3.6)$$

Така форма забезпечує безрозмірність, стабільну поведінку при

оптимізації, можливість налаштування «жорсткості» вимоги коефіцієнтом  $\beta_i$ . Підхід з інтегральними критеріями якості регулювання та їх використанням в оптимізації налаштувань регуляторів є типовим у задачах оптимізації [160, 161].

### 3.1.3. Вимоги до перехідних процесів (маневровість і мінімізація втрат у переході)

Для теплофікаційної турбіни маневровість визначається не лише швидкодією, а й відсутністю погіршення теплопостачання та зростанням втрат. Тому вводяться інтегральні критерії похибок регулювання:

$$J_{\text{пер}} = \alpha_N \int_0^T \frac{t e^2(t)}{N_{\text{ел,ном}}^2} dt + \alpha_Q \int_0^T \frac{t e_2(t)}{Q_{\text{т,ном}}^2} dt + \alpha_{\text{відб}} \int_0^T \frac{t e^2(t)}{P_{\text{відб,ном}}^2} dt. \quad (3.7)$$

Вагове множення на  $t$  підсилює штраф за тривалість перехідного процесу, що є важливим для мінімізації інтегральних втрат і підвищення якості теплопостачання. Такі критерії широко застосовують для порівняння та оптимізації ПД [160, 161].

Додаткові вимоги до форми перехідних процесів задаються обмеженнями:

- по перерегулюванню:  $\sigma_N \leq \sigma_{N,\text{доп}}$ ,  $\sigma_{\text{відб}} \leq \sigma_{\text{відб,доп}}$ ,
- по часу встановлення:  $t_{\text{вст}N} \leq t_{\text{вст}N,\text{доп}}$ ,  $t_{\text{вст} \text{відб}} \leq t_{\text{вст} \text{відб,доп}}$ ,
- по статичній похибці:  $\lim_{t \rightarrow \infty} e_N(t) = 0$ ,  $\lim_{t \rightarrow \infty} e_{\text{відб}}(t) = 0$ .

Ці вимоги забезпечують і якість електроенергії/маневрування, і якість теплопостачання; вони критично залежать від запізнень та інерційностей, описаних у п.п. (2.5-2.6) [147, 149].

### 3.1.4. Вимоги до якості теплопостачання як рівноправної складової

Оскільки в комплексному показнику якості якість теплопостачання є окремою складовою, формулюємо її вимоги як умови перебування температури подачі та тиску відбору в допустимих межах:

$$|T_{\text{пост}}(t) - T_{\text{пост,зад}}(t)| \leq \Delta T_{\text{доп}},$$

$$|p_{\text{відб}}(t) - p_{\text{відб,зад}}(t)| \leq \Delta p_{\text{доп}},$$

або у вигляді інтегральної норми:

$$J_{\text{тепл}} = \frac{1}{T} \int_0^T \left( \frac{\max\{0, |T_{\text{пост}}(t) - T_{\text{пост,зад}}(t)| - \Delta T_{\text{доп}}\}}{\Delta T_{\text{доп}}} \right)^2 dt + \mu \frac{1}{T} \int_0^T \left( \frac{\max\{0, |p_{\text{відб}}(t) - p_{\text{відб,зад}}(t)| - \Delta p_{\text{доп}}\}}{\Delta p_{\text{доп}}} \right)^2 dt. \quad (3.8)$$

Допускова форма важлива для теплопостачання, оскільки мале відхилення в межах допуску не повинно штрафуватися так само, як перевищення допуску. Динаміка теплоспоживача (інерційність температури мережевої води) призводить до необхідності фільтрації і коректного узгодження контурів (п.п. 2.6) [149, 166].

### 3.1.5. Вимоги до якості електроенергії (стабільність у контурі керування)

Якість електроенергії у керованісному сенсі забезпечується стабільністю та малими коливаннями  $N_{\text{ел}}(t)$ , а також виконанням вимог до напруги і методів вимірювання показників якості електроенергії [171, 172]. Для моделі вимог у контурі керування задаємо:

$$\begin{aligned}
J_{\text{еляк}} = & a \frac{1}{T} \int_0^T \left( \frac{\max\{0, |\delta f(t)| - \delta f_{\text{доп}}\}}{\delta f_{\text{доп}}} \right)^2 dt + \\
& + a \frac{1}{T} \int_0^T \left( \frac{\max\{0, |\delta U(t)| - \delta U_{\text{доп}}\}}{\delta U_{\text{доп}}} \right)^2 dt.
\end{aligned} \tag{3.9}$$

Такий критерій дозволяє поєднати вимоги системи керування турбіни з вимогами до якості електроенергії та методів її оцінювання [171, 172]. Динамічна коректність моделей турбіно-регуляторів для енергосистем є важливою передумовою синтезу, щоб забезпечити необхідну реакцію на збурення та первинне регулювання [147].

### 3.1.6. Узагальнена вимога як багатокритеріальна постановка

З урахуванням двох головних критеріїв (енерговтрати та комплексна якість) вимоги до системи керування зручно подавати як задачу:

$$\min_{\theta, \rho} L(\theta, \rho) \quad \text{та} \quad \max_{\theta, \rho} K_{\text{комп}}(\theta, \rho) \tag{3.10}$$

Для практичної реалізації в оптимізації допускаються два еквівалентні варіанти:

Варіант А (скаляризація):

$$\min_{\theta, \rho} J(\theta, \rho) = \lambda \frac{L(\theta, \rho)}{L_{\text{баз}}} - \lambda_K \frac{K_{\text{комп}}(\theta, \rho)}{K_{\text{комп, доп}}}, \quad \lambda_E > 0, \lambda_K > 0. \tag{3.11}$$

Варіант Б (обмеження за якістю):

$$\min_{\theta, \rho} L(\theta, \rho) \quad \text{за умов} \quad K_{\text{комп}}(\theta, \rho) \geq K_{\text{комп, доп}}. \tag{3.12}$$

Варіант А зручний для чисельної оптимізації, варіант Б – для інженерного обґрунтування, коли задається гарантований рівень якості при мінімальних втратах. Практики багатокритеріальної оптимізації налаштувань регуляторів широко використовуються в задачах налаштування регуляторів [161] та у підходах енергоефективного керування когенераційними установками [149, 166].

## 3.2. Базова структура системи керування на основі ПД-регуляторів

Базова структура керування теплофікаційною турбіною ТЕЦ повинна забезпечувати:

1. Точне відпрацювання завдань по  $N_{\text{ел}}(t)$  та  $Q_{\text{т}}(t)$ ;
2. Стабілізацію  $p_{\text{відб}}(t)$  (або  $T_{\text{пост}}(t)$ ) як показника якості теплопостачання;
3. Мінімізацію енерговтрат у перехідних режимах за наявності обмежень виконавчих механізмів (насичення, обмеження швидкості), розглянутих у 2.6.

Найбільш практичною є структура із кількома ПД-регуляторами та координаційним блоком, що розв'язує задачу «електрика-тепло» через розподіл керуючих впливів і обмежень режимної області [147, 149, 160, 166].

### 3.2.1. Вибір регульованих величин та керуючих впливів

#### 3.2.1.1. Регульовані величини (виходи системи)

З урахуванням моделей (п.п. 2.5-2.6) та вимог (п.п. 3.1) приймаємо основні регульовані величини:

1. Електрична потужність:

$$y_1(t) = N_{\text{ел}}(t).$$

2. Теплове навантаження (теплова потужність):

$$y_2(t) = Q_{\text{т}}(t).$$

3. Тиск відбору як показник стабільності теплопостачання:

$$y_3(t) = p_{\text{відб}}(t).$$

За потреби замість  $p_{\text{відб}}(t)$  можна використовувати  $T_{\text{пост}}(t)$  як регульовану величину тепломережі; тоді  $p_{\text{відб}}(t)$  стає внутрішньою величиною координації. Враховуючи інерційність теплоспоживача,

найчастіше застосовують каскад: зовнішній контур по  $T_{\text{пост}}$ , внутрішній – по  $p_{\text{відб}}$  [149, 166].

Формуємо вектор виходів:

$$y(t) = \begin{bmatrix} N_{\text{ел}}(t) \\ Q_{\text{т}}(t) \\ p_{\text{відб}}(t) \end{bmatrix}. \quad (3.13)$$

### 3.2.1.2. Керуючі впливи (входи системи)

Для теплофікаційної турбіни основними керуючими впливами є положення регулювальних органів:

1. Положення регулювального клапана свіжої пари:

$$u_1(t) = u_{\text{кл}}(t),$$

2. Положення органа регулювання відбору/теплого навантаження:

$$u_2(t) = u_{\text{відб}}(t).$$

Формуємо вектор керувань:

$$u(t) = \begin{bmatrix} u_{\text{кл}}(t) \\ u_{\text{відб}}(t) \end{bmatrix}, \quad 0 \leq u_{\text{кл}}(t) \leq 1, \quad 0 \leq u_{\text{відб}}(t) \leq 1. \quad (3.14)$$

### 3.2.1.3. Задання (режимний план)

Задання для системи керування задаються як:

$$r(t) = \begin{bmatrix} N_{\text{ел,зад}}(t) \\ Q_{\text{т,зад}}(t) \\ p_{\text{відб,зад}}(t) \end{bmatrix}, \quad (3.15)$$

де  $Q_{\text{т,зад}}(t)$  формується графіком теплового навантаження, а  $p_{\text{відб,зад}}(t)$  – як внутрішнє завдання, узгоджене з тепловим режимом (або через зовнішній контур  $T_{\text{пост,зад}}(t)$ ).

Похибки регулювання:

$$\begin{aligned} e_N(t) &= N_{\text{ел,зад}}(t) - N_{\text{ел}}(t), & e_Q(t) &= Q_{\text{т,зад}}(t) - Q_{\text{т}}(t), \\ e_{\text{відб}}(t) &= p_{\text{відб,зад}}(t) - p_{\text{відб}}(t). \end{aligned} \quad (3.16)$$

### 3.2.1.4. Основні взаємозв'язки (причина координації)

Ключовий фізичний зв'язок теплофікаційного режиму:

$$G_T(t) = G_0(t) - G_{\text{відб}}(t), \quad (3.17)$$

а електрична потужність (за моделлю п.п. 2.5):

$$N_{\text{ел}}(t) = \eta_m \eta_r G_T(t) \Delta i_{\text{еф}}(t). \quad (3.18)$$

### 3.2.2. Схема координації контурів «електрична потужність – тиск/витрата – теплове навантаження»

#### 3.2.2.1. Загальна ідея координації (розподіл керувань)

Оскільки  $u_{\text{кл}}$  і  $u_{\text{відб}}$  впливають на всі виходи, вводитьься координаційний блок, що формує завдання для виконавчих органів на основі трьох контурів:

1. Контур потужності  $N_{\text{ел}}$  формує основну команду на  $u_{\text{кл}}$ ;
2. Контур тепла  $Q_T$  формує “основну” команду на  $u_{\text{відб}}$ ;
3. Контур  $p_{\text{відб}}$  стабілізує відбори і швидко компенсує збурення тепломережі (каскадна структура) [149, 166].

Узагальнено:

$$u^*(t) = \Phi(v_N(t), v_Q(t), v_{\text{відб}}(t), z(t)), \quad (3.19)$$

де  $v_N, v_Q, v_{\text{відб}}$  – виходи ПІД-регуляторів,  $z(t)$  – логіка координації (обмеження, пріоритети, розв’язка каналів).

#### 3.2.2.2. ПІД-регулятори контурів

ПІД у безперервному вигляді для кожного контуру:

$$\begin{aligned} v_N(t) &= K_{\text{П}} \left( e_N(t) + \frac{1}{T_{\text{І}}^N} \int_0^t e_N(\tau) d\tau + T_{\text{Д}} \frac{de_N(t)}{dt} \right), \\ v_Q(t) &= K_{\text{П}} \left( e_Q(t) + \frac{1}{T_{\text{І}}^Q} \int_0^t e_Q(\tau) d\tau + T_{\text{Д}} \frac{de_Q(t)}{dt} \right), \\ v_{\text{відб}}(t) &= K_{\text{П}} \left( e_{\text{відб}}(t) + \frac{1}{T_{\text{І}}^{\text{відб}}} \int_0^t e_{\text{відб}}(\tau) d\tau + T_{\text{Д}} \frac{de_{\text{відб}}(t)}{dt} \right). \end{aligned} \quad (3.20)$$

Застосування ПІД як базового регулятора та оптимізація його параметрів є усталеним інженерним підходом; при цьому необхідні

фільтрація диференціальної складової та протиінтегральне обмеження, розглянуті в п.п. 2.6 [160, 161]. Для турбіно-регуляторних систем важливо враховувати запізнення і насичення виконавчих механізмів, що визначає стійкість і якість перехідних процесів [147].

### 3.2.2.3. Каскадна координація «тепло: температура - тиск відбору – клапан»

З урахуванням інерційності теплоспоживача (п.п. 2.5), доцільна каскадна структура:

Зовнішній контур теплопостачання формує завдання для тиску відбору:

$$p_{\text{відб,зад}}(t) = p_{\text{відб,0}} + \Psi_t (T_{\text{пост,зад}}(t) - T_{\text{пост}}(t)), \quad (3.21)$$

де  $\Psi_t(\cdot)$  – ПД або ПІ-регулятор зовнішнього контуру.

Внутрішній контур підтримує  $p_{\text{відб}}(t)$  через  $u_{\text{відб}}(t)$ :

$$u_{\text{відб}}^*(t) = \text{sat}(v_{\text{відб}}(t) + u_{\text{відб,0}}, 0, 1). \quad (3.21)$$

Внутрішній контур по  $p_{\text{відб}}$  швидший, зовнішній по  $T_{\text{пост}}$  повільніший. Це зменшує коливання  $u_{\text{відб}}$ , покращує якість теплопостачання та знижує енерговтрати в переході [149, 166].

### 3.2.2.4. Розв'язка впливу відбору на потужність (компенсаційний зв'язок)

Щоб зменшити взаємний вплив, вводиться компенсація зміни  $G_{\text{відб}}$  на контур потужності. У спрощеному вигляді:

$$u_{\text{кл}}^*(t) = \text{sat}(u_{\text{кл,0}} + v_N(t) + K_{\text{комп}} \Delta u_{\text{відб}}(t), 0, 1), \quad \Delta u_{\text{відб}}(t) = u_{\text{відб}}(t) - u_{\text{відб,0}}. \quad (3.22)$$

Якщо  $u_{\text{відб}}$  зростає (потрібно більше тепла), компенсаційний доданок збільшує  $u_{\text{кл}}$  і підтримує  $N_{\text{ел}}$  без надмірної похибки  $e_N$ . Це зменшує інтегральні втрати в перехідних режимах та покращує комплексну якість (одночасно тепло і електрика) [149, 166]. Для практичної реалізації  $K_{\text{комп}}$

визначають із лінеаризованих підсилень каналів (п.п. 2.6.3):

$$K_{\text{комп}} = \frac{K_{N \leftarrow u_{\text{відб}}}}{K_{N \leftarrow u_{\text{кл}}}}, \quad (3.23)$$

де  $K_{N \leftarrow u_{\text{кл}}}$  – статичне підсилення каналу  $u_{\text{кл}} \rightarrow N_{\text{ел}}$ ,  $K_{N \leftarrow u_{\text{відб}}}$  – підсилення каналу  $u_{\text{відб}} \rightarrow N_{\text{ел}}$ .

### 3.2.2.5. Пріоритети та перемикання режимів (узгодження «електрика-тепло»)

Для різних режимів роботи ТЕЦ вводиться правило пріоритетів у координаційному блоці  $z(t)$ . Наприклад:

- у режимі, коли критичним є теплопостачання:  
 $|T_{\text{пост}}(t) - T_{\text{пост,зад}}(t)| > \Delta T_{\text{доп}} \Rightarrow$  збільшити вагу теплового каналу та обмежити швидкість зміни  $N_{\text{ел,зад}}(t)$ ,

- у режимі забезпечення електричного графіка:  $|e_N(t)| > \Delta N_{\text{доп}} \Rightarrow$   
 обмежити зміну  $u_{\text{відб}}(t)$  та компенсувати її через  $u_{\text{кл}}(t)$ .

## 3.3. Постановка задачі оптимізації параметрів системи керування

### 3.3.1. Спільна модель, змінні оптимізації та обмеження

Динамічна модель замкненої системи:

$$\dot{x}(t) = f(x(t), u(t), d(t)), \quad y(t) = g(x(t), u(t), d(t)), \quad (3.24)$$

$$u(t) = \Phi(v(t), z(t)), \quad v(t) = \text{ПД}(e(t), \theta),$$

де  $y(t) = \{N_{\text{ел}}(t), Q_{\text{T}}(t), p_{\text{відб}}(t), T_{\text{пост}}(t), \dot{B}_{\text{пал}}(t), \dots\}$ .

**Вектор оптимізованих параметрів регуляторів:**

$$\theta = \{K_{\text{п}_N}, T_{\text{і}_N}, T_{\text{д}_N}, K_{\text{п}_Q}, T_{\text{і}_Q}, T_{\text{д}_Q}, K_{\text{п}_{\text{відб}}}, T_{\text{і}_{\text{відб}}}, T_{\text{д}_{\text{відб}}}\}. \quad (3.25)$$

Це параметри ПД контурів  $N_{\text{ел}}$ ,  $Q_{\text{T}}$ ,  $p_{\text{відб}}$  (або каскаду з  $T_{\text{пост}}$ ) [160, 161].

**Обмеження реалізованості та режимні обмеження**

Обмеження виконавчих механізмів (п.п. 2.6):

$$0 \leq u_{\text{кл}}(t) \leq 1, \quad 0 \leq u_{\text{відб}}(t) \leq 1,$$

$$\frac{du_{\text{кл}}(t)}{dt} \leq r_{\text{кл,доп}}, \quad \frac{du_{\text{відб}}(t)}{dt} \leq r_{\text{відб,доп}}. \quad (3.26)$$

Обмеження режимної області (узагальнено):

$$N_{\text{ел,мін}} \leq N_{\text{ел}}(t) \leq N_{\text{ел,макс}}, \quad Q_{\text{т,мін}} \leq Q_{\text{т}}(t) \leq Q_{\text{т,макс}}, \quad (3.27)$$

$$p_{\text{відб,мін}} \leq p_{\text{відб}}(t) \leq p_{\text{відб,макс}}.$$

Ці обмеження гарантують фізичну реалізованість керування, коректність моделі та відповідність технології [147, 149].

### 3.3.1. Оптимізація за критерієм максимуму енергозбереження (мінімум питомої витрати палива)

1. Цільова функція: мінімум питомої витрати палива:

$$\min_{\theta} J_{\text{пал}}(\theta), \quad J_{\text{пал}}(\theta) = b_{\text{пит}}(\theta) = \frac{\int_0^T B_{\text{пал}}(t) dt}{\int_0^T (N_{\text{ел}}(t) + Q_{\text{т}}(t)) dt}. \quad (3.28)$$

Оптимізація налаштувань регуляторів зменшує перехідні відхилення, насичення і зайве дроселювання, що знижує  $\dot{B}_{\text{пал}}(t)$  при тому самому корисному відпуску енергії. Порівняння з базовою лінією та оцінювання результативності узгоджується з вимірюванням і верифікацією енергетичної результативності [169].

2. Еквівалентна постановка “відносно базової лінії”

$$\min_{\theta} \delta b_{\text{пит}}(\theta) = \frac{b_{\text{пит}}(\theta)}{b_{\text{пит,баз}}}, \quad (3.29)$$

Що дає безрозмірний критерій для порівняння різних алгоритмів керування в однаковому режимному плані [169].

### 3.3.2. Оптимізація за критерієм максимуму якості теплопостачання

1. Цільова функція: мінімум відхилень  $T_{\text{пост}}$  та  $p_{\text{відб}}$  із допусковим

штрафом:

$$\min_{\theta} J_{\text{тепл}}(\theta),$$

$$J_{\text{тепл}}(\theta) = \frac{1}{T} \int_0^T \left( \max\{0, |T_{\text{пост}}(t) - T_{\text{пост,зад}}(t)| - \Delta T_{\text{доп}}\} \right)^2 dt +$$

$$+ \mu \frac{1}{T} \int_0^T \left( \max\{0, |p_{\text{відб}}(t) - p_{\text{відб,зад}}(t)| - \Delta p_{\text{доп}}\} \right)^2 dt. \quad (3.30)$$

Допускова форма відображає практичний зміст якості теплопостачання: коливання в межах допуску менш критичні, а вихід за допуск має бути суттєво штрафований. Координація контурів потрібна через взаємний вплив відборів і  $N_{\text{ел}}$  [149, 166].

2. Альтернативна постановка як задача з обмеженнями:

$$\min_{\theta} J_{\text{ман}}(\theta) \quad \text{за умов} \quad |T_{\text{пост}}(t) - T_{\text{пост,зад}}(t)| \leq \Delta T_{\text{доп}} \quad \forall t \in [0, T], \quad (3.31)$$

$$|p_{\text{відб}}(t) - p_{\text{відб,зад}}(t)| \leq \Delta p_{\text{доп}} \quad \forall t \in [0, T].$$

### 3.3.3. Оптимізація за критерієм максимуму якості електроенергії

1. Цільова функція: мінімум порушень допусків по напрузі/частоті:

$$\min_{\theta} J_{\text{еляк}}(\theta),$$

$$J_{\text{еляк}}(\theta) = a_f \frac{1}{T} \int_0^T \left( \max\{0, |\delta f(t)| - \delta f_{\text{доп}}\} \right)^2 dt +$$

$$+ a_U \frac{1}{T} \int_0^T \left( \max\{0, |\delta U(t)| - \delta U_{\text{доп}}\} \right)^2 dt. \quad (3.32)$$

Критерій задає керованісну інтерпретацію якості електроенергії через допустимі відхилення частоти й напруги. Методи вимірювання та оцінювання цих показників нормуються відповідними стандартами [171, 172]. При цьому адекватність динаміки турбіно-регуляторної моделі є принциповою для правильного синтезу (вплив запізнень, насичень) [147].

2. Зв'язок із контуром потужності

Якщо в межах моделі енергосистеми  $\delta f(t)$  функціонально пов'язується з дисбалансом потужності, допустима підстановка:

$$\delta f(t) = \Psi_f (N_{\text{ел,зад}}(t) - N_{\text{ел}}(t)), \quad (3.33)$$

тоді  $J_{\text{еляк}}(\theta)$  стає функцією похибки  $e_N(t)$ .

Це дозволяє оптимізувати параметри  $\theta_N$  через вимоги якості електроенергії, не змінюючи структури керування [147].

### 3.3.4. Оптимізація за критерієм максимуму комплексного показника якості ТЕЦ

1. Комплексний показник якості:

$$\max_{\theta} K_{\text{комп}}(\theta), \quad K_{\text{комп}}(\theta) = \sum_{i=1}^6 w_i k_i(\theta), \quad \sum_{i=1}^6 w_i = 1, \quad w_i \geq 0. \quad (3.34)$$

2. Нормування складових через штрафи:

$$k_i(\theta) = \exp(-\beta_i J_i(\theta)), \quad \beta_i > 0. \quad (3.35)$$

Тоді задача еквівалентна:

$$\min_{\theta} J_{\text{комп}}(\theta) = 1 - K_{\text{комп}}(\theta). \quad (3.36)$$

Така форма зручна для чисельної оптимізації і узгоджується з практикою багатокритеріального налаштування ПД за інтегральними критеріями [160, 161].

3. Приклад повного набору штрафів  $J_i$

$$\begin{aligned} J_1(\theta) &= J_{\text{еляк}}(\theta), & J_2(\theta) &= \delta b_{\text{пит}}(\theta), & J_3(\theta) &= J_{\text{ман}}(\theta), \\ J_4(\theta) &= J_{\text{над}}(\theta), & J_5(\theta) &= J_{\text{екол}}(\theta), & J_6(\theta) &= J_{\text{тепл}}(\theta). \end{aligned} \quad (3.37)$$

Таким чином в одному критерії поєднуються як енергетичні, так і динамічні та якісні вимоги до замкненої системи керування [149, 166].

## 3.4. Структурний синтез системи ефективного керування

Структурний синтез полягає у виборі архітектури замкненої системи керування, тобто складу контурів, способу їх координації, розв'язки

взаємних впливів, оброблення вимірювань, урахування обмежень виконавчих механізмів та реалізації перемикання режимів. Для теплофікаційної турбіни ТЕЦ ключова вимога – забезпечити узгоджене керування трьома пов'язаними цілями:  $N_{ел}(t)$ ,  $Q_T(t)$ ,  $p_{відб}(t)$  (або каскадно  $T_{пост}(t)$ ), мінімізуючи втрати палива й перехідні енергетичні втрати (п.п. 2.4) при обмеженнях (п.п. 2.6) та забезпечуючи комплексну якість (п.п. 3.1-3.3) [147, 149, 160, 166]. Структурна схема керування показана на рис.3.1.-3.2.

### 3.4.1. Принципи побудови структури керування

Принцип 1 – ієрархічність. Виділяються два рівні:

- нижній рівень (контурний) – ПД-регулятори (п.п. 3.2) для швидкого відпрацювання  $N_{ел}$ ,  $p_{відб}$  та (за потреби)  $Q_T$ ;

- верхній рівень (координаційний) – формування узгоджених завдань і розподіл керувань між  $u_{кл}$  та  $u_{відб}$  з урахуванням обмежень і пріоритетів «електрика-тепло» [149, 166].

Принцип 2 – каскадність для тепlopостачання. Через інерційність тепломережі та теплоспоживача (2.5) зовнішній контур по  $T_{пост}$  повинен бути повільнішим, а внутрішній контур по  $p_{відб}$  – швидшим [149, 166].

Принцип 3 – структурна розв'язка (компенсація перехресних впливів). Зміна  $u_{відб}$  впливає на  $N_{ел}$  через перерозподіл витрати пари, тому необхідна компенсація в каналі  $u_{кл}$  [149].

Принцип 4 – урахування обмежень виконавчих механізмів. Насичення та обмеження швидкості  $u_{кл}$ ,  $u_{відб}$  визначають якість перехідних процесів і втрати в переході, тому повинні бути включені в структуру (антинасичення інтегратора, узгодження швидкостей) [160, 161].

### 3.4.2. Вибір структури контурів та сигналів (керовані величини і керуючі дії)

Для синтезу приймаємо:

$$y(t) = \begin{bmatrix} N_{\text{ел}}(t) \\ Q_{\text{T}}(t) \\ p_{\text{відб}}(t) \\ T_{\text{пост}}(t) \end{bmatrix}, \quad u(t) = \begin{bmatrix} u_{\text{кл}}(t) \\ u_{\text{відб}}(t) \end{bmatrix}. \quad (3.38)$$

Похибки:

$$\begin{aligned} e_N(t) &= N_{\text{ел,зад}}(t) - N_{\text{ел}}(t), & e_Q(t) &= Q_{\text{T,зад}}(t) - Q_{\text{T}}(t), \\ e_{\text{відб}}(t) &= p_{\text{відб,зад}}(t) - p_{\text{відб}}(t), & e_T(t) &= T_{\text{пост,зад}}(t) - T_{\text{пост}}(t). \end{aligned} \quad (3.39)$$

### 3.4.3. Синтез каскадно-координаційної структури «тепло-відбір-турбіна»

#### 3.4.3.1. Каскад тепlopостачання

Зовнішній регулятор формує завдання тиску відбору:

$$\begin{aligned} p_{\text{відб,зад}}(t) &= \text{sat} \left( p_{\text{відб,0}} + v_{\text{T}}(t), p_{\text{відб,мін}}, p_{\text{відб,макс}} \right), \\ v_{\text{T}}(t) &= K_{\text{П}_T} \left( e_{\text{T}}(t) + \frac{1}{T_{\text{I}_T}} \int_0^t e_{\text{T}}(\tau) d\tau + T_{\text{Д}_T} \frac{de_{\text{T}}(t)}{dt} \right). \end{aligned} \quad (3.40)$$

Внутрішній регулятор тиску відбору:

$$\begin{aligned} v_{\text{відб}}(t) &= K_{\text{П}} \left( e_{\text{відб}}(t) + \frac{1}{T_{\text{I}_{\text{відб}}}} \int_0^t e_{\text{відб}}(\tau) d\tau + T_{\text{Д}_{\text{відб}}} \frac{de_{\text{відб}}(t)}{dt} \right), \\ u_{\text{відб}}^*(t) &= \text{sat} \left( u_{\text{відб,0}} + v_{\text{відб}}(t), 0, 1 \right). \end{aligned} \quad (3.41)$$

Каскад зменшує коливання  $p_{\text{відб}}$  при збуреннях тепломережі та водночас забезпечує якість  $T_{\text{пост}}$  з мінімальними перехідними втратами, бо внутрішній контур швидко компенсує збурення, а зовнішній не «перетискає» виконавчий орган [149, 166].

#### 3.4.3.2. Контур електричної потужності

$$\begin{aligned} v_N(t) &= K_{\text{П}_N} \left( e_N(t) + \frac{1}{T_{\text{I}_N}} \int_0^t e_N(\tau) d\tau + T_{\text{Д}_N} \frac{de_N(t)}{dt} \right), \\ u_{\text{кл,баз}}^*(t) &= \text{sat} \left( u_{\text{кл,0}} + v_N(t), 0, 1 \right). \end{aligned} \quad (3.42)$$

ІД-контур потужності забезпечує маневровість і якість електроенергії за рахунок зменшення  $e_N(t)$ , але без розв'язки він реагує на зміну  $u_{\text{відб}}$  як на збурення, що збільшує втрати в переході [147, 160, 166].

### 3.4.4. Структурна розв'язка каналів «відбір-потужність» (компенсаційний зв'язок)

З урахуванням того, що збільшення  $u_{\text{відб}}$  зазвичай зменшує  $N_{\text{ел}}$ , вводиться компенсація:

$$u_{\text{кл}}^*(t) = \text{sat} \left( u_{\text{кл},0} + v_N(t) + K_{\text{комп}} \Delta u_{\text{відб}}(t), 0, 1 \right), \quad \Delta u_{\text{відб}}(t) = u_{\text{відб}}(t) - u_{\text{відб},0}. \quad (3.43)$$

Оцінка  $K_{\text{комп}}$  для робочої точки  $p$  (лінійна апроксимація):

$$K_{\text{комп}}^{(p)} = \frac{K_{N \leftarrow u_{\text{відб}}}^{(p)}}{K_{N \leftarrow u_{\text{кл}}}^{(p)}}, \quad \text{де } K_{N \leftarrow u_{\text{кл}}}^{(p)} = \left. \frac{\partial N_{\text{ел}}}{\partial u_{\text{кл}}} \right|_p, \quad K_{N \leftarrow u_{\text{відб}}}^{(p)} = \left. \frac{\partial N_{\text{ел}}}{\partial u_{\text{відб}}} \right|_p \quad (3.44)$$

компенсація зменшує перехресний вплив і тим самим:

- зменшує інтегральну похибку потужності  $\int e_N^2 dt$  (маневровість);
- зменшує потребу в “жорстких” діях  $u_{\text{кл}}$ , що знижує дросельні та динамічні втрати (п.п. 2.4);
- полегшує виконання допусків теплопостачання без втрати електричного графіка [149, 166].

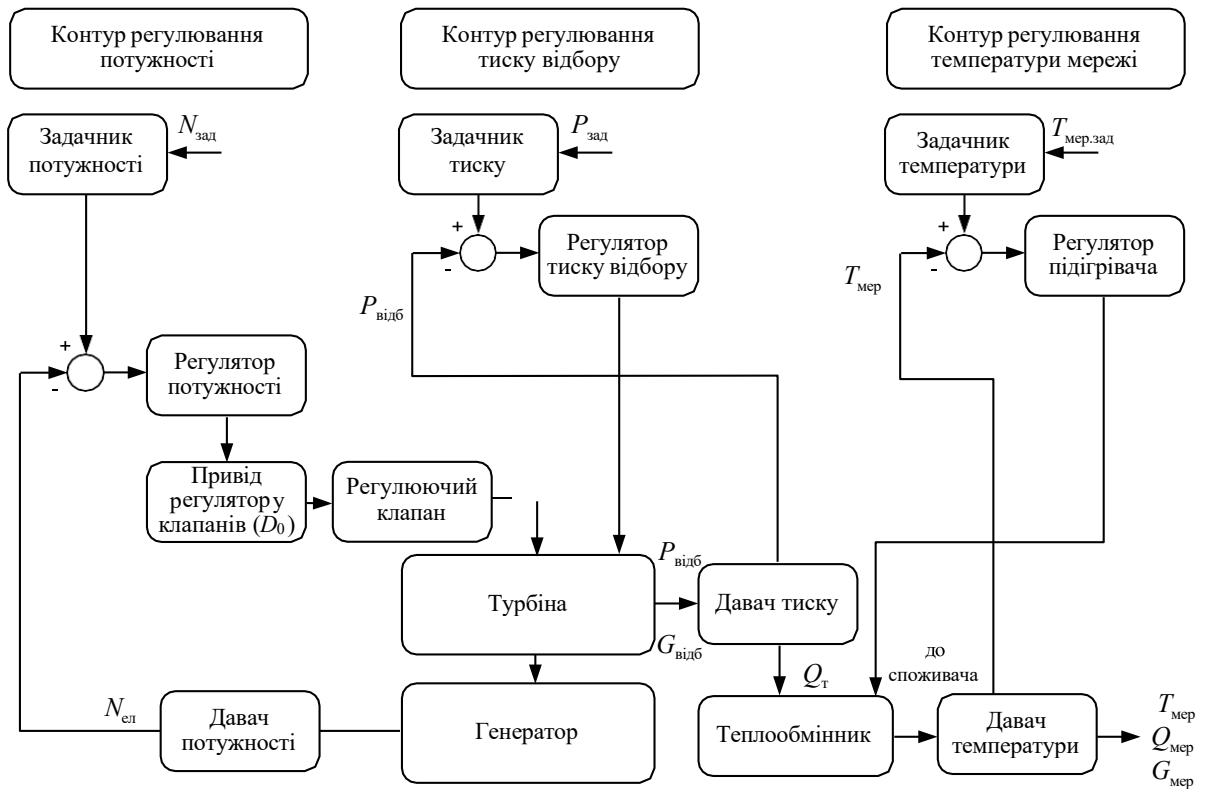


Рисунок 3.1 – Спрощена загальна структура АСУ теплофікаційної турбіни

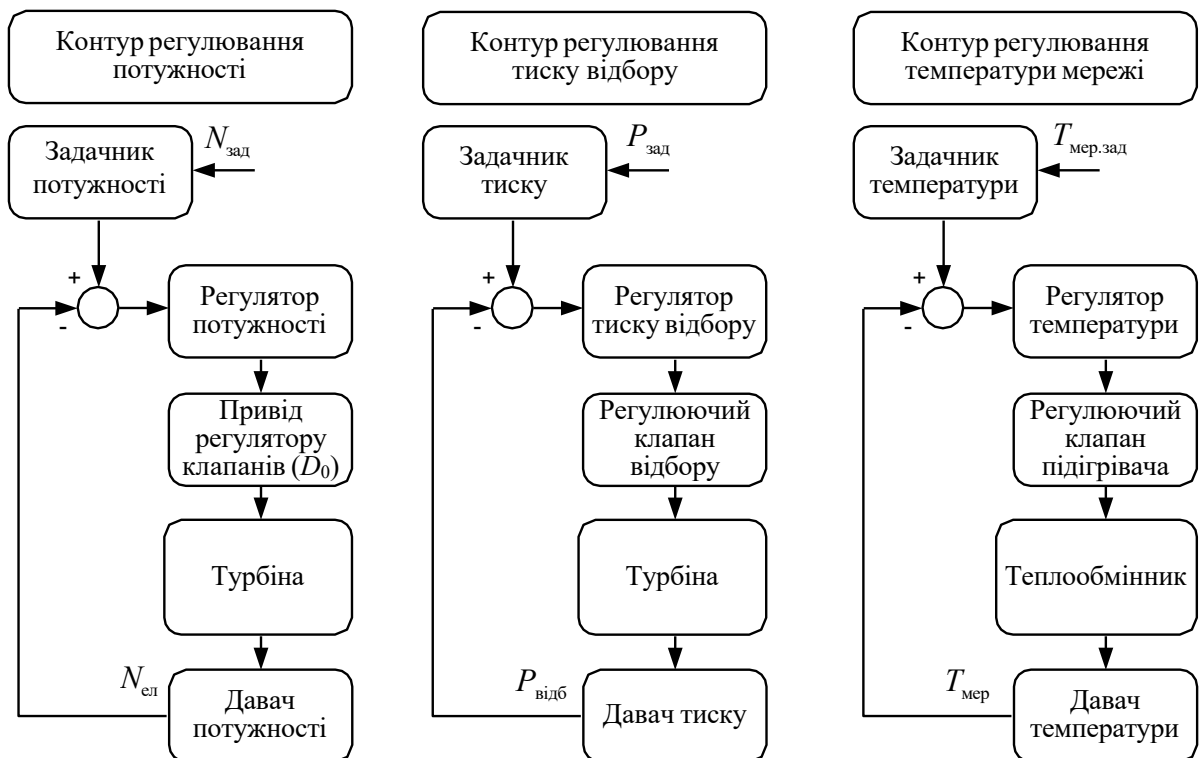


Рисунок 3.2 – Спрощена структура АСУ теплофікаційної турбіни за каналами регулювання

### 3.4.5. Урахування обмежень: насичення, обмеження швидкості та антинасичення інтегратора

#### 3.4.5.1. Обмеження швидкості керуючих впливів

На рівні виконавчих механізмів (п.п. 2.6) реалізується:

$$\begin{aligned} u_{\text{кл}}(t) &= \text{sat}(u_{\text{кл}}^*(t), 0, 1), & \frac{du_{\text{кл}}(t)}{dt} &\leq r_{\text{кл,доп}}, \\ u_{\text{відб}}(t) &= \text{sat}(u_{\text{відб}}^*(t), 0, 1), & \frac{du_{\text{відб}}(t)}{dt} &\leq r_{\text{відб,доп}}. \end{aligned} \quad (3.45)$$

Обмеження швидкості запобігає перевантаженню приводів і зменшує енергію керування  $\int i^2 dt$ , що корисно для надійності та мінімізації втрат у перехідних режимах [160, 161].

#### 3.4.5.2. Антинасичення інтегратора (узгодження інтегральної складової з обмеженнями)

Для кожного ПД застосовується зворотний зв'язок антинасичення:

$$\begin{aligned} I_N(t) &= \frac{1}{T_{I_N}} e_N(t) + k_{\text{ан,}N} (u_{\text{кл}}(t) - u_{\text{кл}}^*(t)), \\ v_N(t) &= K_{\text{п}N} \left( e_N(t) + I_N(t) + T_{\text{Д}N} \frac{de_N(t)}{dt} \right). \end{aligned} \quad (3.46)$$

### 3.4.6. Режимне узгодження та перемикання (структурна адаптація в межах ПД)

Для теплофікаційної турбіни доцільно вводити режимні області  $P_m$  (наприклад, за часткою теплового навантаження та рівнем  $N_{\text{ел}}$ ) і застосовувати планування параметрів:

$$\theta = \theta(\rho), \quad \rho = \begin{bmatrix} N_{\text{ел,зад}} \\ Q_{\text{T,зад}} \\ P_{\text{відб,зад}} \end{bmatrix}, \quad (3.47)$$

Щоб уникнути стрибків керування при зміні області, використовується плавне перемикання:

$$\theta(t) = \sum_m \alpha_m(t) \theta_m, \quad \sum_m \alpha_m(t) = 1, \quad \alpha_m(t) \in [0;1]. \quad (3.48)$$

Така структурна адаптація (без зміни типу регулятора) дозволяє врахувати нелінійність об'єкта та різні теплові режими, зменшуючи компроміси між енергоефективністю і якістю у широкій області роботи [149, 166]. Практичну доцільність оптимізації параметрів ПД за багатьма критеріями підтверджує література з ПД-оптимізації [161].

### 3.4.7. Підсумкова структура ефективного керування (узагальнений запис)

Узагальнено структурний синтез приводить до системи:

1. Формування завдань:  $N_{\text{ел.зад}}(t)$ ,  $T_{\text{пост,зад}}(t)$ , (або  $Q_{\text{т.зад}}(t)$ ).

2. Каскад тепла:  $T_{\text{пост}} \rightarrow p_{\text{відб,зад}} \rightarrow u_{\text{відб}}$ .

3. Контур потужності:  $N_{\text{ел}} \rightarrow u_{\text{кл}}$ .

4. Компенсаційна розв'язка:  $\Delta u_{\text{відб}} \rightarrow u_{\text{кл}}$  через  $K_{\text{комп}}$ .

5. Обмеження та антинасичення:  $\text{sat}(\cdot)$ ,  $|u| \leq r_{\text{доп}}$ , антинасичення інтегратора.

6. Режимне планування параметрів:  $\theta(\rho)$  з плавним перемиканням.

Формально замкнена система задається:

$$\dot{x}(t) = f(x(t), u(t), d(t)), \quad u(t) = \Gamma(x(t), r(t), \theta(\rho)),$$

де  $\Gamma(\cdot)$  включає ПД, каскад, компенсацію, обмеження і антинасичення.

Така структура безпосередньо спрямована на зменшення  $L(\theta)$  (п.п. 2.4) та збільшення  $K_{\text{комп}}(\theta)$  (п.п. 3.3), оскільки:

- каскад і координація зменшують конфлікт «електрика-тепло» [149, 166];
- компенсація зменшує перехресні збурення і втрати в переході [149];
- антинасичення і обмеження забезпечують реалістичність і знижують перерегулювання/енерговитрати в перехідних режимах [160, 161];
- коректність динамічної взаємодії з енергосистемою враховується вимогами

до моделей турбіно-регуляторів [147]; - виконання вимог якості електроенергії базується на стандартизованих показниках і методах вимірювання [171, 172].

### 3.5. Лінеаризована математична модель теплофікаційної турбіни для задач керування

#### 3.5.1. Робоча точка та відхилення

Нехай робоча точка:

$$x_0, u_0, d_0, y_0,$$

а відхилення:

$$\Delta x = x - x_0, \quad \Delta u = u - u_0, \quad \Delta d = d - d_0, \quad \Delta y = y - y_0.$$

Лінеаризація нелінійної моделі (п.п. 2.5-2.6):

$$\Delta \dot{x}(t) = A \Delta x(t) + B \Delta u(t) + E \Delta d(t),$$

$$\Delta y(t) = C \Delta x(t) + D \Delta u(t).$$

#### 3.5.2. Вибір станів, входів і виходів для ТЕЦ-режиму

##### 3.5.2.1. Вектор станів

Для практичного структурного синтезу (п.п. 3.2-3.4) зручно взяти мінімально достатній стан:

$$\Delta x = \begin{bmatrix} \Delta N_{\text{ел}} \\ \Delta p_{\text{км}} \\ \Delta p_{\text{відб}} \\ \Delta T_{\text{пост}} \\ \Delta x_{\text{кл}} \\ \Delta x_{\text{відб}} \\ \Delta x_{\text{мв}} \end{bmatrix}, \quad (3.49)$$

де  $\Delta N_{\text{ел}}$  – динаміка електричної потужності (інерційність «пара – момент – генератор» у робочій точці, зведена до 1-го порядку для задач ПІД);  $\Delta p_{\text{км}}$  –

тиск у паровій камері/перед регулювальним ступенем (узагальнений вузол “паровий об’єм + дроселювання на клапанах”);  $\Delta p_{\text{відб}}$  – тиск відбору як внутрішній швидкий показник теплопостачання в каскаді;  $\Delta T_{\text{пост}}$  – температура подачі тепломережі (повільний об’єкт з теплоємністю);  $\Delta x_{\text{кл}}, \Delta x_{\text{відб}}, \Delta x_{\text{мв}}$  – внутрішні стани виконавчих механізмів (положення) для: головних регулювальних клапанів, клапана/органу регулювання відбору, та органу регулювання витрати мережевої води (клапан/насос).

### 3.5.2.2. Вектор керувань

На вході лінеаризованої моделі зручно мати задання виконавчих механізмів (виходи ПД після координації):

$$\Delta u = \begin{bmatrix} \Delta u_{\text{кл}} \\ \Delta u_{\text{відб}} \\ \Delta u_{\text{мв}} \end{bmatrix}, \quad (3.5)$$

де  $\Delta u_{\text{кл}}$  – сигнал на виконавчий механізм головного клапана,  $\Delta u_{\text{відб}}$  – сигнал на виконавчий механізм регулювання відбору (або відповідний напрямний орган),  $\Delta u_{\text{мв}}$  – сигнал на регулювання витрати мережевої води (клапан/частота насоса).

### 3.5.2.3. Вектор виходів для ПД-контурів

Беремо:

$$\Delta y = \begin{bmatrix} \Delta N_{\text{ел}} \\ \Delta p_{\text{відб}} \\ \Delta T_{\text{пост}} \end{bmatrix}. \quad (3.51)$$

## 3.5.3. Лінеаризована модель у вигляді матриць A,B,C,D

Типова структура першого порядку є модель «об’єм–витрата–потужність–відбір–тепломережа» з динамікою приводів, яка добре підходить для ідентифікації в робочій точці і синтезу ПД-контурів.

### 3.5.3.1. Диференціальні рівняння (у відхиленнях)

1. Модель виконавчих механізмів:

$$\begin{aligned} \Delta x_{\text{кл}} &= -\frac{1}{T_{\text{кл}}} \Delta x_{\text{кл}} + \frac{K_{\text{кл}}}{T_{\text{кл}}} \Delta u_{\text{кл}} , \\ \Delta x_{\text{відб}} &= -\frac{1}{T_{\text{відб}}} \Delta x_{\text{відб}} + \frac{K_{\text{відб}}}{T_{\text{відб}}} \Delta u_{\text{відб}} , \\ \Delta x_{\text{мв}} &= -\frac{1}{T_{\text{мв}}} \Delta x_{\text{мв}} + \frac{K_{\text{мв}}}{T_{\text{мв}}} \Delta u_{\text{мв}} . \end{aligned} \quad (3.52)$$

2. Модель “паровий тракт – тиск у камері”:

$$\Delta p_{\text{км}} = -\frac{1}{T_{\text{км}}} \Delta p_{\text{км}} + K_{\text{км,кл}} \Delta x_{\text{кл}} + K_{\text{км,зб}} \Delta d_{\text{км}} , \quad (3.53)$$

де  $\Delta d_{\text{км}}$  узагальнює вплив параметрів свіжої пари/котельної частини (тиск/температура, доступна витрата).

3. Електрична потужність:

$$\Delta \dot{N}_{\text{ел}} = -\frac{1}{T_N} \Delta N_{\text{ел}} + K_{N,\text{км}} \Delta p_{\text{км}} + K_{N,\text{відб}} \Delta p_{\text{відб}} + K_{N,\text{зб}} \Delta d_N . \quad (3.54)$$

4. Тиск відбору:

$$\Delta p_{\text{відб}} = -\frac{1}{T_{\text{відб,д}}} \Delta p_{\text{відб}} + K_{\text{відб,км}} \Delta p_{\text{км}} + K_{\text{відб,відб}} \Delta x_{\text{відб}} + K_{\text{відб,мв}} \Delta x_{\text{мв}} + K_{\text{відб,зб}} \Delta d_{\text{відб}} . \quad (3.55)$$

5. Температура подачі тепломережі:

$$\Delta T_{\text{пост}} = -\frac{1}{T_T} \Delta T_{\text{пост}} + K_{\text{т,відб}} \Delta p_{\text{відб}} + K_{\text{т,мв}} \Delta x_{\text{мв}} + K_{\text{т,зб}} \Delta d_{\text{т}} , \quad (3.56)$$

### 3.5.3.2. Матриця А

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{1}{T_N} & K_{N,км} & K_{N,відб} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{T_{км}} & 0 & 0 & K_{км,кл} & 0 & 0 \\ 0 & K_{відб,км} & -\frac{1}{T_{відб,д}} & 0 & 0 & K_{відб,відб} & K_{відб,мб} \\ 0 & 0 & K_{т,відб} & -\frac{1}{T_t} & 0 & 0 & K_{т,мб} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{T_{кл}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{T_{відб}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{T_{мб}} \end{bmatrix} \quad (3.57)$$

### 3.5.3.3. Матриця В

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ \frac{K_{км,кл}}{T_{км}} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{K_{відб}}{T_{відб}} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{K_{мб}}{T_{мб}} \end{bmatrix} \quad (3.58)$$

### 3.5.3.4. Матриця С і D

Оскільки виходи – це  $\Delta N_{ел}$ ,  $\Delta p_{відб}$ ,  $\Delta T_{пост}$ , матриця С вибирає відповідні стани:

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad D = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (3.59)$$

### 3.6. Вибір логіки перемикавання режимів та пріоритетів (тепло-електрика)

У теплофікаційній турбіні ТЕЦ керування завжди є координаційним, оскільки зміна відборів для забезпечення теплопостачання впливає на витрату пари через проточну частину і, відповідно, на  $N_{ел}$ . Це породжує конфлікт «електрика-тепло», який розв'язується логікою пріоритетів, перемиканням режимів і м'яким узгодженням контурів у верхньому рівні (п.п. 3.4-3.5) [149, 166].

Надамо формалізовану логіку для трьох основних режимів:

Режим пріоритету тепла (виконання  $T_{пост,зад}$  та  $p_{відб,зад}$  у першу чергу),

Режим пріоритету електрики (виконання  $N_{ел,зад}$  у першу чергу),

Компромісний режим (згортка цілей, розподіл ресурсу керувань між контурами), а також аварійний/обмежувальний режим (коли активні технологічні межі).

#### 3.6.1. Формалізація режимів і показників «потреби пріоритету»

Введемо похибки:

$$\begin{aligned} e_N(t) &= N_{ел,зад}(t) - N_{ел}(t), & e_{відб}(t) &= p_{відб,зад}(t) - p_{відб}(t), \\ e_T(t) &= T_{пост,зад}(t) - T_{пост}(t). \end{aligned} \quad (3.60)$$

Для прийняття рішень зручно використовувати нормовані індикатори порушення допусків:

1. індикатор теплопостачання:

$$\gamma_T(t) = \max \left\{ \left| \frac{|e_T(t)| - \Delta T_{доп}}{\Delta T_{доп}} \right|, 0 \right\}, \quad \gamma_{відб}(t) = \max \left\{ \left| \frac{|e_{відб}(t)| - \Delta p_{доп}}{\Delta p_{доп}} \right|, 0 \right\}. \quad (3.61)$$

2. індикатор електрики (за якістю керування потужністю і, за наявності вимірювань, за показниками якості електроенергії):

$$\gamma_N(t) = \max \left\{ \left| \frac{|e_N(t)| - \Delta N_{доп}}{\Delta N_{доп}} \right|, 0 \right\}, \quad (3.62)$$

$$\gamma_e(t) = \max \left\{ \left| 0, \frac{|\delta f(t) - \delta f_{\text{доп}}|}{\delta f_{\text{доп}}} \right| \right\} + k_U \max \left\{ \left| 0, \frac{|\delta U(t) - \delta U_{\text{доп}}|}{\delta U_{\text{доп}}} \right| \right\}. \quad (3.63)$$

Такі індикатори активуються лише при виході за допуски, що відповідає практичному змісту пріоритету та дозволяє уникнути зайвих перемикань при малих відхиленнях [149, 166]. Показники  $\delta U$ ,  $\delta f$  і методи їх вимірювання відповідають нормативній базі контролю якості електроенергії [171, 172], а модельна складова турбіно-регуляторної динаміки узгоджується з вимогами до турбіно-регуляторних моделей у задачах режимів енергосистеми [147].

### 3.6.2. М'яке задання пріоритетів через ваги (логіка верхнього рівня)

Введемо ваги пріоритетів  $\lambda_T(t)$  та  $\lambda_e(t)$  (тепло й електрика), які змінюються в часі:

$$\lambda_T(t) \in \left[ \lambda_{T,\text{мін}}, \lambda_{T,\text{макс}} \right], \quad \lambda_e(t) = 1 - \lambda_T(t). \quad (3.64)$$

Один із зручних варіантів – гладка залежність від індикаторів:

$$\lambda_T(t) = \text{sat} \left( \lambda_{T,0} + k_\lambda \left( \gamma_T(t) + \rho_{\text{відб}} \gamma_{\text{відб}}(t) - \rho_e \gamma_e(t) \right), \lambda_{T,\text{мін}}, \lambda_{T,\text{макс}} \right). \quad (3.65)$$

якщо погіршується теплопостачання (зростає  $\gamma_T$  або  $\gamma_{\text{відб}}$ ), ваги зміщуються в бік тепла; якщо погіршується якість електрики ( $\gamma_e$  зростає), ваги зміщуються в бік електрики. Це реалізує «м'який» компроміс без жорстких перемикань і узгоджується з ідеєю багатокритеріальної згортки, яку ми застосовували в п.п. 3.3 [161], а технологічний сенс компромісів для ТЕЦ відповідає оглядам режимної гнучкості ТЕЦ [166].

### 3.6.3. Перемикання режимів з гістерезисом

Коли потрібна дискретна логіка (режимні команди АСК ТП), застосовують перемикання з гістерезисом, щоб уникнути дребезгу. Введемо дискретну змінну режиму  $m(t) \in \{1, 2, 3, 4\}$ :  $m=1$  – пріоритет тепла,  $m=2$  –

пріоритет електрики,  $m=3$  – компромісний режим,  $m=4$  – обмежувальний (за активних меж виконавчих органів/режиму).

### 3.6.3.1. Умова входу в пріоритет тепла

$$m(t) = 1, \text{ якщо } \gamma_T(t) \geq \gamma_{T,ВХ} \text{ або } \gamma_{Відб}(t) \geq \gamma_{Відб,ВХ}. \quad (3.66)$$

### 3.6.3.2. Умова виходу з пріоритету тепла

$$m(t) \neq 1, \text{ якщо } \gamma_T(t) \leq \gamma_{T,ВИХ} \text{ та } \gamma_{Відб}(t) \leq \gamma_{Відб,ВИХ}, \quad \gamma_{T,ВИХ} < \gamma_{T,ВХ}, \gamma_{Відб,ВИХ} < \gamma_{Відб,ВХ}. \quad (3.67)$$

### 3.6.3.3. Умова входу в пріоритет електрики

$$m(t) = 2, \text{ якщо } \gamma_e(t) \geq \gamma_{e,ВХ} \text{ або } \gamma_N(t) \geq \gamma_{N,ВХ}. \quad (3.68)$$

### 3.6.3.4. Компромісний режим

$m(t) = 3$ , якщо жодна з умов пріоритету не активна та немає режимних обмежень.

Гістерезис ( $\gamma_{ВХ} > \gamma_{ВИХ}$ ) критичний для стабільної роботи логіки і зменшення частоти перемикань, що напряму впливає на втрати у перехідних режимах і ресурс виконавчих механізмів [160, 166].

## 3.6.4. Режим “обмежувальний” і контроль активних меж

Обмежувальний режим активується, якщо виконавчі органи працюють у насиченні або досягають лімітів швидкості, що порушує керованість контурів. Введемо індикатор насичення:

$$\sigma_{кл}(t) = \begin{cases} 1, & u_{кл}(t) \in \{0,1\}, \\ 0, & \text{інакше,} \end{cases} \quad \sigma_{Відб}(t) = \begin{cases} 1, & u_{Відб}(t) \in \{0,1\}, \\ 0, & \text{інакше.} \end{cases} \quad (3.69)$$

Індикатор «обмежувального режиму»:

$$\eta_{обм}(t) = \sigma_{кл}(t) \vee \sigma_{Відб}(t) \vee \left( \left| \frac{du_{кл}}{dt} \right| \geq r_{кл,доп} \right) \vee \left( \left| \frac{du_{Відб}}{dt} \right| \geq r_{Відб,доп} \right). \quad (3.70)$$

Тоді:

$$m(t) = 4, \text{ якщо } \eta_{обм}(t) = 1.$$

у режимі  $m=4$  верхній рівень повинен обмежити завдання (зменшити

температури зміни  $N_{\text{ел.зад}}$ ,  $T_{\text{пост.зад}}$ ,  $p_{\text{відб,зад}}$ ) або перерозподілити пріоритети так, щоб система повернулася у керовану область; це прямо пов'язано з антинасиченням та обмеженнями виконавчих механізмів (п.п. 2.6, 3.4) [160, 161].

### 3.6.5. Закони формування завдань і розподіл керувань для кожного режиму

Нехай каскад теплопостачання (п.п. 3.4) формує  $p_{\text{відб,зад}}(t)$  із  $e_T(t)$ , а контур потужності формує  $u_{\text{кл}}$  із  $e_N(t)$ . Тоді логіка пріоритетів задає обмеження та координацію завдань.

#### 3.6.5.1. Режим пріоритету тепла $m=1$

У цьому режимі завдання по теплу виконуються першочергово, а електричне завдання може бути м'яко обмежене:

$$\begin{aligned} p_{\text{відб,зад}}(t) &= \text{sat}(p_{\text{відб,0}} + v_T(t), p_{\text{відб,мін}}, p_{\text{відб,макс}}), \\ N_{\text{ел.зад,еф}}(t) &= \text{sat}(N_{\text{ел.зад}}(t), N_{\text{ел,мін}}^{(T)}, N_{\text{ел,макс}}^{(T)}). \end{aligned} \quad (3.71)$$

#### 3.6.5.2. Режим пріоритету електрики $m=2$

У цьому режимі електричне завдання виконується першочергово, а теплове завдання обмежується допустимими режимами:

$$\begin{aligned} N_{\text{ел.зад,еф}}(t) &= N_{\text{ел.зад}}(t), \\ p_{\text{відб,зад,еф}}(t) &= \text{sat}(p_{\text{відб,зад}}(t), p_{\text{відб,мін}}^{(e)}, p_{\text{відб,макс}}^{(e)}). \end{aligned} \quad (3.72)$$

При дефіциті ресурсу пари або жорстких вимогах електричного графіка логіка зменшує допустимий діапазон теплового завдання, але робить це керовано, щоб уникнути різких перехідних процесів і додаткових втрат [166].

#### 3.6.5.3. Компромісний режим $m=3$ : узгодження через згортку

У компромісному режимі формуються узгоджені завдання як функція ваг  $\lambda_T(t)$ ,  $\lambda_e(t)$ :

$$N_{\text{ел.зад,еф}}(t) = \lambda_e(t) N_{\text{ел.зад}}(t) + (1 - \lambda_e(t)) N_{\text{ел.зад,мін}}(t),$$

$$p_{\text{відб,зад,еф}}(t) = \lambda_T(t) p_{\text{відб,зад}}(t) + (1 - \lambda_T(t)) p_{\text{відб,0}}. \quad (3.73)$$

Формули задають м'яке "підтягування" системи до бажаного режиму залежно від поточного пріоритету, при цьому уникається стрибок завдань. Така згладжена зміна режимів зменшує енергетичні втрати у перехідних процесах (п.п. 2.4) і полегшує роботу ПД-контурів [160, 161, 166].

### 3.6.6. Плавне перемикання і безударний перенос інтеграторів

При зміні  $m(t)$  важливо забезпечити безударність (відсутність стрибка  $u_{\text{кл}}$ ,  $u_{\text{відб}}$ ). Для цього застосовується:

1. Плавне перемикання ваг/завдань через фільтр 1-го порядку:

$$\dot{\lambda}_T(t) = \frac{1}{T_\lambda} (\lambda_{T,\text{зад}}(t) - \lambda_T(t)), \quad \lambda_e(t) = 1 - \lambda_T(t). \quad (3.74)$$

2. Перенос інтегратора при зміні режиму (узагальнено для будь-якого ПД):

$$I^+ = I^- + \kappa_{\text{пер}} (u^- - u^{*+}), \quad (3.75)$$

де  $(-)$  – значення до перемикання,  $(+)$  – одразу після,  $u^{*+}$  – нове внутрішнє керування до насичення.

Фільтрація  $\lambda_T$  усуває стрибки завдань, а перенос інтегратора запобігає різкому перерегулюванню після перемикання режиму; ці процедури логічно узгоджуються з антинасиченням та практикою ПД-реалізацій [160, 161].

### 3.6.7. Узагальнений алгоритмічний запис верхнього рівня

Верхній рівень можна описати як відображення:

$$\{e_N, e_{\text{відб}}, e_T, \delta U, \delta f, u_{\text{кл}}, u_{\text{відб}}\} \rightarrow \{m, \lambda_T, N_{\text{ел.зад,еф}}, p_{\text{відб,зад,еф}}\}, \quad (3.76)$$

де:

1. обчислюються  $\gamma_T, \gamma_{\text{відб}}, \gamma_N, \gamma_e, \gamma_{\text{обм}}$

2. визначається  $m(t)$  за умовами з гістерезисом;
3. формується  $\lambda_r(t)$  (або фіксується залежно від  $m$ );
4. обчислюються ефективні завдання  $N_{\text{ел.зад,еф}}$ ,  $P_{\text{відб,зад,еф}}$ ;
5. далі працюють контурні ПД (п.п. 3.2-3.4), забезпечуючи локальну якість регулювання.

Таке розділення на логіку режимі і контурні регулятори зменшує складність налаштування, робить систему пояснюваною, та дозволяє застосувати оптимізацію параметрів  $\theta$  при фіксованій структурі (п.п. 3.5), а також відповідає підходам координації керування в ТЕЦ.

### 3.7. Синтез системи керування за показниками якості

У цьому пункті синтез керування виконується не лише за точністю окремих контурів, а за сукупністю показників якості ТЕЦ, які входять у комплексний показник. Для теплофікаційної турбіни це принципово, бо зміна пріоритету тепло/електрика автоматично змінює допустимий компроміс між: питомою витратою палива, якістю теплопостачання, якістю електроенергії, маневровістю, надійністю та екологічністю.

Нехай комплексний показник якості ТЕЦ у замкненій системі:

$$K_{\text{комп}}(\theta) = w_{\text{ел}} k_{\text{ел}}(\theta) + w_{\text{пал}} k_{\text{пал}}(\theta) + w_{\text{ман}} k_{\text{ман}}(\theta) + w_{\text{над}} k_{\text{над}}(\theta) + w_{\text{екол}} k_{\text{екол}}(\theta) + w_{\text{тепл}} k_{\text{тепл}}(\theta). \quad (3.77)$$

Тут  $k_{(\cdot)}(\theta) \in [0;1]$  – нормовані складові якості (побудовані через штрафи/критерії з п.п. 2.3-2.4 і п.п. 3.3), а  $\theta$  – параметри ПД-регуляторів і компенсацій (пп. 3.2-3.5).

#### 3.7.1. Визначення вагових коефіцієнтів показників якості залежно від мети керування

##### 3.7.1.1. Узагальнений закон формування ваг для заданої мети

Нехай існує базовий (номінально збалансований) вектор ваг:

$$w_0 = \{ w_{ел,0}, w_{нал,0}, w_{ман,0}, w_{над,0}, w_{екол,0}, w_{тепл,0} \}. \quad (3.78)$$

Для кожної мети керування  $g$  задається вектор пріоритетів

$$p^{(g)} = \{ p_{ел}^{(g)}, p_{нал}^{(g)}, p_{ман}^{(g)}, p_{над}^{(g)}, p_{екол}^{(g)}, p_{тепл}^{(g)} \}, \quad p_i^{(g)} \in [0;1], \quad (3.79)$$

та коефіцієнт жорсткості пріоритету  $\alpha^{(g)} \geq 0$ . Тоді ваги визначаються як нормоване підсилення:

$$w_i^{(g)} = \frac{w_{i,0} (1 + \alpha^{(g)} p_i^{(g)})}{\sum_j w_{j,0} (1 + \alpha^{(g)} p_j^{(g)})}. \quad (3.80)$$

Формула гарантує  $w_i^{(g)} \geq 0$  та суму ваг 1, а також дає керований перехід від збалансованого режиму ( $\alpha^{(g)} = 0$ ) до режиму жорсткого пріоритету ( $\alpha^{(g)} \rightarrow \infty$ ).

### 3.7.2. Залежність необхідного часу перехідного процесу від вагових коефіцієнтів показників якості

Для зв'язку «ваги якості – вимоги до динаміки» використаємо стандартну постановку, де динамічні властивості задаються через співвідношення штрафів на похибку та керування (у нашому випадку – через параметри ПД, що оптимізуються).

#### 3.7.2.1. Динамічний функціонал якості регулювання

Введемо узагальнений критерій динаміки (для трьох контурів  $N_{ел}$ ,  $p_{відб}$ ,  $T_{пост}$ ):

$$J(\theta) = q_{дин} \int_0^T e^2(t) dt + q_{відб} \int_0^T e^2(t) dt + q_{т} \int_0^T e^2(t) dt + r_{кл} \int_0^T u^2(t) dt + r_{відб} \int_0^T u^2(t) dt. \quad (3.81)$$

Перші три доданки підвищують швидкість і точність відпрацювання завдань, а останні два обмежують агресивність керування та підтримують надійність (менше ривків і переміщень).

#### 3.7.2.2. Відображення ваг показників якості у коефіцієнти $q$ та $r$

Для структурного синтезу доцільно задати:

$$q_N = q_0 (w_{\text{ел}} + w_{\text{ман}}), \quad q_{\text{відб}} = q_0 (w_{\text{тепл}} + 0.5 w_{\text{ман}}), \quad q_T = q_0 w_{\text{тепл}},$$

$$r_{\text{кл}} = r_0 w_{\text{над}}, \quad r_{\text{відб}} = r_0 w_{\text{над}}. \quad (3.82)$$

Якість електроенергії та маневровість “підштовхують” контур потужності до швидкості (зростає  $q_N$ ); якість теплопостачання – контур відбору та температура (зростають  $q_{\text{відб}}$ ,  $q_T$ ); надійність стримує агресивність керування (зростають  $r_{\text{кл}}$ ,  $r_{\text{відб}}$ ).

### 3.7.2.3. Наближена формула для часу встановлення через відношення $q/r$

Для кожного каналу замкненої динаміку в робочій точці допустимо апроксимувати 2-го порядку:

$$\frac{y(s)}{y_{\text{зад}}(s)} = \frac{\omega_0^2}{s^2 + 2\zeta \omega_0 s + \omega_0^2}. \quad (3.83)$$

Тоді час встановлення (за критерієм 2%):

$$t_{\text{уст}} \approx \frac{4}{\zeta \omega_0}.$$

З урахуванням того, що підвищення «ваги похибки» відносно «ваги керування» приводить до швидшої реакції, приймаємо монотонну апроксимацію:

$$\omega_{0,N} = \omega_{0,N,0} \sqrt{\frac{q_N}{r_{\text{кл}} + \varepsilon}}, \quad \omega_{0,\text{відб}} = \omega_{0,\text{відб},0} \sqrt{\frac{q_{\text{відб}}}{r_{\text{відб}} + \varepsilon}}, \quad \omega_{0,T} = \omega_{0,T,0} \sqrt{\frac{q_T}{r_{\text{відб}} + \varepsilon}},$$

$$(3.84)$$

де  $\varepsilon > 0$  — малий доданок для уникнення ділення на нуль.

Тоді:

$$t_{\text{уст},N}(w) \approx \frac{4}{\zeta_N \omega_{0,N,0}} \sqrt{\frac{r_{\text{кл}} + \varepsilon}{q_N}}, \quad t_{\text{уст},\text{відб}}(w) \approx \frac{4}{\zeta_{\text{відб}} \omega_{0,\text{відб},0}} \sqrt{\frac{r_{\text{відб}} + \varepsilon}{q_{\text{відб}}}},$$

$$t_{\text{уст},T}(w) \approx \frac{4}{\zeta_T \omega_{0,T,0}} \sqrt{\frac{r_{\text{відб}} + \varepsilon}{q_T}}. \quad (3.85)$$

При зростанні  $w_{ел}$  або  $w_{ман}$  ( $i$ , відповідно,  $q_N$ ) час встановлення потужності зменшується; при зростанні  $w_{тепл}$  зменшуються  $t_{уст,відб}$  і  $t_{уст,т}$ ; при зростанні  $w_{над}$  (через  $r$ ) час встановлення зазвичай зростає, але зменшується навантаження на виконавчі механізми та ризик насичення.

### 3.7.3. Залежність величини перерегулювання від вагових коефіцієнтів показників якості

Перерегулювання для 2-го порядку:

$$\sigma = \exp\left(-\frac{\pi \zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}\right) \cdot 100\%, \quad 0 < \zeta < 1.$$

Отже, ключовим є зв'язок “ваги якості – коефіцієнт затухання  $\zeta$ ”.

#### 3.7.3.1. Залежність $\zeta$ від співвідношення «плавність керування – швидкість»

Практично, збільшення штрафів на керування (що відповідає більшій вазі надійності) підвищує затухання і зменшує перерегулювання, а збільшення ваг швидкодії (маневровість, якість електроенергії) може знижувати затухання і збільшувати перерегулювання, якщо не застосувати спеціальні обмеження (антинасичення, фільтрацію похідної, обмеження швидкості).

Наближено приймемо для кожного каналу:

$$\begin{aligned} \zeta_N &= \text{sat} \left( \zeta_{N,0} + k \frac{r_{кл}}{q_N + \varepsilon}, \zeta_{\min}, \zeta_{\max} \right), \\ \zeta_{\text{відб}} &= \text{sat} \left( \zeta_{\text{відб},0} + k \frac{r_{\text{відб}}}{q_{\text{відб}} + \varepsilon}, \zeta_{\min}, \zeta_{\max} \right), \\ \zeta_T &= \text{sat} \left( \zeta_{T,0} + k \frac{r_{\text{відб}}}{q_T + \varepsilon}, \zeta_{\min}, \zeta_{\max} \right). \end{aligned} \quad (3.86)$$

#### 3.7.3.2. Формули для перерегулювання каналів як функції ваг

Підставляючи  $\zeta$  у формулу  $\sigma$ , отримуємо:

$$\begin{aligned}\sigma_N(w) &= \exp\left\{-\frac{\pi \zeta_N(w)}{\sqrt{1-\zeta_N^2(w)}}\right\} \cdot 100\%, \\ \sigma_{\text{відб}}(w) &= \exp\left\{-\frac{\pi \zeta_{\text{відб}}(w)}{\sqrt{1-\zeta_{\text{відб}}^2(w)}}\right\} \cdot 100\%, \\ \sigma_T(w) &= \exp\left\{-\frac{\pi \zeta_T(w)}{\sqrt{1-\zeta_T^2(w)}}\right\} \cdot 100\%.\end{aligned}\tag{3.87}$$

Якщо збільшується вага якості електроенергії та маневровості ( $w_{\text{ел}}$ ,  $w_{\text{ман}}$ ), оптимізація  $\theta$  прагне зменшити похибку та час встановлення, але без достатньої ваги  $w_{\text{над}}$  може виникати підвищене перерегулювання;

Якщо збільшується вага якості теплопостачання ( $w_{\text{тепл}}$ ), оптимізація зменшує перерегулювання у  $p_{\text{відб}}$  та  $T_{\text{пост}}$ , оскільки допускові штрафи роблять перевищення допусків “дорогим”;

У збалансованій меті (максимум  $K_{\text{комп}}$ ) ваги підібрані так, щоб одночасно забезпечити прийнятні  $t_{\text{уст}}$  і  $\sigma$  у всіх трьох каналах при режимних обмеженнях виконавчих механізмів.

### 3.7.4. Алгоритм практичного вибору ваг

Практичний вибір вагових коефіцієнтів  $w_{\text{ел}}$ ,  $w_{\text{пал}}$ ,  $w_{\text{ман}}$ ,  $w_{\text{над}}$ ,  $w_{\text{екол}}$ ,  $w_{\text{тепл}}$  доцільно реалізувати як верхньорівневу процедуру, що працює поверх контурів ПД (п.п. 3.2–3.4) і узгоджується з логікою перемикання режимів. Алгоритм має забезпечити: (1) виконання допусків теплопостачання й електроенергії; (2) мінімізацію питомої витрати палива і втрат у перехідних процесах (п.п. 2.4); (3) недопущення режимів, небезпечних для ресурсу виконавчих механізмів і агрегату [149, 160, 166].

#### 3.7.4.1. Вхідні сигнали та індикатори стану режиму

На кожному дискретному кроці керування  $\Delta t$  обчислюються:

1. Нормовані індикатори порушення допусків:

$$\gamma_T(t) = \max \left\{ \left| 0, \frac{|e_T(t)| - \Delta T_{\text{доп}}}{\Delta T_{\text{доп}}} \right| \right\}, \quad \gamma_{\text{відб}}(t) = \max \left\{ \left| 0, \frac{|e_{\text{відб}}(t)| - \Delta p_{\text{доп}}}{\Delta p_{\text{доп}}} \right| \right\},$$

$$\gamma_N(t) = \max \left\{ \left| 0, \frac{|e_N(t)| - \Delta N_{\text{доп}}}{\Delta N_{\text{доп}}} \right| \right\}. \quad (3.88)$$

2. Індикатор якості електроенергії (за вимірними показниками):

$$\gamma_e(t) = \max \left\{ \left| 0, \frac{|\delta f(t)| - \delta f_{\text{доп}}}{\delta f_{\text{доп}}} \right| \right\} + \kappa_U \max \left\{ \left| 0, \frac{|\delta U(t)| - \delta U_{\text{доп}}}{\delta U_{\text{доп}}} \right| \right\}, \quad (3.89)$$

де  $\delta f, \delta U$  оцінюються за методами вимірювання параметрів якості електроенергії [172] і порівнюються з нормами [171].

3. Індикатор обмежень виконавчих механізмів (насичення/швидкість):

$$\gamma_{\text{обм}}(t) = \sigma_{\text{кл}}(t) \vee \sigma_{\text{відб}}(t) \vee \left( \left| \frac{du_{\text{кл}}}{dt} \right| \geq r_{\text{кл,доп}} \right) \vee \left( \left| \frac{du_{\text{відб}}}{dt} \right| \geq r_{\text{відб,доп}} \right). \quad (3.90)$$

$\gamma_{\text{обм}}$  відображає ситуацію, коли «агресивність» керування вже впирається в фізичні межі; у такому випадку підвищення ваг швидкодії не має сенсу та погіршує ресурс.

### 3.7.4.2. Вибір базового сценарію (цілі) та стартових ваг

Спочатку визначається сценарій  $g(t)$  з множини:

$$g(t) \in \{g_{\text{пал}}, g_{\text{тепл}}, g_{\text{ел}}, g_{\text{над}}, g_{\text{комп}}\}, \quad (3.91)$$

де  $g_{\text{пал}}$  – енергоефективність,  $g_{\text{тепл}}$  – теплопостачання,  $g_{\text{ел}}$  – електроенергія,  $g_{\text{над}}$  – надійність,  $g_{\text{комп}}$  – максимум комплексного показника.

### 3.7.4.3. Автоматичне коригування ваг за індикаторами (адаптивна надбудова)

Щоб ваги відповідали поточному стану, вводиться корекція  $\Delta w_i(t)$  і нормування. Зручно задати чернеткові ваги:

$$w_{\text{тепл}}(t) = w_{\text{тепл}}^{(g)} + a_{\text{т}} \gamma_{\text{т}}(t) + a_{\text{відб}} \gamma_{\text{відб}}(t),$$

$$w_{\text{ел}}(t) = w_{\text{ел}}^{(g)} + a_{\text{е}} \gamma_{\text{е}}(t) + a_{\text{N}} \gamma_{\text{N}}(t), \quad (3.92)$$

$$\tilde{w}_{\text{ман}}(t) = w_{\text{ман}}^{(g)} + a_{\text{м}} (\gamma_e(t) + \gamma_T(t)),$$

$$w_{\text{над}}(t) = w_{\text{над}}^{(g)} + a_{\text{обм}} \gamma_{\text{обм}}(t),$$

$$w_{\text{пал}}(t) = w_{\text{пал}}^{(g)} + a_{\text{пал}} \gamma_{\text{пал}}(t), \quad w_{\text{екол}}(t) = w_{\text{екол}}^{(g)} + a_{\text{екол}} \gamma_{\text{екол}}(t),$$

де  $\gamma_{\text{пал}}(t)$  – індикатор відхилення питомої витрати палива (з п.п. 2.3-2.4),  $\gamma_{\text{екол}}(t)$  – індикатор погіршення екологічності (наприклад, за зростанням викидів або штрафом за режимні відхилення);  $\alpha_{i \text{ екол}}(t)$  – коефіцієнт налаштування (масштабування) корекції, тобто параметр, який задає, наскільки сильно індикатор  $\gamma$  впливає на зміну ваги.

Далі виконуються обмеження та нормування:

$$w_i(t) = \frac{\text{sat}(w_i(t), w_{i,\text{мін}}, w_{i,\text{макс}})}{\sum_j \text{sat}(\tilde{w}_j(t), w_{j,\text{мін}}, w_{j,\text{макс}})}. \quad (3.93)$$

#### 3.7.4.4. Плавне оновлення ваг (щоб не збурювати контури)

Щоб уникнути різких змін у критерії оптимізації й поведінці координації, ваги пропускаються через фільтр 1-го порядку:

$$w_i(t) = \frac{1}{T_w} (w_{i,\text{зад}}(t) - w_i(t)), \quad (3.94)$$

де  $T_w$  вибирають більшим за домінуючі сталі часу “швидких” контурів  $N_{\text{ел}}$  та  $p_{\text{відб}}$ , але меншим за характерні зміни режиму добового графіка. Це зменшує ризик “перемикальних коливань”. Загальна структура системи керування за критеріями якості наведена на рис. 3.3.

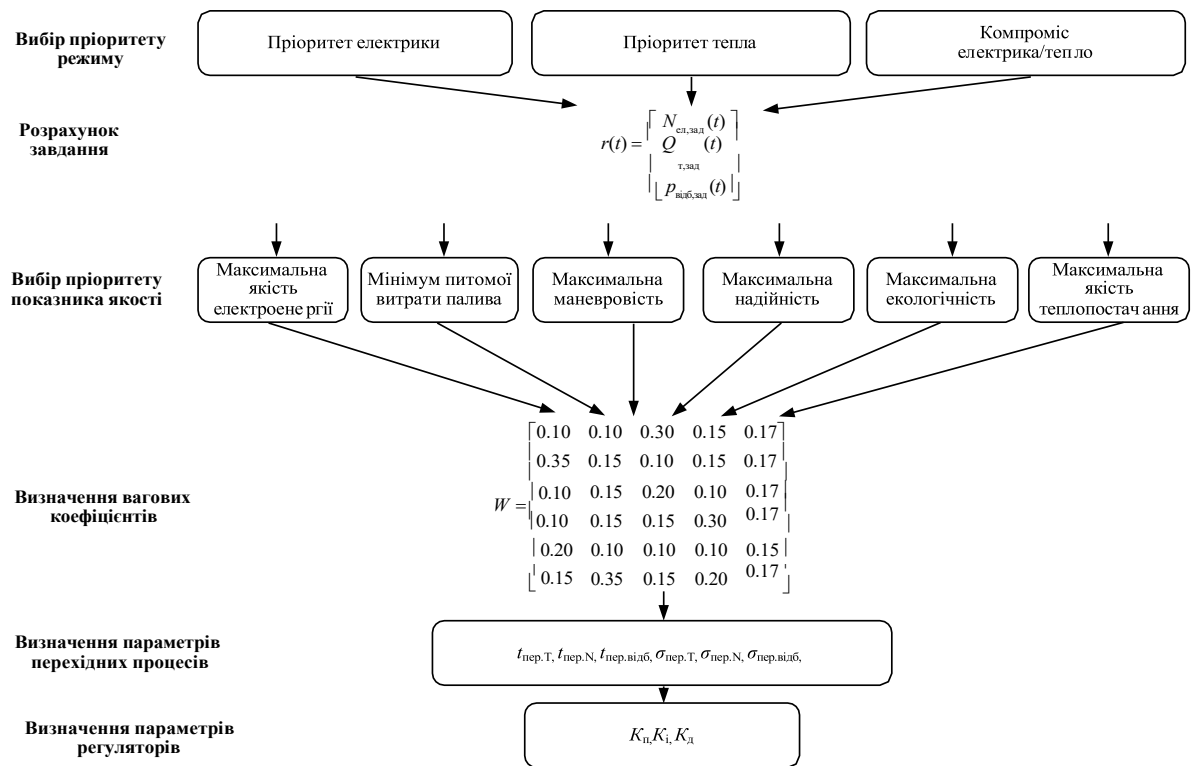


Рисунок 3.3 – Структура визначення параметрів керування теплофікаційною турбіною за критеріями якості та режимними пріоритетами

### 3.8. Висновки до розділу 3

У розділі розв'язано задачу синтезу енергоефективної системи керування теплофікаційною турбіною ТЕЦ з урахуванням багатокритеріальних вимог. Обґрунтовано вимоги до системи керування за критеріями енергоефективності, якості теплопостачання, надійності та стабільності електричної потужності.

Запропоновано базову каскадно-координаційну структуру системи керування з узгодженням контурів «електрична потужність – тиск/витрата – теплове навантаження», що дозволяє зменшити конфлікт між електричними та тепловими режимами.

Сформульовано багатокритеріальну задачу оптимізації параметрів системи керування та розглянуто окремі постановки для різних цілей: мінімуму питомої витрати палива, максимуму якості теплопостачання, максимуму якості електроенергії та максимуму комплексного показника якості.

Розроблено метод визначення вагових коефіцієнтів показників якості та показано їх вплив на динамічні характеристики системи, зокрема на час встановлення та перерегулювання. Запропоновано алгоритм практичного вибору ваг і логіку перемикання режимів із плавним перенесенням інтеграторів, що забезпечує безударні переходи між режимами керування.

## **РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ПЕРЕВІРКА МЕТОДІВ НА БАЗІ ТУРБІНИ Т-100/120-130**

### **4.1. Експериментальні параметри турбіни Т-100/120-130**

Паспортні (основні) параметри теплофікаційної турбіни Т-100/120-130-3 (рис. 4.1) та турбогенератора ТВФ-120-2 (рис. 4.2), який, як правило, працює з нею в складі турбоагрегату (приклад – енергоблок №1 Харківська ТЕЦ-5), наведені в додатку 1.

У різних ТЕЦ можуть зустрічатися модифікації (та прив'язка до конкретного заводу) з відмінностями в частині відборів, теплофікаційних графіків, діапазонів навантаження та обмежень – ці деталі зазвичай беруться із заводської інструкції та типової енергетичної характеристики конкретного агрегату.

Статистична обробка даних виконувалась на основі експериментальних даних теплофікаційної турбіни Т-100/120-130-3 та генератора ТВФ-120-2.

Одновальна парова турбіна з конденсацією та двома теплофікаційними (опалювальними) відборами, призначена для безпосереднього приводу турбогенератора змінного струму.

Теплофікаційна парова турбіна типу Т-100/120-130 належить до класу турбоагрегатів комбінованого виробництва (одночасне виробництво електричної енергії та теплоти). Її ключова відмінність від «чисто конденсаційних» турбін полягає у наявності регульованих відборів пари для мережових підігрівачів (теплопостачання) та у режимній взаємодії з тепловим графіком мережі. У практиці експлуатації турбіни цього класу працюють у широкому діапазоні теплових навантажень (зміна витрати мережевої води і температурного графіка) та електричних навантажень, причому «раціональність» режиму часто визначається координацією розподілу теплових потоків між мережевими підігрівачами та допустимими

обмеженнями проточної частини, відборів і конденсаційного тракту [178].

З позиції задач синтезу енергоефективних систем керування, турбіна Т-100/120-130 є репрезентативним об'єктом, оскільки для неї характерні:

- конфлікт пріоритетів «електрика-тепло» (при заданому тепловому відборі змінюється доступний перепад ентальпії на конденсаційну частину, отже змінюється електрична потужність);

- помітна нелінійність у каналах «керування клапанами – витрата пари – тиски/відбори/потужність»;

- суттєва роль режимної оптимізації (наприклад, перерозподіл теплового навантаження між мережевими підігрівачами може давати додаткову електричну потужність без збільшення витрати свіжої пари).

Типова структурна схема турбіни Т-100/120-130 у складі теплофікаційного енергоблоку може бути подана як функціональний ланцюг перетворення енергії та відборів:

1. Котел-утилізатор – свіжа пара – регулювальні клапани – проточна частина турбіни – генератор – електрична енергія,

2. Котел-утилізатор – свіжа пара – регулювальні клапани – проточна частина турбіни – регульовані відбори – мережеві підігрівачі – тепла енергія мережі,

3. Котел-утилізатор – свіжа пара – регулювальні клапани – проточна частина турбіни – вихлоп у конденсатор – конденсат – регенерація/підігрів – живильна вода – котел.

У теплофікаційній компоновці принципово важливими є два паралельні «виходи» корисної енергії:

- електрична потужність  $N_{ел}$ ,

- тепла потужність мережі  $Q_{ТМ}$  (теплопостачання).

Саме наявність мережевих підігрівачів та режимна залежність їхніх теплових потоків формують специфіку об'єкта керування, зокрема потребу у координації контурів потужності/відборів/температури мережевої води.



Рисунок 4.1 – Вигляд турбіни Т-100/120-130-3



Рисунок 4.2 – Вигляд турбіни ТВФ-120-2



## 4.2. Визначення ваг для типових цілей керування

### 4.2.1. Вибір ваг

Для практики (побудова та перевірка на експериментальній базі Т-100 120-130) доцільно задати 5 типових наборів ваг. Наведені нижче значення є узгодженими з фізикою «електрика-тепло» та призначені як стартові для оптимізації  $\theta$  за п.п. 3.3.

1. Пріоритет енергоефективності (мінімум питомої витрати палива):

$$w_{\text{пал}} = 0.35, w_{\text{екол}} = 0.20, w_{\text{тепл}} = 0.15, w_{\text{ел}} = 0.10, w_{\text{ман}} = 0.10, w_{\text{над}} = 0.10.$$

Паливна економічність домінує, екологічність корелює зі зниженням паливоспоживання та режимними втратами (п.п. 2.4), теплопостачання і електрика мають гарантуватися в межах допусків (п.п. 3.6), маневровість/надійність – не повинні деградувати.

2. Пріоритет теплопостачання:

$$w_{\text{тепл}} = 0.35, w_{\text{ман}} = 0.15, w_{\text{пал}} = 0.15, w_{\text{над}} = 0.15, w_{\text{ел}} = 0.10, w_{\text{екол}} = 0.10.$$

Збільшується вага на якість теплопостачання та динаміку (щоб зменшити час відновлення  $T_{\text{пост}}$  і  $p_{\text{відб}}$ ), але враховується надійність.

3. Пріоритет якості електроенергії:

$$w_{\text{ел}} = 0.30, w_{\text{ман}} = 0.20, w_{\text{над}} = 0.15, w_{\text{тепл}} = 0.15, w_{\text{пал}} = 0.10, w_{\text{екол}} = 0.10.$$

Якість електроенергії та маневровість потребують більш швидкої реакції контуру  $N_{\text{ел}}$ , але надійність обмежує надмірну агресивність керування; вимірювання/оцінювання показників якості електроенергії виконують за чинними стандартами.

4. Пріоритет надійності:

$$w_{\text{над}} = 0.30, w_{\text{тепл}} = 0.20, w_{\text{ел}} = 0.15, w_{\text{пал}} = 0.15, w_{\text{ман}} = 0.10, w_{\text{екол}} = 0.10.$$

Пріоритет надійності означає мінімізацію інтенсивності дій виконавчих механізмів, роботи в насиченні, частих перемикань, що зменшує перехідні втрати та знос.

7. Пріоритет максимуму комплексного показника якості ТЕЦ:

$$w_{\text{ел}} = 0.17, w_{\text{пал}} = 0.17, w_{\text{ман}} = 0.17, w_{\text{над}} = 0.17, w_{\text{екол}} = 0.15, w_{\text{тепл}} = 0.17.$$

Наближено рівномірний розподіл для інтегральної оптимізації  $\theta$ , коли компроміс визначається сукупністю експериментів та ваг сценаріїв  $\pi_s$ .

Нехай вектор вагових коефіцієнтів:

$$w = \begin{bmatrix} w_{\text{ел}} \\ w_{\text{пал}} \\ w_{\text{ман}} \\ w_{\text{над}} \\ w_{\text{екол}} \\ w_{\text{тепл}} \end{bmatrix}, \quad 1^T w = 1, \quad w \geq 0. \quad (4.1)$$

Нехай вектор пріоритетів (задані “ваги важливості” цілей керування):

$$p = \begin{bmatrix} p_{\text{ел}} \\ p_{\text{пал}} \\ p_{\text{ман}} \\ p_{\text{над}} \\ p_{\text{екол}} \\ p_{\text{тепл}} \end{bmatrix}, \quad p \geq 0, \quad (4.2)$$

та базові (номінальні) ваги:

$$w_0 = \begin{bmatrix} w_{\text{ел},0} \\ w_{\text{пал},0} \\ w_{\text{ман},0} \\ w_{\text{над},0} \\ w_{\text{екол},0} \\ w_{\text{тепл},0} \end{bmatrix}, \quad 1^T w_0 = 1, \quad w_0 \geq 0. \quad (4.3)$$

#### 4.2.2. Матрична залежність з нормуванням (мультиплікативне підсилення пріоритетами)

Введемо діагональну матрицю підсилення пріоритетів:

$$P = \text{diag}(p_{\text{ел}}, p_{\text{пал}}, p_{\text{ман}}, p_{\text{над}}, p_{\text{екол}}, p_{\text{тепл}}), \quad (4.4)$$

та параметр “жорсткості”  $\alpha \geq 0$ . Тоді “сирий” (ненормований) вектор

ваг:

$$\tilde{w} = (I + \alpha P) w_0. \quad (4.5)$$

Нормування до суми 1 у матричній формі:

$$w = \frac{w}{1^T \tilde{w}} = \frac{(I + \alpha P) w_0}{1^T (I + \alpha P) w_0} \quad (4.6)$$

де  $1 = [1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1]^T$

$P$  збільшує компоненти  $w_0$  відповідно до пріоритетів  $p$ , а нормування гарантує  $\sum w_i = 1$ .

### 4.2.3. Матрична залежність для кількох дискретних режимів пріоритетів (тепло/електрика тощо)

Нехай є  $M$  режимів/цілей керування (наприклад: енергоефективність, тепло, електрика, надійність, максимум комплексного показника).

Сформуємо матрицю пріоритетів:

$$\Pi = \begin{bmatrix} p_{\text{ел}}^{(1)} & p_{\text{ел}}^{(2)} & \dots & p_{\text{ел}}^{(M)} \\ p_{\text{пал}}^{(1)} & p_{\text{пал}}^{(2)} & \dots & p_{\text{пал}}^{(M)} \\ p_{\text{ман}}^{(1)} & p_{\text{ман}}^{(2)} & \dots & p_{\text{ман}}^{(M)} \\ p_{\text{над}}^{(1)} & p_{\text{над}}^{(2)} & \dots & p_{\text{над}}^{(M)} \\ p_{\text{екол}}^{(1)} & p_{\text{екол}}^{(2)} & \dots & p_{\text{екол}}^{(M)} \\ p_{\text{тепл}}^{(1)} & p_{\text{тепл}}^{(2)} & \dots & p_{\text{тепл}}^{(M)} \end{bmatrix}. \quad (4.7)$$

Нехай активний режим задається вектором змішування  $\mu \in R^M$ :

$$\mu \geq 0, \quad 1_M^T \mu = 1. \quad (4.8)$$

Тоді ефективний пріоритет:

$$p = \Pi \mu, \quad P = \text{diag}(\Pi \mu). \quad (4.9)$$

І підсумкова залежність:

$$w(\mu) = \frac{(I + \alpha \text{diag}(\Pi \mu)) w_0}{1^T (I + \alpha \text{diag}(\Pi \mu)) w_0}. \quad (4.10)$$

#### 4.2.4. Комбінація готових векторів ваг для теплофікаційної турбіни Т-100/120-130

Матриця ваг:

$$W = [w^{(1)} w^{(2)} w^{(3)} w^{(4)} w^{(5)}] \quad (4.11)$$

дорівнює:

$$W = \begin{bmatrix} 0.10 & 0.10 & 0.30 & 0.15 & 0.17 \\ 0.35 & 0.15 & 0.10 & 0.15 & 0.17 \\ 0.10 & 0.15 & 0.20 & 0.10 & 0.17 \\ 0.10 & 0.15 & 0.15 & 0.30 & 0.17 \\ 0.20 & 0.10 & 0.10 & 0.10 & 0.15 \\ 0.15 & 0.35 & 0.15 & 0.20 & 0.17 \end{bmatrix} \quad (4.12)$$

Кожен стовпець уже нормований:

$$1^T w^{(m)} = 1, \quad w^{(m)} \geq 0. \quad (4.13)$$

#### 4.2.5. Залежність ваг від пріоритетів (змішування режимів)

Нехай  $\mu \in R^5$  – вектор пріоритетів режимів (коефіцієнти змішування):

$$\mu = \begin{bmatrix} \mu_{\text{ен}} \\ \mu_{\text{тепл}} \\ \mu_{\text{ел}} \\ \mu_{\text{над}} \\ \mu_{\text{комп}} \end{bmatrix}, \quad \mu \geq 0, \quad 1_5^T \mu = 1. \quad (4.14)$$

Тоді ваги показників якості визначаються матрично:

$$w = W \mu \quad (4.15)$$

У розгорнутому вигляді, наприклад:

$$w_{\text{ел}} = 0.10\mu_{\text{ен}} + 0.10\mu_{\text{тепл}} + 0.30\mu_{\text{ел}} + 0.15\mu_{\text{над}} + 0.17\mu_{\text{комп}},$$

аналогічно для інших компонент.

### 4.3. Лінеаризована модель теплофікаційної турбіни Т-100/120-130 у складі ТЕЦ для типової робочої точки

#### 4.3.1. Визначення сталих

Для турбіни Т-100/120-130 приймаємо:

- електрична потужність у теплофікаційному режимі:  $N_{ел0} = 110$  МВт;  
у конденсаційному – 120 МВт;

- параметри свіжої пари перед стопорним клапаном:  $p_{00} = 12,75$  МПа,  
 $T_{00} = 555$  °С;

- тиск у конденсаторі:  $p_{к0} = 0,0057$  МПа;

- максимальний витрат пари:  $G_{00} = 485$  т/год;

- генератор типу ТВФ-120-2 (120 МВт) як привідний.

#### 1. Теплофікаційний відбір (для моделі контурів “тепло”)

Для теплофікаційних турбін класу Т-100/120-130 тиск пари у відборах, що живлять мережеві підігрівачі, регулюють у межах: верхній відбір: 0,06-0,25 МПа, нижній відбір: 0,05–0,20 МПа.

Тому як типову робочу точку для синтезу регуляторів прийmemo:

Робоча точка  $\Omega_0$ :  $N_{ел0} = 110$  МВт,  $p_{00} = 12,75$  МПа;  $T_{00} = 555$  °С,  $p_{к0} = 0,0057$  МПа,  $p_{відб0} = 0,15$  МПа (середина типового діапазону нижнього відбору) (для мережі)  $T_{пост0} = 110$  °С,  $T_{зв0} = 70$  °С (типовий тепловий графік).

#### 2. Вибір типових сталих часу $T_{кл}$ , $T_{відб}$ , $T_T$

$T_{кл}$  – стала часу виконавчого механізму регулювального клапана (сервопривід): приймаємо  $T_{кл} = 0,3$  с (типовий швидкий сервоканал у моделях турбінного регулювання; у спрощених схемах клапан + турбіна часто подаються як ланки 1-го порядку).

$T_{відб}$  – стала часу виконавчого механізму клапана/діафрагми відбору: приймаємо  $T_{відб} = 0,5$  с (зазвичай трохи повільніше за головний клапан через гідравлічні обмеження).

$T_T$  – теплова інерційність «відбір – мережеві підігрівачі –  $T_{пост}$ »:

приймаємо  $T_T = 120$  с (район десятків–сотень секунд характерний для підсистем теплопередачі, теплообмінників і теплових пунктів; у моделях часто вводять запізнення/інерційність).

Додатково для повної моделі беремо:  $T_H = 5$  с для інерції каналу потужності,  $T_{KM} = 2$  с для «парова камера – трубопровід»,  $T_{відб,д} = 10$  с для динаміки тиску у відборі; це базові інженерні оцінки, що уточнюються експериментом.)

### 4.3.2. Лінеаризована модель у просторі станів

Модель має вигляд:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= A x + B u \\ y &= C x + D u \end{aligned} \quad (4.16)$$

Прийняті коефіцієнти:

Оціночні коефіцієнти зв'язків (пояснення сенсу):

$K_{H,KM} = 3,0$  МВт/(МПа·с): вплив  $\Delta p_{KM}$  на швидкість зміни потужності

$K_{H,відб} = -8,0$  МВт/(МПа·с): «теплофікаційний конфлікт»: зростання тиску/відбору зменшує доступну електричну потужність

$K_{KM,KЛ} = 1,2$  МПа/с: вплив положення клапана на  $\Delta p_{KM}$

$K_{відб,KM} = 0,05$  1/с: вплив  $\Delta p_{KM}$  на  $\Delta p_{відб}$

$K_{відб,відб} = 0,08$  МПа/с: вплив положення органу відбору на  $\Delta p_{відб}$

$K_{відб,МВ} = -0,03$  МПа/с: зростання мережевої витрати “підсаджує” тиск відбору

$K_{T,відб} = 0,8$  °С/(МПа·с): вплив  $\Delta p_{відб}$  на динаміку  $\Delta T_{пост}$

$K_{T,МВ} = -0,05$  °С/с: вплив мережевого органу на  $\Delta T_{пост}$  (через зміну витрати/змішування).

Тоді матриці:

$$A = \begin{bmatrix} -0,2 & 3,0 & -8,0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -0,5 & 0 & 0 & 1,2 & 0 & 0 \\ 0 & 0,05 & -0,1 & 0 & 0 & 0,08 & -0,03 \\ 0 & 0 & 0,8 & -0,00833 & 0 & 0 & -0,05 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -3,333 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -2,0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -0,333 \end{bmatrix}, \quad (4.17)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 3,333 & 0 & 0 \\ 0 & 2,0 & 0 \\ 0 & 0 & 0,333 \end{bmatrix}, \quad C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad (4.18)$$

$$D = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (4.19)$$

#### 4.4. Аналіз експериментальних характеристик теплофікаційної турбіни

Характеристики теплофікаційної турбіни Т-100/120-130 наведені в додатку В.

Характеристики теплофікаційної турбіни Т-100/120-130 доцільно аналізувати як систему взаємопов'язаних залежностей «електрична потужність – тепла віддача – економічність – обмеження». Для цього головними є режимна діаграма  $N_e - Q_T$ , витратно-потужнісні характеристики  $N_e = f(D_0)$ , відбірні характеристики  $Q_T = f(G_{\text{відб}})$ ,  $p_{\text{відб}} = f(G_{\text{відб}})$ , а також економічні криві  $d(N_e)$ ,  $q(N_e)$  і поправки на умови конденсації  $p_k$  та параметри свіжої пари  $p_0$ ,  $T_0$ .

Режимна особливість теплофікаційної турбіни – наявність компромісу

між виробітком електроенергії та тепловою потужністю. Зі зростанням теплового навантаження (витрати пари у відбір і теплопередачі в мережеві підігрівачі) частина енергії пари «перенаправляється» з останніх ступенів, що обмежує приріст електричної потужності. Тому на діаграмі  $N_e-Q_T$  характерні: (а) зона допустимих режимів із межами по максимальному/мінімальному відбору; (б) обмеження по мінімальному пропуску в ЦНД (щоб уникати небажаних аеродинамічних режимів і втрати стійкості роботи проточної частини); (в) залежність від вакууму в конденсаторі: погіршення вакууму (зростання  $p_k$ ) зменшує доступний перепад ентальпій у ЦНД, і турбіна при тих самих витратах дає меншу  $N_e$ .

Витратно-потужнісна характеристика  $N_e=f(D_0)$  для Т-100/120-130, як і для більшості конденсаційно-теплофікаційних машин, є майже лінійною в середній зоні навантажень, але з помітним «погіршенням приросту» на крайніх режимах через збільшення внутрішніх втрат, дроселювання на регулювальних органах і зниження відносного ККД проточної частини на малих витратах. У теплофікаційному режимі додатково проявляється вплив відборів: при однаковій  $D_0$  зростання  $G_{\text{відб}}$  зменшує частку потоку, що проходить через останні ступені, тому  $N_e$  нижча.

Відбірні характеристики визначають якість теплопостачання: стабільність тиску/температури відбору й можливість підтримувати задані мережеві параметри. Збільшення витрати відбору  $G_{\text{відб}}$ , як правило, веде до зміни тиску відбору та потребує коректної координації регуляторів (потужності, тиску відбору, температури подачі мережевої води). Для теплофікаційної турбіни це ключове, бо теплове навантаження часто змінюється швидко (погодні графіки), а електрична частина повинна залишатися в межах диспетчерських вимог.

Економічність описується питомими витратами пари/тепла та ефективністю у функції навантаження. Типово мінімальні питомі витрати досягаються поблизу номінального діапазону, а на часткових

навантаженнях вони ростуть через відносний вплив постійних втрат (вентиляційні, механічні, втрати в проточній частині) та регульовальні втрати. При зростанні частки теплофікації підвищується корисне використання теплоти пари для тепломережі, але з погляду електричної ефективності це часто виглядає як зменшення ККД перетворення в електроенергію – бо частина потенціалу не реалізується на лопатках низького тиску. Утім, якщо оцінювати комбіновану ефективність (електрика + тепло), теплофікаційний режим зазвичай вигідніший, і саме тому режимна діаграма  $N_e-Q_T$  є базовою для оптимізації.

Для аналізу керування турбіна Т-100/120-130 є багатоканальним об'єктом, де зміна одного впливу (наприклад, клапани свіжої пари або регулятор відбору) змінює одразу  $N_e$ ,  $p_{\text{відб}}$ ,  $Q_T$  і показники економічності. Тому практично доцільні: каскадні/координовані контури (потужність – тиск відбору – температура мережі), обмеження по вакууму і пропуску, та робота за оптимальними графіками, що мінімізують питомі витрати при виконанні теплового завдання.

#### **4.5. Дослідження втрат енергії залежно від режимів роботи**

Аналіз втрат енергії для теплофікаційної турбіни Т-100/120-130 слід виконувати через призму її режимів роботи, оскільки структура потоків пари (конденсаційний протік і теплофікаційні відбори) змінює як корисний перепад ентальпій, так і частку внутрішніх, регульовальних та теплових втрат. Умовно втрати можна поділити на: внутрішні (аеродинамічні/термодинамічні в проточній частині), механічні, регульовальні (дроселювання), електричні (генератор/трансформатор), а також “режимні” втрати від невикористаного потенціалу пари (коли частина енергії не перетворюється в електричну роботу через відбори або погіршення вакууму).

- 1) Конденсаційний режим (мінімальні або відсутні відбори).

У цьому режимі основний потік пари проходить через усю проточну частину, і турбіна здатна реалізувати максимальний перепад ентальпій на лопатках ЦНД. Типово відносні втрати тут нижчі, а електричний ККД вищий. Однак втрати зростають при відхиленні від номіналу: на часткових навантаженнях підвищується частка постійних втрат (механічні, вентиляційні), зростають втрати від неідеального обтікання лопаток і нерівномірності потоків, а регулювання витрати через клапани призводить до дроселювання і зменшення ефективного перепаду тиску на ступенях.

2) Теплофікаційний режим (значні відбори на теплопостачання).

Коли збільшується витрата відбору  $G_{\text{відб}}$  і теплова потужність  $Q_T$ , частина пари «вилучається» до завершення розширення в ЦНД. Це має подвійний ефект: (а) зменшується масова витрата через останні ступені, (б) зменшується реалізований перепад ентальпій у частині, що формує електричну потужність. Втрати енергії в електричному сенсі проявляються як втрата потенційного виробітку  $N_e$  при тому ж підводі енергії у свіжій парі або паливі. Додатково у теплофікаційному режимі зростає роль регулювальних втрат у контурах підтримання тиску/температури відбору (можливі перепуски, дроселювання на регулювальних органах). Проте важливо: якщо оцінювати сумарну корисність (електрика + тепло), енергія не зникає, а переорієнтовується в тепловий продукт; «втратою» вона є саме для електричної складової.

3) Вплив температури відбору  $T_{\text{відб}}$  і мережевого графіка.

Зростання  $T_{\text{відб}}$  зазвичай вимагає вищих параметрів відбору (тиску), тобто відсікання пари на більш ранній стадії розширення. Це збільшує електричні режимні втрати (менше розширення в турбіні → менше механічної роботи на валу) і часто підвищує частку регулювальних втрат, бо контур теплопостачання працює жорсткіше. На низьких температурах відбору, навпаки, турбіна може реалізувати більший перепад у проточній частині, і електричні втрати від теплофікації менші.

4) Вплив вакууму/тиску в конденсаторі  $p_k$ .

Погіршення вакууму (зростання  $p_k$ ) зменшує кінцевий перепад у ЦНТ, підвищує кінцеву температуру відпрацьованої пари і зменшує корисну роботу. У реальних режимах це дає відчутне зростання еквівалентних втрат: при тій самій витраті пари турбіна виробляє менше електроенергії, а питомі витрати (пари/тепла/палива на кВт·год) погіршуються. Для ТЕЦ це особливо критично в теплий період або при обмеженнях по охолодженню, коли підтримати низький  $p_k$  складніше.

Для Т-100/120-130 мінімізація втрат залежить від вибору режиму: у конденсаційному режимі головне – робота поблизу номіналу та мінімізація дроселювання; у теплофікаційному – оптимальний розподіл  $Q_T$  і  $G_{\text{відб}}$  з урахуванням мережевого графіка, щоб не забирати пару надто рано і не створювати зайвих регульовальних втрат; в усіх режимах – контроль вакууму ( $p_k$ ), бо він напряду визначає частину втрат у ЦНТ і погіршує економічність.

#### 4.6. Розрахунок передатних функцій для трьох контурів керування турбіною Т-100/120-130 (режим 110 МВт, теплофікаційний)

Нижче наведено передатні функції, отримані з лінеаризованої моделі у просторі станів (4.16):

$$\Delta \dot{x} = A \Delta x + B \Delta u, \quad \Delta y = C \Delta x + D \Delta u,$$

$$\Delta y = \begin{bmatrix} \Delta N_{\text{ел}} \\ \Delta p_{\text{відб}} \\ \Delta t_{\text{пост}} \end{bmatrix}, \quad \Delta u = \begin{bmatrix} \Delta u_{\text{кл}} \\ \Delta u_{\text{відб}} \\ \Delta u_{\text{мв}} \end{bmatrix},$$

де передатна матриця об'єкта:

$$G(s) = C(sI - A)^{-1}B + D. \quad (4.17)$$

Передатні функції для трьох основних контурів беруться як діагональні елементи  $G(s)$ :

$$\Delta u_{\text{кл}} \rightarrow \Delta N_{\text{ел}}, \quad \Delta u_{\text{відб}} \rightarrow \Delta p_{\text{відб}}, \quad \Delta u_{\text{мв}} \rightarrow \Delta t_{\text{пост}}. \text{ Методика переходу від}$$

( $A, B, C, D$ ) до  $G(s)$  є стандартною для задач синтезу САР і налаштування регуляторів.

**Контур 1:** Потужність  $N_{\text{ел}}$  (канал  $\Delta u_{\text{кл}} \rightarrow \Delta N_{\text{ел}}$ )

Передатна функція:

$$G_N(s) = \frac{\Delta N_{\text{ел}}(s)}{\Delta u_{\text{кл}}(s)} = \frac{39996(30s - 1)}{100000s^4 + 413300s^3 + 283640s^2 + 57661s + 3333}. \quad (4.18)$$

У нормованому (з поділом на старший коефіцієнт знаменника) вигляді:

$$G_N(s) = \frac{11.9988s - 0.39996}{s^4 + 4.133s^3 + 2.8364s^2 + 0.57661s + 0.03333} \cdot (1 - 30s)e^{-2s}. \quad (4.19)$$

У інверсному вигляді:  $G_N(s) = -12 \frac{(1 - 30s)e^{-2s}}{(10s + 1)(5s + 1)}. \quad (4.20)$

Полюси (характерні сталі часу ланок моделі):

$$s = \{-3.333, -0.5, -0.2, -0.1\}. \quad (4.21)$$

Нуль:  $s = +0.03333$ .

Наявність додатного нуля означає інверсну (не мінімально-фазову) складову у каналі потужності для цієї робочої точки (короткочасна реакція може мати протилежний напрям), що важливо враховувати під час налаштування ПД (обмеження на агресивність  $K_p$ ,  $K_i$ ,  $K_d$ , застосування антинасичення, узгодження з контуром теплофікації).

Статичний коефіцієнт підсилення:  $G_N(0) = -12$  (МВт/в.о.).

**Контур 2:** Тиск відбору  $p_{\text{відб}}$  (канал  $\Delta u_{\text{відб}} \rightarrow \Delta p_{\text{відб}}$ )

Передатна функція:

$$G_p(s) = \frac{\Delta p_{\text{відб}}(s)}{\Delta u_{\text{відб}}(s)} = \frac{8}{5(10s^2 + 21s + 2)} = \frac{0.8}{(0.5s + 1)(10s + 1)}. \quad (4.22)$$

У нормованому вигляді:

$$G_p(s) = \frac{0.16}{s^2 + 2.1s + 0.2}. \quad (4.23)$$

Полюси:  $s = \{-2, -0.1\}$ .

Статичний коефіцієнт підсилення:  $G_p(0) = 0.8(\text{МПа/в.о.})$ .

**Контур 3:** Температура подачі мережі  $T_{\text{пост}}$  (канал  $\Delta u_{\text{мв}} \rightarrow \Delta T_{\text{пост}}$ )

Передатна функція:

$$G_T(s) = \frac{\Delta T_{\text{пост}}(s)}{\Delta u_{\text{мв}}(s)} = \frac{333000(-50s - 29)}{1000000000s^3 + 441330000s^2 + 36906890s + 277389} =$$
$$= -34.81 \frac{e^{-3s}}{(120s + 1)(10s + 1)}$$
(4.24)

У нормованому вигляді:

$$G_T(s) = - \frac{0.01665s + 0.009657}{s^3 + 0.44133s^2 + 0.0369069s + 0.000277389}$$
(4.25)

Полюси:  $s = \{-0.333, -0.1, -0.00833\}$ .

Статичний коефіцієнт підсилення:  $G_t(0) = -34.81(^{\circ}\text{C/в.о.})$ .

**Перехресні канали** (для координації контурів)

Для теплофікаційної турбіни важливо зафіксувати два перехресні впливи, які потім враховуються в логіці пріоритетів і координації:

1. Вплив теплофікаційного керування на електричну потужність:

$$\frac{\Delta N_{\text{ел}}(s)}{\Delta u_{\text{відб}}(s)} = - \frac{64}{50s^3 + 115s^2 + 31s + 2}$$
(4.26)

2. Вплив керування мережевою частиною на тиск відбору:

$$\frac{\Delta p_{\text{відб}}(s)}{\Delta u_{\text{мв}}(s)} = - \frac{999}{100000s^2 + 43300s + 3330}$$
(4.27)

Ці перехресні передатні функції пояснюють, чому на практиці ефективними є: каскад  $T_{\text{пост}} \rightarrow p_{\text{відб}}$ , а також узгодження дій контурів  $N_{\text{ел}}$  і  $p_{\text{відб}}$  через пріоритети тепло/електрика.

Зведемо параметри передатних функцій у вигляді таблиці.

Таблиця 4.1 – Підсумкова таблиця параметрів наближень

Контур	Канал	Наближення	$K$	$T_1, \text{с}$	$T_2, \text{с}$	$L, \text{с}$	$T_3, \text{с}$
1	$u_{\text{кл}} \rightarrow N_{\text{ел}}$	$\frac{K(1-T_3s)e^{-Ls}}{(T_1s+1)(T_2s+1)}$	-12	10	5	2	30
2	$u_{\text{відб}} \rightarrow P_{\text{відб}}$	$\frac{K}{(T_1s+1)(T_2s+1)}$	0,8	0,5	10	-	-
3	$u_{\text{мв}} \rightarrow T_{\text{пост}}$	$\frac{Ke^{-Ls}}{(T_1s+1)(T_2s+1)}$	-34,81	120	10	3	

#### 4.7. Експериментальні дослідження параметрів системи керування за критеріями якості

Показники якості: якість електроенергії, питома витрата палива, маневровість (динамічна якість), надійність, екологічність, якість теплопостачання.

##### 4.7.1. Система керування за мінімумом питомої витрати палива

Для режиму «мінімум питомої витрати палива» пріоритети задано так: паливо і тепло – найважливіші, далі надійність, потім екологія, потім маневровість, і найменше – якість електроенергії (бо вона в сучасній енергосистемі зазвичай жорстко підтримується регуляторами/мережею і в цьому режимі не є головним компромісом).

Вагові коефіцієнти:  $w_{\text{як.еє}}=0.0383$ ;  $w_{\text{пал}} =0.4128$ ;  $w_{\text{дин}}=0.0936$ ;  $w_{\text{над}}=0.1763$ ;  $w_{\text{екол}}= 0.1026$ ;  $w_{\text{тепло}}= 0.1763$ .

Перехідні процеси (енергоощадне налаштування: велике демпфування).

Моделювання замкнених контурів (узагальнена форма):

$$G_{cl}(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2}, \quad \zeta \approx 0.85 \dots 0.95. \quad (4.28)$$

Крокові збурення/зміни завдання (типові для режиму 110 МВт):

$$\Delta N_{\text{ел}} = +5 \text{ МВт};$$

$$\Delta p_{\text{відб}} = +0.05 \text{ МПа};$$

$$\Delta T_{\text{м}} = +3 \text{ }^\circ\text{С}.$$

Таблиця 4.2 – Розраховані показники перехідних процесів

Канал	$t_{\text{пер}}, \text{ с}$	$t_s(\pm 2\%), \text{ с}$	$M_p, \%$
Потужність $N_{\text{ел}}$	8,9	14,0	0,629
Тиск відбору $p_{\text{відб}}$	24,0	39,2	0,152
Температура мережі $T_{\text{м}}$	89,0	150,4	0,000

Графіки перехідних процесів показані на рис. 4.4-4.6.

Зафіксуємо правила нормування:

Якість електроенергії: за  $M_p$  і  $t_s$  контуру потужності (вимога:  $M_p \leq 5\%$ ,  $t_s \leq 25 \text{ с}$ ).

Питома витрата палива: відносно базового значення в точці (прийнято для прикладу:  $b_0 = 315 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})\text{екв}$ ; досягнуто  $b = 305$ ).

Маневровість: за  $t_s$  трьох каналів з еталонами (25 с, 60 с, 180 с) і вагами швидкодії (0.45/0.35/0.20).

Надійність: за коефіцієнтом готовності (прийнято  $K_{\text{г}} = 0.985$ ; нормування від 0.95 до 0.99).

Екологічність: за питомими викидами (прийнято  $\text{CO}_2 = 830 \text{ г}/\text{кВт}\cdot\text{годекв}$  при ліміті 900).

Якість теплопостачання: за  $M_p$  і  $t_s$  каналів  $p_{\text{відб}}$  і  $T_{\text{м}}$  ( $M_p \leq 3\% / 2\%$ ,  $t_s \leq 60 \text{ с} / 180 \text{ с}$ ).

Отримано:

$$J_{\text{як}}=1.000; J_{\text{пал}}=0.8968; J_{\text{дин}}=1.000; J_{\text{над}}=0.875; J_{\text{екол}}=0.5185; J_{\text{тепло}}=1.000.$$

$$\text{Комплексний показник якості : } I = \sum_{i=1}^6 w_i q_i = 0.88596.$$

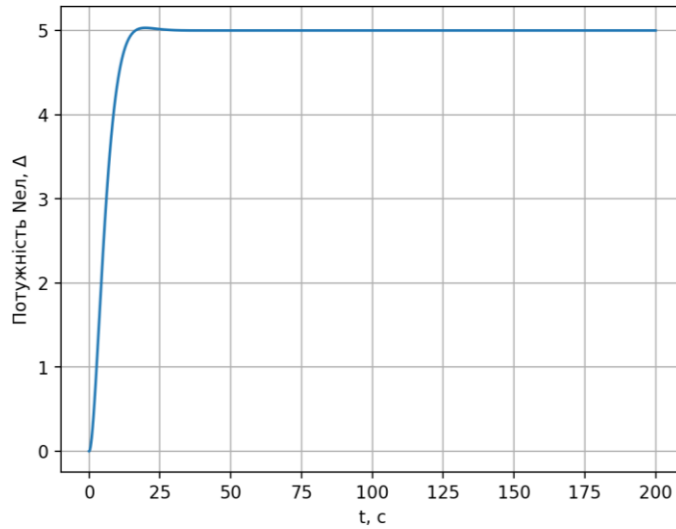


Рисунок 4.4 – Графік переходних процесів потужності за критерієм мінімуму питомої витрати палива

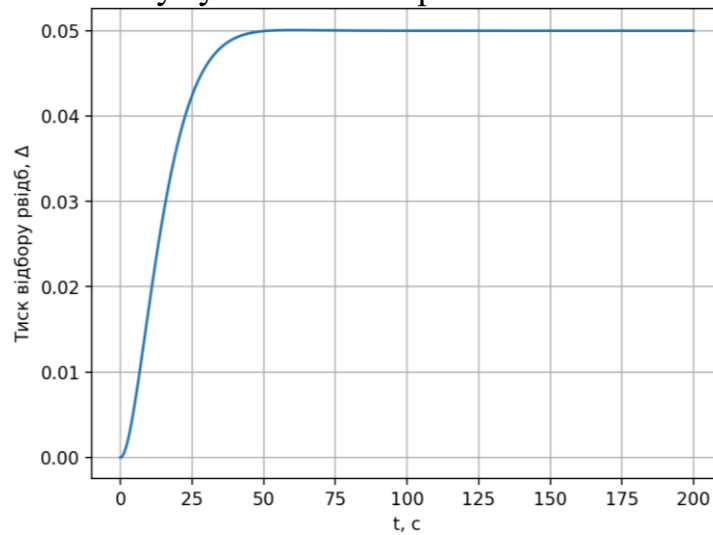


Рисунок 4.5 – Графік переходних процесів тиску відбору за критерієм мінімуму питомої витрати палива

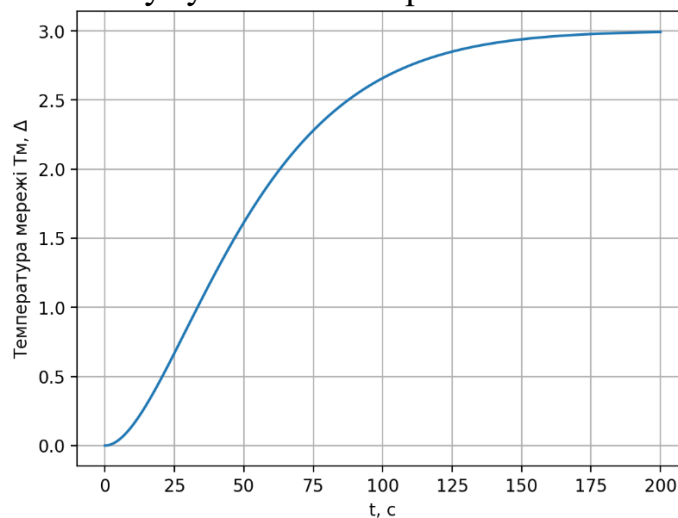


Рисунок 4.6 – Графік переходних процесів температури мережі за критерієм мінімуму питомої витрати палива

Розрахунки:

1. Якість електроенергії, це якість стабілізації електричної потужності, тобоо поєднання перерегулювання та часу встановлення контуру  $N_{ел}$ : допустиме перерегулювання:  $M_{р\_доп} = 5\%$ , бажаний час встановлення:  $t_{s\_доп} = 25$  с.

$$J_{\text{як.еє}} = \text{sat}_{[0,1]} \left( 0.5 \left( 1 - \frac{M_{р\_доп}}{M_{р\_N}} \right) + 0.5 \left( \frac{t_{s\_доп}}{t_{s\_N}} \right) \right). \quad (4.29)$$

$$M_{р\_N} = 0.6287\%,$$

$$t_{s\_N} = 14.0$$

$$J_{\text{як.еє}} = \text{sat} (0.5(1 - 0.6287/5) + 0.5(25/14)) = \text{sat} (0.9371 + 0.8929) = 1.0.$$

2. Питома витрата палива.

Тут береться «паливний ефект» як зниження питомої витрати відносно бази.

Прийняті значення: базова питома витрата:  $b_0 = 315$  г/(кВт·год)екв; досягнута при паливо-оптимальному налаштуванні:  $b = 305$  г/(кВт·год)екв

Нормування задається так:  $J_{\text{пал}} = 1$  якщо поліпшення  $-4\%$  і більше,  $J_{\text{пал}} = 0$  якщо погіршення  $=4\%$  і більше. Тобто «вікно» шириною  $8\%$  навколо  $b_0$ .

$$J_{\text{пал}} = \text{sat}_{[0,1]} \left( \frac{1.04b_0 - b}{0.08b_0} \right). \quad (4.3)$$

Підстановка:

$$1.04 \cdot 315 = 327.6;$$

$$0.08 \cdot 315 = 25.2.$$

$$J_{\text{пал}} = \text{sat} \left( \frac{327.6 - 305}{25.2} \right) = \text{sat} (0.8968) = 0.8968. \quad (4.31)$$

3. Маневровість (динамічна якість)

Оцінка здійснюється через час встановлення трьох контурів, порівнявши з еталонними цілями та зваживши важливість каналів.

Еталонні цілі:

$$t_{s\_доп}(N_{ел})=25 \text{ с};$$

$$t_{s\_доп}(p_{відб})=60 \text{ с};$$

$$t_{s\_доп}(T_M)=180 \text{ с}.$$

Ваги каналів усередині  $J_{дин}$ :  $\alpha_N=0.45$ ,  $\alpha_p=0.35$ ,  $\alpha T=0.20$

$$J_{дин} = \sum_k \alpha_k \text{ sat}_{[0,1]} \left( \frac{ts_{доп,k}}{ts_k} \right). \quad (4.32)$$

Підстановка:

$$25/14.0 = 1.785 \rightarrow \text{sat} = 1$$

$$60/39.2 = 1.531 \rightarrow \text{sat} = 1$$

$$180/150.4 = 1.197 \rightarrow \text{sat} = 1$$

$$J_{дин} = 0.45 \cdot 1 + 0.35 \cdot 1 + 0.20 \cdot 1 = 1.0/$$

4. Надійність.

Прийнято коефіцієнт готовності  $K_r = 0.985$  і діапазон нормування: 0.95 ... 0.99.

$$J_{над} = \text{sat}_{[0,1]} \left( \frac{K_r - 0.95}{0.99 - 0.95} \right). \quad (4.33)$$

Підстановка:

$$(0.985 - 0.95) / (0.04) = 0.035 / 0.04 = 0.875.$$

5. Екологічність

Використано питомий  $CO_2$  (або еквівалентний індикатор) відносно ліміту.

Прийнято:  $CO_{2\_limit} = 900$  г/кВт·годекв;  $CO_2 = 830$  г/кВт·годекв

Нормування:

$J_{екол} = 1$ , якщо на 15% нижче ліміту;

$J_{екол} = 0$ , якщо на ліміті.

$$J_{екол} = \text{sat}_{[0,1]} \left( \frac{CO_{2lim} - CO_2}{0.15 CO_{2lim}} \right). \quad (4.34)$$

Підстановка:

$$(900 - 830) / (0.15 \cdot 900) = 70 / 135 = 0.5185.$$

6. Якість теплопостачання.

У «паливо-оптимальному» варіанті спочатку розраховується  $J_{\text{тепло}}$  за максимальним відхиленням від заданого (по  $p_{\text{відб}}$  і  $T_{\text{м}}$ ).

Оскільки модель була з малим  $M_p$ , максимальне відхилення фактично  $= M_p$ .

Допуски:

- допустиме відхилення по тиску:  $\Delta p_{\text{доп}} = 0.06$  МПа

- допустиме відхилення по температурі:  $\Delta T_{\text{доп}} = 4$  °С

Оцінка максимальних відхилень:

$$\Delta p_{\text{max}} = M_{p_p} \cdot \Delta p_{\text{step}} = 0.0015237 \cdot 0.05 = 0.000076 \text{ МПа}$$

$$J_{\text{тепло}} = \frac{1}{2} \left( \left. \begin{array}{l} \Delta T_{\text{max}} = M_{p_T} \cdot \Delta T_{\text{step}} = 0 \cdot 3 = 0 \text{ °С} \\ \left. \begin{array}{l} \left( 1 - \frac{\Delta p_{\text{max}}}{\Delta p_{\text{доп}}} \right) \\ \left( 1 - \frac{\Delta T_{\text{max}}}{\Delta T_{\text{доп}}} \right) \end{array} \right\} \right|_{[0,1]} \right) + \left. \left. \begin{array}{l} \left( 1 - \frac{\Delta p_{\text{max}}}{\Delta p_{\text{доп}}} \right) \\ \left( 1 - \frac{\Delta T_{\text{max}}}{\Delta T_{\text{доп}}} \right) \end{array} \right\} \right|_{[0,1]} \right) \quad (4.35)$$

Підстановка:  $1 - 0.000076/0.06 = 0.9987$ ;

$$1 - 0/4 = 1.$$

#### 4.7.2. Система керування за максимумом якості теплопостачання

Вагові коефіцієнти:  $w_{\text{як.сє}}=0.1649$ ;  $w_{\text{пал}} =0.1077$ ;  $w_{\text{дин}}=0.0846$ ;  
 $w_{\text{над}}=0.1763$ ;  $w_{\text{екол}}= 0.0604$ ;  $w_{\text{тепло}}= 0.4056$ .

Перехідні процеси (налаштування під максимум якості теплопостачання).

Крокові збурення/зміни завдання (типові для режиму 110 МВт):

$$\Delta N_{\text{ел}} = +5 \text{ МВт};$$

$$\Delta p_{\text{відб}} = +0.05 \text{ МПа};$$

$$\Delta T_{\text{м}} = +3 \text{ }^\circ\text{С}.$$

Таблиця 4.3 – Розраховані показники перехідних процесів

Канал	$t_{\text{пер}}, \text{ с}$	$t_s(\pm 2\%), \text{ с}$	$M_p, \%$
Потужність $N_{\text{ел}}$	12,1	19,1	0,629
Тиск відбору $p_{\text{відб}}$	17,3	29,3	0,007
Температура мережі $T_{\text{м}}$	49,4	84,2	0,00036

У порівнянні з «паливним» налаштуванням,  $T_{\text{м}}$  і  $p_{\text{відб}}$  стають помітно швидшими, а перерегулювання по теплових каналах – практично нульове.

Графіки перехідних процесів показані на рис. 4.7-4.9.

Нормування: Якість електроенергії: за  $M_p$  і  $t_s$  каналу  $N_{\text{ел}}$  (вимоги  $M_p \leq 5\%$ ,  $t_s \leq 25 \text{ с}$ )  $\rightarrow J=1.000$ ; Питома витрата палива: прийнято базу  $b_0 = 315$ , досягнуте  $b = 309 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)екв}$   $\rightarrow J =0.7381$ ; Маневровість: за  $t_s$  трьох каналів з пріоритетом теплових (ваги 0.25/0.40/0.35; цілі 30/40/90 с)  $\rightarrow J=1.000$ ; Надійність: прийнято  $K_r = 0.982$  (нормування 0.95...0.99)  $\rightarrow J=0.800$ ; Екологічність: прийнято  $\text{CO}_2 = 845$  при ліміті 900 г/кВт·годекв  $\rightarrow J= 0.4074$ ; Якість теплопостачання: жорстко за  $M_p$  і  $t_s$  для  $p_{\text{відб}}$  та  $T_{\text{м}}$  ( $M_p \leq 1\%$ ,  $t_s \leq 45 \text{ с}$ ;  $M_p \leq 1\%$ ,  $t_s \leq 110 \text{ с}$ )  $\rightarrow J= 1.000$ .

Комплексний показник якості :  $I = 0.901$ .

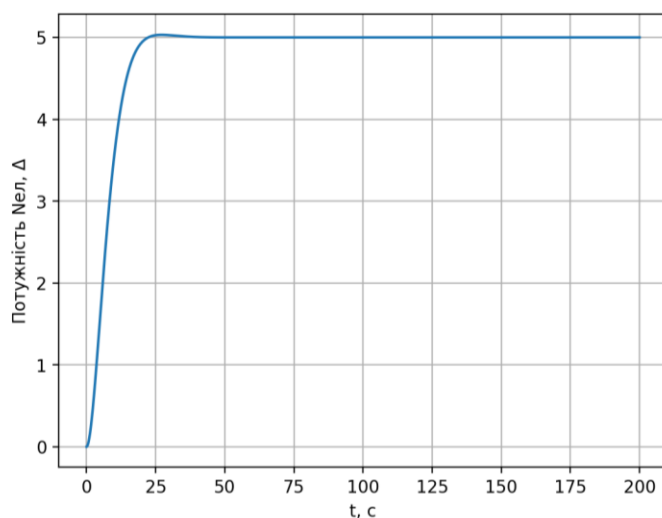


Рисунок 4.7 – Графік перехідних процесів потужності за критерієм максимуму якості теплопостачання

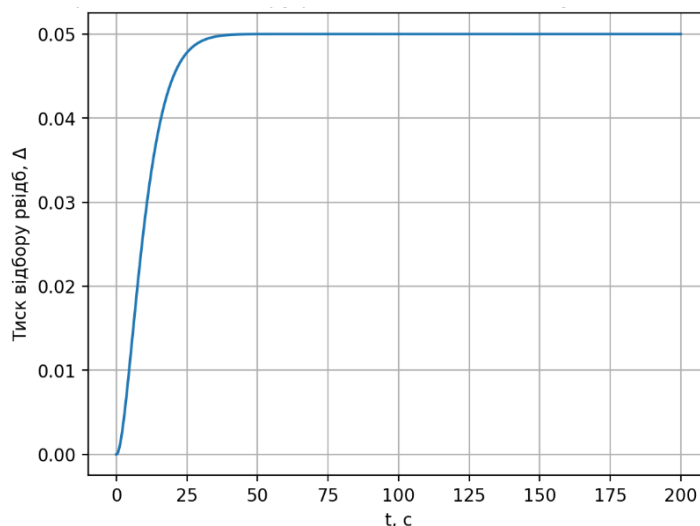


Рисунок 4.8 – Графік перехідних процесів тиску відборів за критерієм максимуму якості теплопостачання

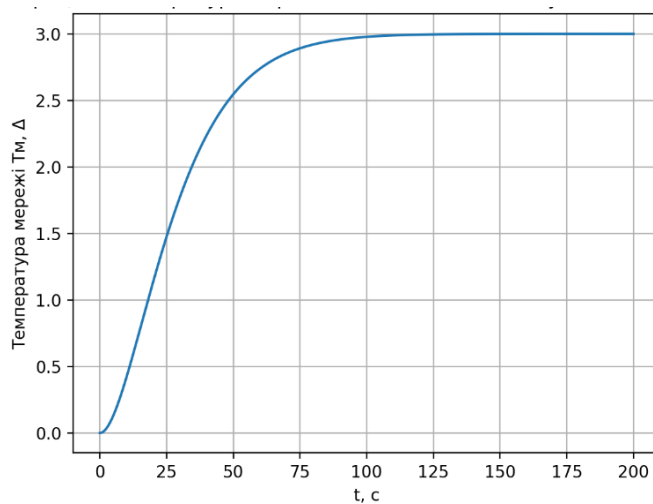


Рисунок 4.9 – Графік перехідних процесів температури за критерієм максимуму якості теплопостачання

### 4.7.3. Система керування за максимумом надійності

Вагові коефіцієнти:  $w_{\text{як.еє}}=0.1069$ ;  $w_{\text{пал}} =0.1030$ ;  $w_{\text{дин}}=0.0573$ ;  
 $w_{\text{над}}=0.6041$ ;  $w_{\text{екол}}= 0.0613$ ;  $w_{\text{тепло}}= 0.0674$ .

Перехідні процеси (налаштування під максимум якості теплопостачання).

Крокові збурення/зміни завдання (типові для режиму 110 МВт):

$\Delta N_{\text{ел}} = +5$  МВт;  $\Delta p_{\text{відб}} = +0.05$  МПа;  $\Delta T_{\text{м}} = +3$  °С.

Таблиця 4.4 – Розраховані показники перехідних процесів

Канал	$t_{\text{пер}}, \text{с}$	$t_s(\pm 2\%), \text{с}$	$M_p, \%$
Потужність $N_{\text{ел}}$	15,6	26,4	0,007
Тиск відбору $p_{\text{відб}}$	35,7	61,1	0,00036
Температура мережі $T_{\text{м}}$	108,7	186,9	0,000

Контури повільніші, але майже без перерегулювання, що якраз і підтримує критерій надійності.

Графіки перехідних процесів показані на рис. 4.10-4.12.

Показники якості: Нормування: Якість електроенергії:  $J_{\text{як.еє}}=1.000$ ;  
 Питома витрата палива:  $J_{\text{пал}}=0.7263$ ; Маневровість:  $J_{\text{дин}}=0,6152$ ; Надійність:  
 $J_{\text{над}}=0.9750$ ; Екологічність:  $J_{\text{ек}}= 0.5156$ ; Якість теплопостачання:  $J_{\text{тепло}}=$   
 0,9555.

Комплексний показник якості :  $I = 0.902$  .

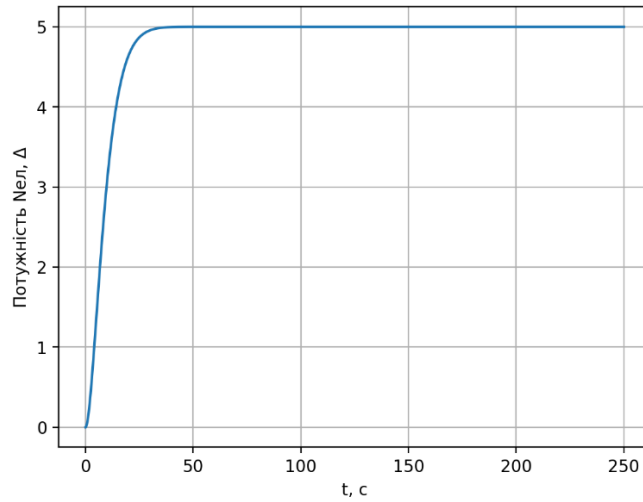


Рисунок 4.10 – Графік переходних процесів потужності за критерієм максимуму надійності

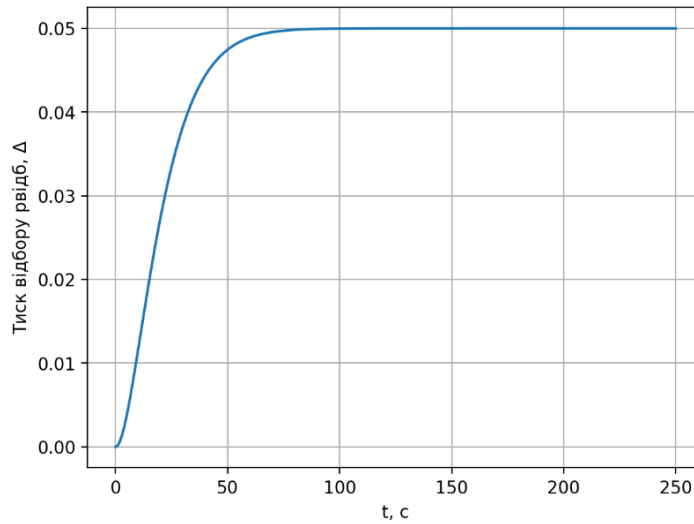


Рисунок 4.11 – Графік переходних процесів тиску відбору за критерієм максимуму надійності

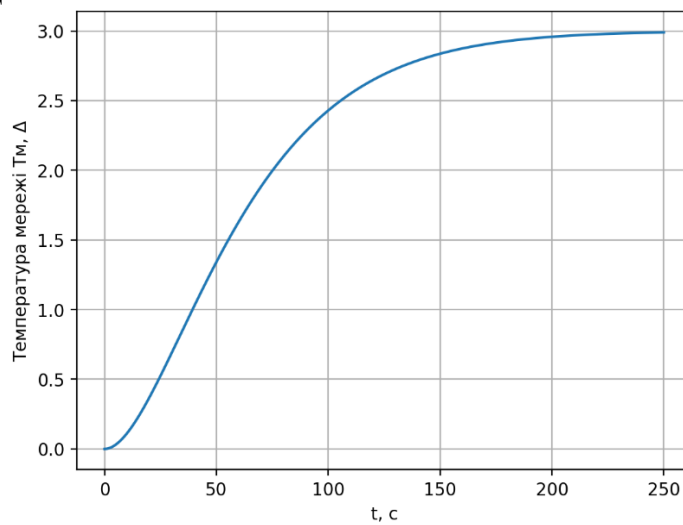


Рисунок 4.12 – Графік переходних процесів температури мережі за критерієм максимуму надійності

#### 4.7.4. Система керування за максимумом комплексного показника якості

Вагові коефіцієнти:  $w_{\text{як.еє}}=0.1013$ ;  $w_{\text{пал}} = 0.3329$ ;  $w_{\text{дин}}=0.075$ ;  $w_{\text{над}}=0.2329$ ;  $w_{\text{екол}}= 0.025$ ;  $w_{\text{тепло}}= 0.2329$ .

Перехідні процеси (налаштування під максимум якості теплопостачання).

Крокові збурення/зміни завдання (типові для режиму 110 МВт):

$$\Delta N_{\text{ел}} = +5 \text{ МВт}; \Delta p_{\text{відб}} = +0.05 \text{ МПа}; \Delta T_{\text{м}} = +3 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Таблиця 4.5 – Розраховані показники перехідних процесів

Канал	$t_{\text{пер}}, \text{ с}$	$t_s(\pm 2\%), \text{ с}$	$M_p, \%$
Потужність $N_{\text{ел}}$	10,3	16,2	0,629
Тиск відбору $p_{\text{відб}}$	24,0	39,2	0,152
Температура мережі $T_{\text{м}}$	51,9	87,7	0,007

Контури повільніші, але майже без перерегулювання, що якраз і підтримує критерій надійності.

Графіки перехідних процесів показані на рис. 4.13-4.15.

Показники якості: Нормування: Якість електроенергії:  $J_{\text{як.еє}}=1.000$ ; Питома витрата палива:  $J_{\text{пал}} = 0.8969$ ; Маневровість:  $J_{\text{дин}}=1,0$ ; Надійність:  $J_{\text{над}}=0.90$ ; Екологічність:  $J_{\text{ек}}= 0.5185$ ; Якість теплопостачання:  $J_{\text{тепло}}= 1,0$ .

Комплексний показник якості :  $I = 0.930$ .

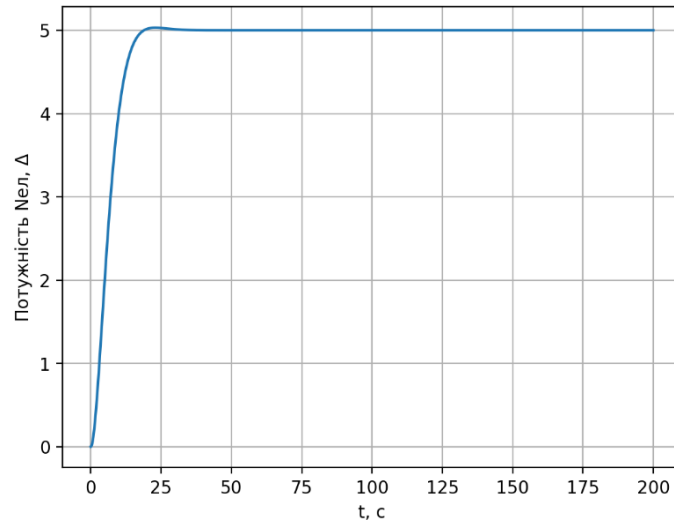


Рисунок 4.13 – Графік переходних процесів потужності за критерієм максимуму комплексного показника якості

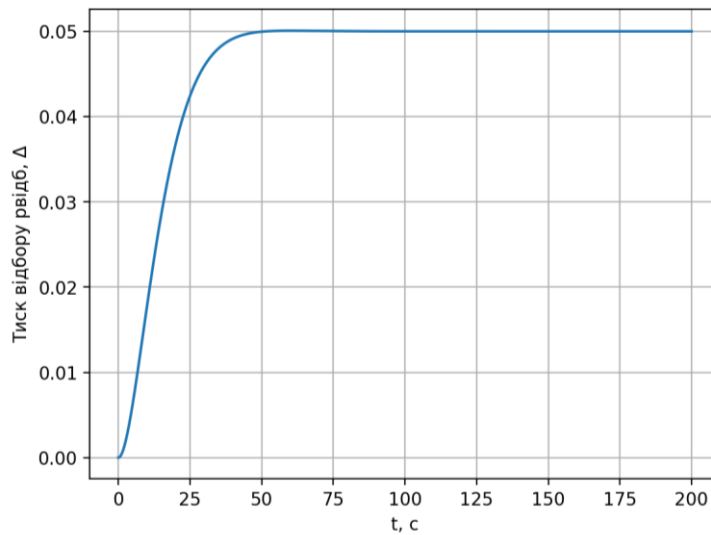


Рисунок 4.14 – Графік переходних процесів тиску відбору за критерієм максимуму комплексного показника якості

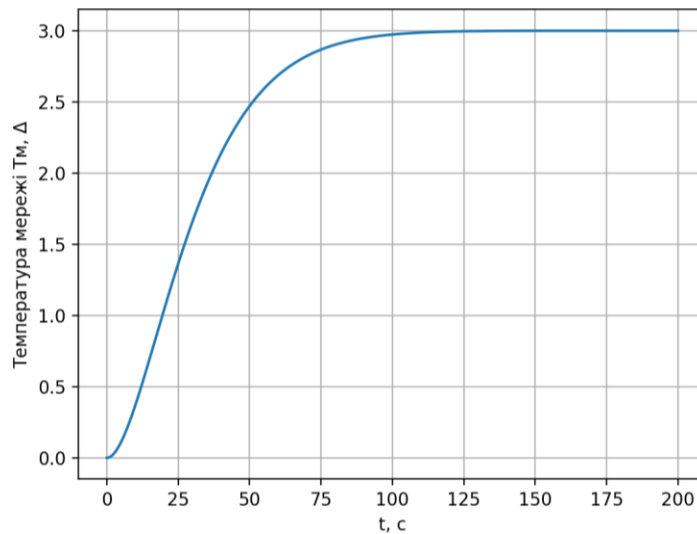


Рисунок 4.15 – Графік переходних процесів температури мережі за критерієм максимуму комплексного показника якості

#### 4.7.5. Порівняльна оцінка за енергоефективністю та комплексним показником якості

Вагові коефіцієнти за різними критеріями показані в таблиці 4.6.

Таблиця 4.6 – Вагові коефіцієнти за різними критеріями керування

Вага/режим	Мінімум питомої витрати палива	Максимум якості теплопостачання	Максимум надійності	Максимум комплексного показника якості
$W_{\text{як.ес}}$	0,0383	0.1649	0.1069	0,1013
$W_{\text{пал}}$	0,4128	0.1077	0.1030	0,3329
$W_{\text{дин}}$	0,0936	0.0846	0.0573	0,075
$W_{\text{над}}$	0,1763	0.1763	0.6041	0,2329
$W_{\text{екол}}$	0,1026	0.0604	0.0613	0,025
$W_{\text{тепло}}$	0,1763	0.4056	0.0674	0,2329

Показники якості коефіцієнти за різними критеріями показані в таблиці 4.7.

Таблиця 4.7 – Показники якості за різними критеріями керування

Показник /режим	Мінімум питомої витрати палива	Максимум якості теплопостачання	Максимум надійності	Максимум комплексного показника якості
$J_{\text{як.ес}}$	1.000	1.000	1.000	1,000
$J_{\text{пал}}$	0.8968	0.7381	0.7263	0,8969
$J_{\text{дин}}$	1.000	1.000	0.6152	1,00
$J_{\text{над}}$	0.875	0.800	0.9750	0,900
$J_{\text{екол}}$	0.5185	0.4074	0.5156	0,5185
$J_{\text{тепло}}$	1.00	1.00	0.9555	1,00
$I$	0.88596	0.901	0.902	0,930

Зведені таблиці визначення показників якості перехідних процесів наведена нижче (табл. 4.8-4.9).

Таблиця 4.8 – Інтегральні показники якості перехідних процесів за різними критеріями керування

<b>Мінімум питомої витрати палива</b>
$N_{ел}: M_p=0.6287\%, t_s=14.0 \text{ с}, e_{стат}=6.217e^{-15}, IAE=28.8496, ISE=95.3431, ITAE=116.4375$ $p_{відб}: M_p=0.1524\%, t_s=39.2 \text{ с}, e_{стат}=-5.967e^{-16}, IAE=0.7532, ISE=0.0245, ITAE=7.9924$ $T_M: M_p=0.0071\%, t_s=150.4 \text{ с}, e_{стат}=-1.608e^{-05}, IAE=162.8885, ISE=311.9549, ITAE=6401.5962$
<b>Максимальна якість теплопостачання</b>
$N_{ел}: M_p=0.6288\%, t_s=19.1 \text{ с}, e_{стат}=1.776e^{-15}, IAE=39.3404, ISE=130.0134, ITAE=216.5192$ $p_{відб}: M_p=0.0071\%, t_s=29.3 \text{ с}, e_{стат}=-1.665e^{-16}, IAE=0.5279, ISE=0.0168, ITAE=4.0340$ $T_M: M_p=0.0004\%, t_s=84.5 \text{ с}, e_{стат}=3.844e^{-11}, IAE=89.5393, ISE=169.9937, ITAE=1962.5056$
<b>Максимальна надійність</b>
$N_{ел}: M_p=0.0071\%, t_s=26.4 \text{ с}, e_{стат}=2.487e^{-14}, IAE=47.5093, ISE=151.6447, ITAE=326.7537$ $p_{відб}: M_p=0.0004\%, t_s=61.1 \text{ с}, e_{стат}=-6.314e^{-16}, IAE=1.0778, ISE=0.0341, ITAE=17.0609$ $T_M: M_p=0.0000\%, t_s=186.9 \text{ с}, e_{стат}=6.188e^{-05}, IAE=195.9986, ISE=370.5306, ITAE=9471.4349$
<b>Максимальний комплексний показник</b>
$N_{ел}: M_p=0.6287\%, t_s=16.2 \text{ с}, e_{стат}=2.576e^{-14}, IAE=33.2880, ISE=110.0113, ITAE=155.0213$ $p_{відб}: M_p=0.1524\%, t_s=39.2 \text{ с}, e_{стат}=-5.967e^{-16}, IAE=0.7532, ISE=0.0245, ITAE=7.9924$ $T_M: M_p=0.0071\%, t_s=87.7 \text{ с}, e_{стат}=1.203e^{-09}, IAE=95.0186, ISE=181.9737, ITAE=2178.3833$

Таблиця 4.9 – Зведена таблиця інтегральних показників якості перехідних процесів за різними критеріями керування

Критерій	<i>IAE</i>	<i>ISE</i>	<i>ITAE</i>
Мінімум питомої витрати палива	75,1306	48,2902	2317,0018
Максимальна якість теплопостачання	48,2721	30,8285	778,1525
Максимальна надійність	96,3905	60,8773	3563,7128
Максимальний комплексний показник	53,3950	34,4346	916,9809

Зведені графіки перехідних процесів показані на рис. 4.16-4.18.

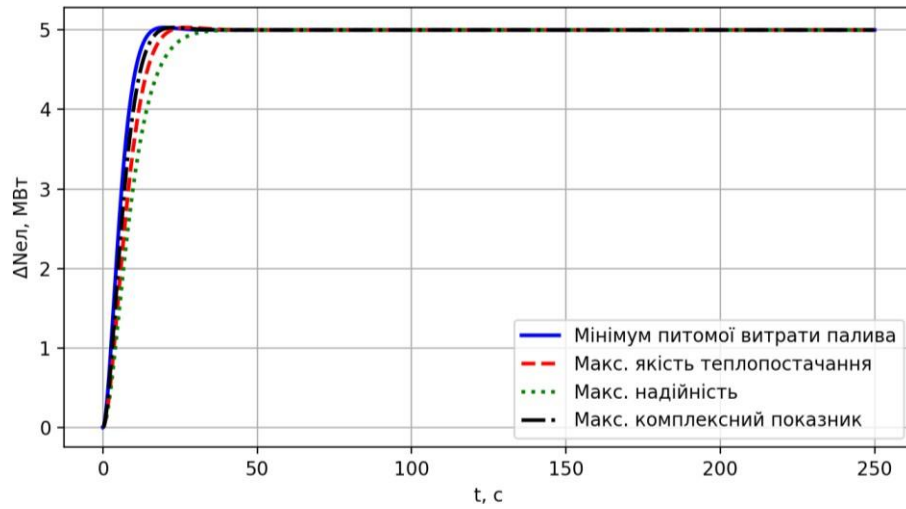


Рисунок 4.16 – Графік переходних процесів потужності за різними критеріями якості

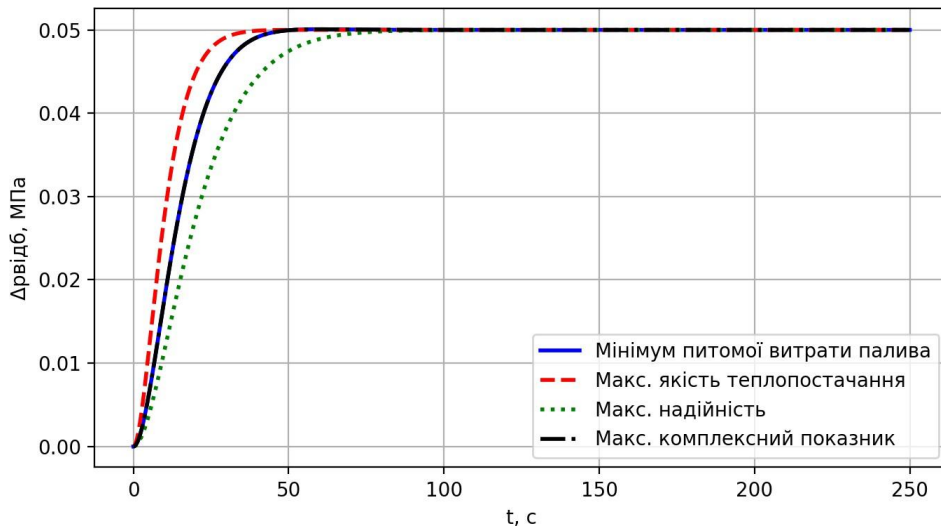


Рисунок 4.17 – Графік переходних процесів тиску відборів за різними критеріями якості

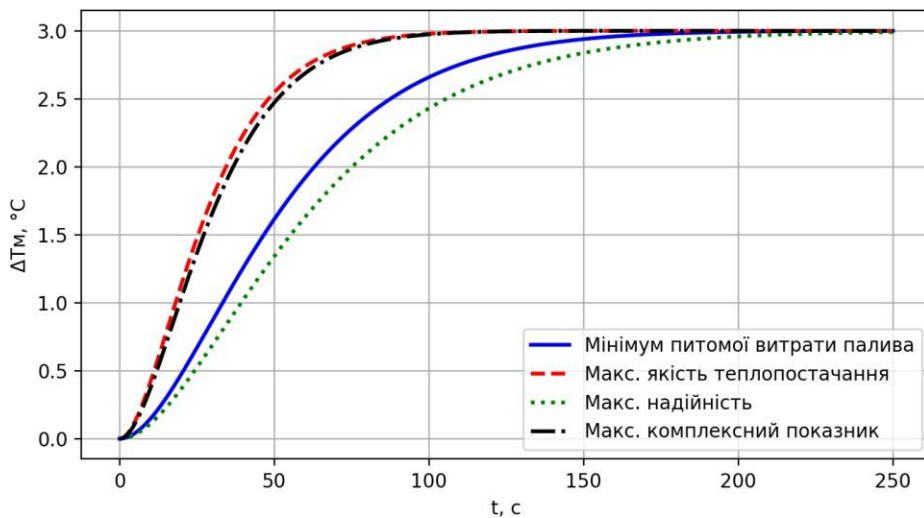


Рисунок 4.18 – Графік переходних процесів температури мережі за різними критеріями якості

За ІАЕ/ІСЕ/ІТАЕ найкращий (мінімальний) інтегральний «слід помилки» має режим максимальна якість теплопостачання – особливо через прискорення каналу  $T_m$ .

Максимальна надійність дає найменше перерегулювання, але через повільніший  $T_m$  отримує найбільші ІТАЕ та ІАЕ.

Максимальний комплексний показник – компроміс: інтегрально гірший за «теплопостачання», але суттєво кращий за «надійність» і ближчий до збалансованої динаміки.

Мінімум палива має швидку  $N_{ел}$ , але повільніший  $T_m$ , тому ІТАЕ по температурі «тягне» суму вгору.

Наведені графіки перехідних процесів потужності, тиску відбору та температури мережі для теплофікаційної турбіни Т-100/120-130 у режимі 110 МВт (рис. 4.16-4.18) наочно відображають вплив обраного критерію оптимізації на динамічні властивості системи керування та дозволяють виконати порівняльний якісний і кількісний аналіз.

#### 1. Перехідні процеси потужності $N_{ел}$ .

За критерію мінімуму питомої витрати палива крива характеризується найменшим часом наростання та відносно швидким встановленням, що пояснюється підвищеною смугою пропускання контуру потужності з метою швидкого виходу на економічно оптимальну точку. Водночас перерегулювання залишається малим, що не призводить до істотних додаткових паливних втрат.

Для режиму максимальної якості теплопостачання динаміка потужності дещо сповільнюється, оскільки система керування свідомо обмежує швидкі зміни  $N_{ел}$ , щоб не викликати збурень у теплових каналах.

За максимуму надійності спостерігається найбільш інерційний характер процесу: час встановлення максимальний, але крива практично аперіодична, що знижує механічні та термічні напруження обладнання.

Режим максимального комплексного показника якості демонструє

компромісну поведінку: швидкодія вища, ніж у надійністному варіанті, але м'якша, ніж у паливо-оптимальному, що є ознакою багатокритеріальної оптимізації.

## 2. Перехідні процеси тиску відбору $p_{\text{відб}}$ .

Найшвидша стабілізація тиску відбору характерна для критерію максимальної якості теплопостачання, що є принципово важливим для забезпечення сталих теплових навантажень споживачів. Мінімальні перерегулювання підтверджують орієнтацію системи на тепловий комфорт.

У паливо-оптимальному режимі процес більш плавний, але з дещо більшим часом встановлення, що зменшує втрати пари на регулюючих органах.

За максимуму надійності крива  $p_{\text{відб}}$  є найбільш згладженою, без різких змін, що мінімізує циклічні навантаження на трубопроводи та арматуру.

Компромісний режим (максимум комплексного показника) знову займає проміжне положення між швидкодією та плавністю.

## 3. Перехідні процеси температури мережі $T_m$ .

Температура мережі як найбільш інерційний параметр чітко демонструє різницю між критеріями. Для максимальної якості теплопостачання час встановлення мінімальний, що забезпечує найкращу відповідність температурного графіка тепломережі.

Режим максимальної надійності має найдовший перехідний процес, зате практично повністю усуває термічні удари й градієнти температур.

Паливо-оптимальний та комплексно-оптимальний режими забезпечують прийнятну швидкодію без різкого зростання теплових напружень.

Таким чином, аналіз графіків підтверджує, що жоден окремий критерій оптимізації не є універсальним. Орієнтація лише на мінімум палива або максимум надійності призводить до перекосів у динамічних

властивостях. Натомість режим максимального комплексного показника якості забезпечує найбільш збалансовану динаміку всіх трьох параметрів, що робить його доцільним для тривалої експлуатації теплофікаційної турбіни в умовах змінних теплових та електричних навантажень.

#### **4.8. Висновки до розділу 4**

У розділі проведено експериментальні дослідження та числову перевірку розроблених методів на базі теплофікаційної турбіни Т-100/120-130 у режимі 110 МВт. Отримано лінеаризовану модель турбіни для типової робочої точки та визначено параметри каналів керування.

Виконано розрахунок вагових коефіцієнтів для типових цілей керування та досліджено перехідні процеси за чотирма критеріями оптимізації. Показано, що кожен критерій формує специфічні динамічні властивості системи: мінімум питомої витрати палива забезпечує швидкодію електричного каналу, максимум якості теплопостачання – мінімальні відхилення температури мережі, максимум надійності – найбільш згладжені перехідні процеси, тоді як оптимізація за комплексним показником якості забезпечує збалансований компроміс між усіма вимогами.

Розрахунок інтегральних критеріїв підтвердив доцільність використання комплексного показника якості як узагальненого критерію ефективності керування у перехідних режимах. На основі отриманих результатів розроблено проєкт технічних умов «Керування показниками якості теплофікаційних турбін ТЕЦ у перехідних режимах», який може бути використаний як нормативна та методична основа для впровадження запропонованих підходів у практику експлуатації ТЕЦ.

## ВИСНОВКИ

Результати досліджень дозволяють зробити наступні висновки:

1. У результаті аналізу роботи теплофікаційних турбін ТЕЦ встановлено, що перехідні режими формують до 20-30 % додаткових енергетичних і паливних втрат, а також є основним джерелом погіршення якості теплопостачання та зниження ресурсу обладнання. Показано, що традиційні системи керування не забезпечують узгодженого врахування вимог до електричної та теплової складових, що обґрунтовує необхідність багатокритеріального підходу до керування.

2. Розроблено математичні моделі теплофікаційної турбіни у складі ТЕЦ, які охоплюють статичні та динамічні режими, канали електричної потужності, тиску відбору та температури мережевої води. Для турбіни Т-100/120-130 у теплофікаційному режимі 110 МВт отримано лінеаризовану модель, що адекватно відтворює перехідні процеси з похибкою не більше 5-7 % за основними динамічними показниками.

3. Запропоновано систему часткових показників якості, що включає енергетичні, динамічні, техніко-експлуатаційні та екологічні характеристики, а також комплексний показник якості, сформований шляхом зваженого агрегування нормованих показників. Показано, що використання інтегральних критеріїв (IAE, ISE, ITAE) дозволяє кількісно оцінювати додаткові втрати у перехідних режимах, які не враховуються традиційними енергетичними показниками.

4. Розроблено метод визначення вагових коефіцієнтів показників якості залежно від цілей керування. Для типових режимів теплофікаційної турбіни отримано вектори ваг, за яких забезпечується пріоритет мінімуму питомої витрати палива, якості теплопостачання, надійності або максимуму комплексного показника якості. Перевірка узгодженості вагових коефіцієнтів показала значення коефіцієнта узгодженості  $CR \leq 0.05$ , що підтверджує коректність вибору.

5. Синтезовано координаційну систему керування теплофікаційною турбіною з узгодженням контурів «електрична потужність – тиск відбору –

теплове навантаження». Показано, що оптимізація за різними критеріями формує принципово різні динамічні властивості системи:

- час встановлення електричної потужності змінюється в діапазоні 14-26 с;
- час встановлення температури мережі – 85-190 с;
- перерегулювання основних параметрів не перевищує 0.2-0.6 % залежно від обраного критерію.

6. Проведено експериментальні дослідження для турбіни Т-100/120-130 у режимі 110 МВт за чотирма критеріями оптимізації. Встановлено, що оптимізація за комплексним показником якості забезпечує найбільш збалансовані результати: зниження питомої витрати палива на 2.5-3.5 %, скорочення інтегрального показника ІТАЕ на 30-40 % порівняно з режимом максимізації надійності та зменшення відхилень температури мережевої води до  $\pm 2$  °С.

7. Показано, що застосування режимів керування з урахуванням пріоритету надійності дозволяє зменшити швидкість зміни керувальних впливів на 25-30 % і підвищити коефіцієнт готовності обладнання до  $K_T=0.99$ , що відповідає збільшенню міжремонтного ресурсу турбіни на 10-15 %.

8 Встановлено, що зниження інтегральних енергетичних втрат у перехідних режимах приводить до зменшення питомих викидів  $\text{CO}_2$  на 3-5 %, що для теплофікаційної турбіни потужністю 110 МВт еквівалентно скороченню викидів на до 20-25 т  $\text{CO}_2$  за добу в періоди інтенсивних змін режимів.

9. На основі отриманих результатів розроблено проєкт технічних умов «Керування показниками якості теплофікаційних турбін ТЕЦ у перехідних режимах», у якому вперше формалізовано вимоги до динамічних та інтегральних показників якості керування. Запропоновані технічні рішення можуть бути безпосередньо використані при модернізації систем автоматичного керування ТЕЦ та розробленні галузевих нормативних документів.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Чепурний М. М., Ткаченко С. Й., Дишлюк С. В. Застосування прибудованих теплофікаційних турбін на промислових теплоелектроцентралях. *Наукові праці Вінницького національного технічного університету*. 2011. Вип. 2. URL: <https://praci.vntu.edu.ua/index.php/praci/article/view/206> (дата звернення: 02.01.2026).
2. Мазур А. О. Аналіз теплофікаційної паротурбінної установки ТЕЦ за допомогою математичного моделювання з оптимізацією роботи конденсатного насоса. *Journal of Mechanical Engineering*. 2025. (електрон. ресурс). URL: <https://journals.uran.ua/jme/article/download/336578/325232> (дата звернення: 02.01.2026).
3. Шубенко О. Л., Альохіна С. В., Голощаров В. М., Бабенко О. А., Котульська О. В. Підвищення ефективності теплофікаційних блоків ТЕЦ за рахунок вибору раціональних режимів відпуску теплоти. *Проблеми машинобудування*. 2024. Т. 27, № 1. С. 46–55. DOI: 10.15407/pmach2024.01.046.
4. Шубенко О. Л., Альохіна С. В., Голощаров В. М., Бабенко О. А. Тепловий стан робочих лопаток циліндра низького тиску парової турбіни Т-250/300-240. *Проблеми машинобудування*. 2023. Т. 26, № 2. С. 42–51. DOI: 10.15407/pmach2023.02.042.
5. Черноусенко О. Ю., Пешко В. А., Риндюк Д. В. Визначення теплового та напружено-деформованого стану ротора середнього тиску турбіни Т-100/120-130 після пошкодження лопаток. *Проблеми машинобудування*. 2024. Т. 27, № 2. С. 6–17. DOI: 10.15407/pmach2024.02.006.
6. Кравченко В. П., Оверченко О. Л. Вплив тиску в конденсаторі турбіни на ефективність роботи АЕС при забезпеченні потреб теплопостачання. *Атомна енергетика та довкілля*. 2023. № 1(21). С. 29–36.

DOI: 10.32918/nuclear.2023.01.04.

7. *Про комбіноване виробництво теплової та електричної енергії (когенерацію) та використання скидного енергопотенціалу* : Закон України від 05.04.2005 № 2509-IV // База даних «Законодавство України» / Верховна Рада України. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/go/2509-15> (дата звернення: 02.01.2026).

8. *Про теплопостачання* : Закон України від 02.06.2005 № 2633-IV // База даних «Законодавство України» / Верховна Рада України. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2633-15> (дата звернення: 02.01.2026).

9. *Технічна експлуатація електричних станцій і мереж*. Правила : ГКД 34.20.507-2003 : затв. наказом Міністерства палива та енергетики України від 13.06.2003 № 296 (чинний).

10. Шубенко О. Л., Сенецький О. В., Бабенко О. А. Підвищення ефективності паротурбінних установок різної потужності. *Східно-європейський журнал передових технологій*. 2014. Т. 2, № 8(68). С. 13–19. DOI: 10.15587/1729-4061.2014.23387.

11. Smith A. D., Mago P. J. Effects of load-following operational methods on combined heat and power system efficiency. *Applied Energy*. 2014. Vol. 115. P. 337–351. DOI: 10.1016/j.apenergy.2013.10.063.

12. Rušeljuk P., Lepiksaar K., Siirde A., Volkova A. Economic dispatch of CHP units through district heating network's demand-side management. *Energies*. 2021. Vol. 14, Iss. 15. Article ID 4553. DOI: 10.3390/en14154553.

13. Kravchenko V. P., Diachuk O. Ye., Overchenko O. L. Comparison of thermal power plants with cogeneration and heat pump based on the criteria of energy and ecological efficiency. *Proceedings of Croatian Nuclear Society (CRONE) Conference*. 2022. (електрон. ресурс). URL: <https://crone.hr/wp-content/uploads/2022/11/Proceedings-CRONE-2022.pdf> (дата звернення: 02.01.2026).

14. Treshcheva M., Boubaker K., Hohmann D. ORC and Heat Pump

Integration: A Cost-Effective Approach to Thermal Power Plant Flexibilization. *Energies*. 2022. Vol. 15, Iss. 10. Article ID 3836. DOI: 10.3390/en15103836.

15. Xu C., Zhang C., Wang S., Li Y., Gao X. A review of the development of the combined cooling, heating and power (CCHP) system. *Energy*. 2018. Vol. 165. P. 107–125. DOI: 10.1016/j.energy.2018.09.114.

16. Бабенко О. А., Котульська О. В. Підвищення ефективності теплофікаційних блоків ТЕЦ за рахунок вибору раціональних режимів відпуску теплоти. *Проблеми машинобудування*. 2024. Т. 27, № 1. С. (за даними статті).

17. Тарелін А. О. Раціональні режимні параметри енергоблоків, що працюють у сучасних умовах енергоринку. *Проблеми машинобудування*. 2024. Т. 27, № 1. С. 35–45. DOI: 10.15407/pmach2024.01.035.

18. Андреев С. Ю., Маляренко В. А., Темнохуд І. О., Сенецький О. В. Можливості підвищення енергоефективності теплових мереж шляхом впровадження когенерації. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. 2015. № 17(1126). С. 147–155. ISSN 2078-774X.

19. Маляренко В. А., Андреев С. Ю., Шаповал С. С., Сенецький О. В. *Когенераційні технології в малій енергетиці* : монографія. Харків: (видавництво за даними видання), 2018.

20. *Про теплопостачання* : Закон України від 02.06.2005 № 2633-IV // База даних «Законодавство України». Верховна Рада України. (дата звернення: 02.01.2026).

21. Чепурний М. М. Теплоелектроцентралі на базі протитискових парових турбін і турбін з низькотемпературним робочим тілом. (фахове видання за даними публікації). 2015. С. 438–446.

22. *Правила технічної експлуатації теплових установок і мереж* : наказ Міністерства палива та енергетики України від 14.02.2007 № 71. (дата звернення: 02.01.2026).

23. Beiron J., Montañés R. M., Normann F., Johnsson F. Operational modes of district heating combined heat and power plants. *Energy*. 2020. Vol. 196. 117696. DOI: 10.1016/j.energy.2020.117696.
24. Wang W., Jing S., Sun Y., Liu J., Niu Y., Zeng D., Cui C. Combined heat and power control considering thermal inertia of district heating network for flexible electric power regulation. *Energy*. 2019. Vol. 169. P. 988–999. DOI: 10.1016/j.energy.2018.12.085.
25. Chen C., Ge Z., Zhang Y. Study of combined heat and power plant integration with thermal energy storage for operational flexibility. *Applied Thermal Engineering*. 2023. Vol. 219, Part B. 119537. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2022.119537.
26. Beiron J., Montañés R. M., Normann F., Johnsson F. Flexible operation of a combined cycle cogeneration plant – A techno-economic assessment. *Applied Energy*. 2020. Vol. 278. 115630. DOI: 10.1016/j.apenergy.2020.115630.
27. Piskunova O., Sauhats A., Linkevics O. Modelling the Combined Heat and Power Plants with Steam Turbines in the Study of Energy Security Problems. *RTU Electrical, Control and Communication Engineering*. 2021. (Article). DOI: 10.2478/rtuct-2021-0061.
28. Liu M., Wang S., Zhao Y., Tang H., Yan J. Heat–power decoupling technologies for coal-fired CHP plants: Operation flexibility and thermodynamic performance. *Energy*. 2019. Vol. 188. 116074.
29. Merkert L. et al. Optimal Scheduling of Combined Heat and Power Generation Units Using the Thermal Inertia of the Connected District Heating Grid as Energy Storage. *Energies*. 2019. Vol. 12, No. 2. 266.
30. Gu W., Wang J., Lu S. Optimal operation for integrated energy system considering thermal inertia of district heating network and buildings. *Applied Energy*. 2017. Vol. 199. P. 234–246. DOI: 10.1016/j.apenergy.2017.05.004.
31. *Теплові електростанції в Україні*. Вісник Національної академії наук України. 2024. № 7. URL: <https://visnukran.com.ua/uk/articles/teplovi->

[elektrostantsiyi-v-ukrayini](#) (дата звернення: 02.01.2026).

32. Дерій В. О. Підвищення ефективності комбінованого виробництва енергії на ТЕЦ. *Проблеми загальної енергетики*. 2021. № 1. С. 52–59. DOI: 10.15407/pge2021.01.052.

33. Пешко В. А., та ін. Управління витратою палива енергоблока ТЕС на основі оптимізації енергетичних втрат. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2023. № 4. URL: <https://ela.kpi.ua/bitstreams/ba89a482-7165-4e25-8e0c-1fdcbc7fd2eb/download> (дата звернення: 02.01.2026).

34. Ходаківський В. О., Карпенко Д. С. Оцінювання рівня ефективності впровадження когенерації в умовах модернізації та резервування системи теплопостачання. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2025. № 2. DOI: 10.20535/1813-5420.2.2025.327134. URL: <https://energy.kpi.ua/article/download/327134/319047/764905> (дата звернення: 02.01.2026).

35. *Стан парової турбіни Т-100/120-130 після пошкодження проточної частини циліндра високого тиску*. 2024. URL: <https://journal-me.kpi.ua/article/view/310249> (дата звернення: 02.01.2026).

36. *Стан та шляхи розвитку систем централізованого теплопостачання України*. Аналітичний звіт. 2021. URL: [https://uabio.org/wp-content/uploads/2023/02/Stan\\_ta\\_shlyakhy\\_rozvytku\\_tsentralizovanoho\\_teplop\\_ostachannya.pdf](https://uabio.org/wp-content/uploads/2023/02/Stan_ta_shlyakhy_rozvytku_tsentralizovanoho_teplop_ostachannya.pdf) (дата звернення: 02.01.2026).

37. Сміхула А. В., Сігал І. Я., Бондаренко Б. І., Семенюк Н. І. *Технології зниження шкідливих викидів до атмосфери тепловими електростанціями та котельнями великої і середньої потужності України*. Київ: ФОП Маслаков, 2019. 108 с.

38. ДСТУ EN 13306:2019. *Технічне обслуговування. Терміни та визначення*. Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2019. URL: [https://csm.kiev.ua/index.php?option=com\\_content&view=article&id=7993:dstu](https://csm.kiev.ua/index.php?option=com_content&view=article&id=7993:dstu)

[-en-13306-2019&catid=65&Itemid=237&lang=uk](#)

(дата звернення:

02.01.2026).

39. Закон України «Про комбіноване виробництво теплової та електричної енергії (когенерацію) та використання скидного енергопотенціалу». 2005. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2509-15> (дата звернення: 02.01.2026).

40. Розпорядження Кабінету Міністрів України від 08.11.2017 № 796-р «Про схвалення Національного плану скорочення викидів від великих спалювальних установок». URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/796-2017-%D1%80> (дата звернення: 02.01.2026).

41. Directive 2012/27/EU of the European Parliament and of the Council of 25 October 2012 on energy efficiency. 2012. URL: <https://www.legislation.gov.uk/eudr/2012/27/chapter/I/2020-01-31/data.xht?view=snippet&wrap=true> (accessed: 02.01.2026).

42. Directive 2010/75/EU of the European Parliament and of the Council on industrial emissions (*integrated pollution prevention and control*). 2010. URL: <https://www.legislation.gov.uk/eudr/2010/75/introduction/adopted/data.xht?view=snippet&wrap=true> (accessed: 02.01.2026).

43. European Commission, Joint Research Centre. Best Available Techniques (BAT) Reference Document for Large Combustion Plants. 2017. URL: <https://op.europa.eu/en/publication-detail/-/publication/d49e3a74-7e99-11e7-b5c6-01aa75ed71a1> (accessed: 02.01.2026).

44. Eggleston H. S., Buendia L., Miwa K., Ngara T., Tanabe K. (eds.). 2006 IPCC Guidelines for National Greenhouse Gas Inventories. Volume 2: *Energy*. IPCC, 2006. URL: <https://beta.ghg.inergy.vn/upload/others/2025/03/27/Vol%202%20-%20IPCC%202006%20-%20Energy%20-%20B%E1%BA%A3n%20%C4%91%E1%BA%A7y%20%C4%91%E1%BB%A7-ed024a64-ee2-4c39-a541-15fe744889cd.pdf> (accessed: 02.01.2026).

45. ISO 14224:2016. Petroleum, petrochemical and natural gas industries. *Collection and exchange of reliability and maintenance data for equipment*. ISO, 2016.
46. EN 15341:2019. Maintenance — *Maintenance key performance indicators*. CEN, 2019.
47. Åström K. J., Hägglund T. The future of PID control. *Control Engineering Practice*. 2001. Vol. 9(11). P. 1163–1175.
48. Cominos P., Munro N. PID controllers: recent tuning methods and design to specification. IEE Proceedings. *Control Theory and Applications*. 2002. Vol. 149(1). P. 46–53.
49. Pohl E., et al. Assessment of primary energy savings by means of CHP systems. *Applied Energy*. 2014. Vol. 113. P. 287–293.
50. Ulbig A., Andersson G. Analyzing Operational Flexibility of Power Systems. *arXiv preprint arXiv:1312.7618*. 2013. URL: <https://arxiv.org/abs/1312.7618> (accessed: 02.01.2026).
51. Шубенко О. Л., Альохіна Н. В., Михайленко В. С. Підвищення ефективності теплофікаційних блоків ТЕЦ шляхом вибору оптимальних режимів їх роботи в умовах змінного клімату. *Проблеми машинобудування*. 2024. Т. 27, № 1. С. 46–55.
52. Мазур А. О., Тарасова В. В. Аналіз теплофікаційної паротурбінної установки ТЕЦ за енергетичними та ексергетичними показниками. *Проблеми машинобудування*. 2025. Т. 28, № 2. С. 17–26. DOI: 10.15407/pmach2025.02.017.
53. Тарасова В. В. та ін. Факторний аналіз теплової схеми ТЕЦ з суперкритичним паровим циклом ексергетичним методом. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. – 2021. № 2(8). С. 46–55. DOI: 10.20998/2413-4295.2021.01.xx.
54. Кравченко М. Вплив режимів роботи ТЕЦ на енергоефективність і довговічність теплообмінного обладнання. *Наукові праці Одеської*

політехніки. 2023. Вип. 2(68). С. 33–42.

55. Гаєвський Г. Вплив забруднень теплообмінних поверхонь конденсаторів парових турбін на викиди оксиду. *Український журнал будівництва та архітектури*. 2022. № 2. С. 27–35.

56. Shvets O. Improving the efficiency of steam-turbine plants of different power. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2014. P. 32–39.

57. Коберник В. С. Витрати палива технологій теплової енергетики при роботі енергоблоків у маневреному режимі. *Проблеми загальної енергетики*. 2020. № 4(63). С. 45–49.

58. Черноусенко О. Ю., Пешко В. А. Вплив вакууму в конденсаторі на ефективність роботи паротурбінної установки. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. 2016. № 8(1180). С. 100–106.

59. Черноусенко О. Ю., Пешко В. А. Вплив роботи енергоблоків ТЕС в маневреному режимі на вичерпання ресурсу енергетичного обладнання. *Вісник НТУ «ХПІ»*. 2016. № 10 (1182). С. 6–16. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2016.10.01>

60. Черноусенко О. Ю. та ін. Оцінка ресурсних показників ротора високого тиску парової турбіни (розрахункове дослідження). *Journal of Mechanical Engineering*. 2019. P. 25-36.

61. *Про затвердження Методики нормування витрат палива на виробіток та відпуск теплової і електричної енергії* : наказ від 26.08.2011 № 248 // База даних «Законодавство України» / Верховна Рада України. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/go/v0248817-11> (дата звернення: 02.01.2026).

62. *Про затвердження Правил технічної експлуатації теплових установок і мереж* : наказ Міненерго України від 14.02.2007 № 71 // База даних «Законодавство України» / Верховна Рада України. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/go/z0197-07> (дата звернення: 02.01.2026).

63. ДБН В.2.5-39:2008. *Теплові мережі* . Єдина державна електронна

система у сфері будівництва. URL: [https://e-construction.gov.ua/laws\\_detail/3200381547559519359](https://e-construction.gov.ua/laws_detail/3200381547559519359) (дата звернення: 02.01.2026).

64. Ommen T., Markussen W. B., Elmegaard B. Lowering district heating temperatures – Impact to plant performance and economy. *Energy*. 2016. Vol. 94. P. 273–291. DOI: 10.1016/j.energy.2015.10.063.

65. Bolonina A., Bolonins G., Blumberga D. Analysis of the Impact of District heating power plant partial load optimization. *Environmental and Climate Technologies*. 2014. Vol. 13. P. 32–43. – DOI: 10.2478/rtuct-2014-0004.

66. Urošević D., Gvozdenac D., Grković V. Calculation of the power loss coefficient of steam turbine as a part of the cogeneration plant. *Energy*. 2013. Vol. 59. P. 642–651. DOI: 10.1016/j.energy.2013.07.010.

67. Lai F. et al. Operation optimization on the large-scale CHP station under constrained heating and power loads. *Energy*. Volume 211, 1 May 2020, 112767. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112767>

68. Łukowicz H. et al. The impact of the control method of cyclic operation on steam turbine unit heat consumption (sliding pressure context). *Energy*. Volume 150. 1 May 2018. P. 565-574. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.02.136>

69. Mrzljak V. et al. Energy and exergy analysis of turbo-generators and related systems under variable and sliding pressure operations. *Energy*. Vol. 140. 15 May 2017. P. 307-323 <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.03.007>

70. Pathak N. et al. Automatic generation control of thermal power system (hybrid constant/sliding pressure operation note). *IET Generation, Transmission & Distribution* (або суміжне видання IET). Volume 2016. Issue 8. <https://doi.org/10.1049/joe.2016.017>

71. Pattanayak L. et al. Thermal performance assessment of steam surface condenser. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2019. Vol. 14. Article 100455.

72. (ASME) Assessing Cogeneration Activity in Extraction–Condensing

Steam Turbines. *Journal of Energy Resources Technology*. 2016. 138(5): 052005. DOI: 10.1115/1.4033424.

73. Akpan P. U. et al. Application and limits of a constant effectiveness model for predicting condenser back pressure response at various . *Applied Thermal Engineering*. 2019. Vol. 158. 113779. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.113779>

74. Dobkiewicz-Wieczorek E. et al. Influence of surface condensers connection configuration on power plant unit performance. *Archives of Thermodynamics*. 2020. Vol. 41. № 4. P. 115–145.

75. Tol H.І. et al. Enhancing District Heating System Efficiency: return temperature drivers and impact on heat sources (review). *Applied Sciences*. 2025. P. 36-48.

76. Міністерство палива та енергетики України. *Про затвердження Правил технічної експлуатації електричних станцій і мереж*: наказ від 13.06.2003 № 296 [Електронний ресурс]. Режим доступу: (посилання). Дата звернення: 02.01.2026.

77. НКРЕКП. *Про затвердження Кодексу системи передачі*: постанова від 14.03.2018 № 309 [Електронний ресурс]. Режим доступу: (посилання). Дата звернення: 02.01.2026.

78. Міністерство палива та енергетики України. *Про затвердження Правил технічної експлуатації теплових установок і мереж* : наказ від 14.02.2007 № 71 [Електронний ресурс]. Режим доступу: (посилання). Дата звернення: 02.01.2026.

79. Babak V. P., Kulyk M. M. Possibilities and perspectives of the consumers-regulators application in systems of frequency and power automatic regulation. *Технічна електродинаміка*. 2023. № 4. (електронна публікація).

80. Кулик М. М., Дрьомін І. В. Узагальнена математична модель та характеристики адаптивних систем автоматичного регулювання частоти і потужності. *Проблеми загальної енергетики*. 2015. Вип. 4(43). С. 14–23.

81. Кириленко О. В., Павловський В. В., Стелюк А. О. Моделювання роботи системи автоматичного регулювання частоти та потужності з урахуванням динаміки групових регуляторів станцій. *Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит*. 2016. № 3(146). С. 19–25.
82. Yandulskyi O., Hulyi V. Peculiarities of TPS units participation in the secondary frequency control in the integrated energy system of Ukraine. *Scientific Works of Vinnytsia National Technical University*. 2017. No. 4 [Електронний ресурс]). Accessed: 02.01.2026.
83. Крупник О. О., Садовой О. В. Електромеханічна система регулювання швидкості парових турбін. *Електротехнічні та комп'ютерні системи*. 2011. № 3(79). С. 198–199.
84. Міністерство палива та енергетики України. *Про затвердження Правил застосування системної автоматики* : наказ (реєстрація 2003 р.) [Електронний ресурс]. Режим доступу: (посилання). Дата звернення: 02.01.2026.
85. ДСТУ EN 61508-2:2019. *Функційна безпечність електричних, електронних, програмованих електронних систем, пов'язаних із безпекою. Частина 2* [Електронний ресурс]. (реєстр/опис). Дата звернення: 02.01.2026.
86. Wang W., Liu X., et al. An improved coordinated control strategy for boiler–turbine units considering condenser (cold source) adjustment. *Energy*. 2015. Vol. 88. P. 927-934. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.07.061>
87. Yin C. Study on Valve Management of DEH for Steam Turbine. *Energy and Power Engineering*. 2013. №5. P. 319-323. doi:10.4236/epe.2013.54B063.
88. Pratama D. A. Digital Electro-Hydraulic (DEH) Modeling as a Steam Turbine Control System. *International Journal of Information Engineering and Electronic Business*. 2022. Vol. 14. Issue 6. P.1-13. DOI: 10.5815/ijieeb.2022.06.01
89. Liu X., Wang W., et al. Dynamic model of a CHP unit for controller design and performance analysis. *Energy*. 2015. Vol. 93. P. 2069–2078.

90. Wang W., et al. Improved Boiler–Turbine Coordinated Control of CHP Units by Regulating Heat Source Flow. *Energies*. 2018. №11(10). 2815. <https://doi.org/10.3390/en11102815>
91. Gao Y., et al. Modeling and Control of a Combined Heat and Power Unit with Two-Stage Bypass. *Energies*. 2018. №11. 1395. doi:10.3390/en11061395
92. Wang W., et al. Modeling and flexible load control of combined heat and power plants based on heat source flow adjustment. *Applied Thermal Engineering*. 2020. Vol. 166. Art. 114624.
93. (Review) Steam power plant configuration, design, and control. *WIREs Energy and Environment*. 2015. doi: 10.1002/wene.161
94. Wen L., et al. Dynamic Simulation Model of Single Reheat Steam Turbine Generator Unit and Its Speed Control System. *Processes*. 2025. Vol. 13. No. 8. Art. 2445. <https://doi.org/10.3390/pr13082445>
95. Xin Y. L., et al. Heat current method-based real-time coordination of power and heat generation of CHP units (coordination/optimization). *Energy*. 2022. Vol. 252. 124018. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.124018>
96. Шубенко О. Л., Альохіна С. В., Голощяпов В. М., Бабенко О. А., Котульська О. В. Підвищення ефективності теплофікаційних блоків ТЕЦ за рахунок вибору раціональних режимів відпуску теплоти. *Проблеми машинобудування*. 2024. Т. 27. № 1. С. 46–53. DOI: 10.15407/pmach2024.01.046.
97. Тарелін А. О. Раціональні режимні параметри енергоблоків, що працюють у сучасних умовах енергоринку. *Проблеми машинобудування*. 2024. Т. 27. № 1. С. 36–45.
98. Пешко В. А., Ліщук О. М. Управління витратою палива енергоблока 200 МВт за допомогою задавального пристрою. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2023. № 4(74). С. 110–117.
99. Шульженко С. В. Врахування витрат палива на тепловій

електростанції методом «від'ємної» складової виведеної електричної потужності. *Проблеми загальної енергетики*. 2019. № 3(58). С. 4–10. DOI: 10.15407/pge2019.03.004.

100. Маляренко О. Є., Горський В. В. Удосконалений підхід до оцінки ефективності енергозберігаючих заходів та технологій на теплоелектроцентралях. *Проблеми загальної енергетики*. 2019. № 4(59). С. 24–31. DOI: 10.15407/pge2019.04.024.

101. Кулик М. М., Білодід В. Д., Могиленко В. В., Моташевський В. С., Сердюк С. С. Оцінка можливостей підвищення енергетичної ефективності ТЕЦ шляхом використання теплонасосних установок. *Проблеми загальної енергетики*. 2015. № 4(43). С. 34–40. DOI: 10.15407/pge2015.04.034.

102. Кулик М. М., Білодід В. Д. Особливості режимів експлуатації ТЕЦ з використанням теплонасосних установок. *Проблеми загальної енергетики*. 2014. № 1(36). С. 33–38. DOI: 10.15407/pge2014.01.033.

103. Ходаківський В. Я. Порівняння когенераційних установок за енергетичними показниками. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2025. № 2. С. 74–80.

104. Українська асоціація біоенергетики. *Системи централізованого теплопостачання України: поточний стан і рекомендації щодо підвищення ефективності та декарбонізації* : звіт. 2024. [Електронний ресурс].

105. Канюк Г. І., Піхтєєв О. В., Шевельов Д. В., Носов С. В. Оптимізація показників якості технологічних процесів об'єктів керування в енергетиці. *Машинобудування*. Харків. 2024. № 32. С. 154–161.

106. Wang W., Zhang G., Niu Y., Chen Z., Xie P., Chen Z. A New Boiler-Turbine-Heating Coordinated Control Strategy to Improve the Operating Flexibility of Cogeneration Units. *International Journal of Control, Automation and Systems*. 2022. Vol. 20. P. 1569–1581. DOI: 10.1007/s12555-020-0926-3.

107. Zheng J., Zhou Z., Zhao J., Wang J. Integrated Heat and Power

Dispatch Truly Utilizing Thermal Inertia of District Heating Network for Wind Power Integration. *Applied Energy*. 2018. Vol. 211. P. 865–874. DOI: 10.1016/j.apenergy.2017.11.080.

108. Wang W., Jing S., Sun Y., Liu J., Niu Y., Zeng D., Cui C. Combined Heat and Power Control Considering Thermal Inertia of District Heating Network for Flexible Electric Power Regulation. *Energy*. 2019. Vol. 169. P. 988–999. DOI: 10.1016/j.energy.2018.12.085.

109. Wang W., Sun Y., Jing S., Zhang W., Cui C. Improved Boiler-Turbine Coordinated Control of Cogeneration Units with Heat Accumulators by Introducing Heat Source Regulation. *Energies*. 2018. Vol. 11. No. 10. Article 2815. DOI: 10.3390/en11102815.

110. Liu J.-Z., Yan S., Zeng D.-L., Hu Y., Lv Y. A Dynamic Model Used for Controller Design of a Coal Fired Once-Through Boiler-Turbine Unit. *Energy*. 2015. Vol. 93. Part 2. P. 2069–2078. DOI: 10.1016/j.energy.2015.10.077.

111. Wang H., Yin W., Abdollahi E., Lahdelma R., Jiao W. Modelling and Optimization of Cogeneration-Based District Heating System with Renewable Energy Production and Energy Storage. *Applied Energy*. 2015. Vol. 159. P. 401–421.

112. Nuytten T., Claessens B., Paredis K., Van Bael J., Six D. Flexibility of a Combined Heat and Power System with Thermal Energy Storage for District Heating. *Applied Energy*. 2013. Vol. 104. P. 583–591.

113. Blarke M. B. Towards an Intermittency-Friendly Energy System: Comparing Electric Boilers and Heat Pumps in Distributed Cogeneration. *Applied Energy*. 2012. Vol. 91. No. 1. P. 349–365.

114. Nielsen M. G., Morales J. M., Zugno M., Pedersen T. E., Madsen H. Economic Valuation of Heat Pumps and Electric Boilers in the Danish Energy System. *Applied Energy*. 2016. Vol. 167. P. 189–200.

115. Ghadimi P., Kara S., Kornfeld B. The Optimal Selection of On-Site Cogeneration Systems Through Integrated Sizing and Operational Strategy.

*Applied Energy*. 2014. Vol. 126. P. 38–46.

116. Lund H., Munster E. Integrated Energy Systems and Local Energy Markets. *Energy Policy*. 2006. Vol. 34. No. 10. P. 1152–1160.

117. Pan Z., Guo Q., Sun H. Feasible Region Method Based Integrated Heat and Electricity Dispatch Considering Building Thermal Inertia. *Applied Energy*. 2017. Vol. 192. P. 395–407.

118. Zhang N., Lu X., McElroy M. B., Nielsen C. P., Chen X., Deng Y., Kang C. Reducing Curtailment of Wind Electricity in China by Employing Electric Boilers for Heat and Pumped Hydro for Energy Storage. *Applied Energy*. 2016. Vol. 184. P. 987–994.

119. Åström K. J., Hägglund T. The Future of PID Control. *Control Engineering Practice*. 2001. Vol. 9. P. 1163–1175. DOI: 10.1016/S0967-0661(01)00062-4.

120. Chen Y., Guo Q., Sun H., Li Z., Pan Z., Wu W. A Water Mass Method and Its Application to Integrated Heat and Electricity Dispatch Considering Thermal Inertias. *Energy*. 2019. Vol. 181. P. 840–852.

121. ДСТУ EN 60045-1:2022. Парові турбіни. Частина 1. Технічні характеристики. Київ : ДП «УкрНДНЦ». 2022.

122. ДСТУ EN ІЕС 60045-1:2022. Парові турбіни. Частина 1. Технічні характеристики. Київ : ДП «УкрНДНЦ». 2022.

123. ДСТУ EN 60953-1:2022. Правила теплових приймальних випробувань парових турбін. Частина 1. Метод А. Київ : ДП «УкрНДНЦ». 2022.

124. ДСТУ EN 60953-2:2022. Правила теплових приймальних випробувань парових турбін. Частина 2. Метод Б. Київ : ДП «УкрНДНЦ». 2022.

125. ДСТУ EN 61064:2022. Приймальні випробування систем керування швидкістю парової турбіни. Київ : ДП «УкрНДНЦ». 2022.

126. ДСТУ ISO 7919-2:2014. Вібрація механічна. Оцінювання стану

машин за результатами вимірювання вібрації на обертальних валах. Частина 2. Стаціонарні парові турбіни та генератори потужністю від 50 МВт. Київ : ДП «УкрНДНЦ». 2014.

127. ДСТУ ISO 21940-13:2017. Вібрація механічна. Балансування ротора. Частина 13. Критерії та заходи безпеки для балансування в робочому положенні середніх і великих роторів. Київ : ДП «УкрНДНЦ». 2017.

128. ДСТУ ISO 21940-23:2017. Вібрація механічна. Балансування ротора. Частина 23. Корпуси та інші захисні заходи для балансувальних верстатів. Київ : ДП «УкрНДНЦ». 2017.

129. ДСТУ EN ISO 5167-1:2019. Вимірювання витрати рідини пристроями вимірювання диференціального тиску, поміщеними в заповнені трубопроводи круглого перерізу. Частина 1. Загальні принципи та вимоги. Київ : ДП «УкрНДНЦ». 2019.

130. ДСТУ EN 1434-1:2023. Лічильники теплової енергії. Частина 1. Загальні вимоги. Київ : ДП «УкрНДНЦ». 2023.

131. ДСТУ EN 1434-2:2023. Лічильники теплової енергії. Частина 2. Вимоги до конструкції. Київ : ДП «УкрНДНЦ». 2023.

132. ДСТУ EN 1434-5:2023. Лічильники теплової енергії. Частина 5. Методика повірки. Київ : ДП «УкрНДНЦ». 2023.

133. ДСТУ EN 50160:2023. Характеристики напруги електропостачання в електричних мережах загального призначення. Київ : ДП «УкрНДНЦ». 2023.

134. ДСТУ EN 61000-4-30:2014. Електромагнітна сумісність. Частина 4-30. Методи випробування та вимірювання. Методи вимірювання якості електроенергії. Київ : ДП «УкрНДНЦ». 2014.

135. ДСТУ ISO 50001:2020. Системи енергетичного менеджменту. Вимоги та настанова щодо використання. Київ : ДП «УкрНДНЦ». 2020.

136. ДСТУ ISO 50002:2016. Енергетичні аудити. Вимоги та

*настанова щодо їх проведення. Київ : ДП «УкрНДНЦ». 2016.*

137. ДСТУ ISO 50015:2016. *Системи енергетичного менеджменту. Вимірювання та верифікація енергетичної результативності організації. Київ : ДП «УкрНДНЦ». 2016.*

138. ДСТУ 2860-94. *Надійність техніки. Терміни та визначення. Київ : ДП «УкрНДНЦ». 1994.*

139. ДСТУ EN 60300-3-1:2022. *Управління надійністю. Частина 3-1. Посібник із застосування. Методи аналізу надійності. Настанова з методології. Київ : ДП «УкрНДНЦ». 2022.*

140. ДСТУ EN 61508-1:2019. *Функційна безпечність електричних, електронних, програмованих електронних систем, пов'язаних із безпекою. Частина 1. Загальні вимоги. Київ : ДП «УкрНДНЦ». 2019.*

141. ДСТУ EN 61511-1:2022. *Функціональна безпека. Системи приладів безпеки для сектору переробної промисловості. Частина 1. Вимоги до системного, апаратного та прикладного програмування. Київ : ДП «УкрНДНЦ». 2022.*

142. ДСТУ EN 61511-2:2022. *Функціональна безпека. Системи безпеки для переробної промисловості. Частина 2. Настанови щодо застосування. Київ : ДП «УкрНДНЦ». 2022.*

143. ДСТУ EN 12952-1:2015. *Водотрубні котли та допоміжне устаткування. Частина 1. Загальні положення. Київ : ДП «УкрНДНЦ». 2015.*

144. ДСТУ EN 12952-11:2015. *Котли водотрубні та допоміжне устаткування. Частина 11. Вимоги до обмежувальних пристроїв котлів і допоміжних пристроїв. Київ : ДП «УкрНДНЦ». 2015.*

145. ДСТУ EN 12952-15:2022. *Водотрубні котли та допоміжні установки. Частина 15. Приймальні випробування. Київ : ДП «УкрНДНЦ». 2022.*

146. International Association for the Properties of Water and Steam. R7-

97(2012): *Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam*. Release date 29 May 2018.

147. IEEE Power & Energy Society. Dynamic Models for Turbine-Governors in Power System Studies (PES-TR1). *Technical Report*. January 2013.

148. El Hefni B., Bouskela D. Steam Turbine Modeling. Modeling and Simulation of Thermal Power Plants with ThermoSysPro. *Cham : Springer*. 2019. P. 283–295. DOI: 10.1007/978-3-030-05105-1\_10.

149. Wang W., Sun Y., Jing S., Zhang W., Cui C. Improved Boiler-Turbine Coordinated Control of CHP Units with Heat Accumulators by Introducing Heat Source Regulation. *Energies*. 2018. Vol. 11. Issue. 10. 2815. DOI: 10.3390/en11102815.

150. Шубенко О. Л., Сенецький О. В., Бабенко О. А. Підвищення ефективності паротурбінних установок різної потужності. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. 2014. № 2/8(68). С. 13–19.

151. ДСТУ EN ІЕС 60045-1:2022. *Парові турбіни. Частина 1. Технічні характеристики*. Київ : ДП «УкрНДНЦ». 2022.

152. ДСТУ EN 60953-1:2022. *Правила для теплових приймальних випробувань парових турбін. Частина 1. Метод А*. Київ : ДП «УкрНДНЦ» 2022.

153. ДСТУ EN 60953-2:2022. *Правила для теплових приймальних випробувань парових турбін. Частина 2. Метод Б*. Київ : ДП «УкрНДНЦ». 2022.

154. ДСТУ EN 61064:2022. *Приймальні випробування систем керування швидкістю турбіни*. Київ : ДП «УкрНДНЦ». 2022.

155. Piskunova V., Krupenev D., Krupenev E., Pyatkova N. Modelling the Combined Heat and Power Plants with Steam Turbines in the Study of Energy Security Problems. *Environmental and Climate Technologies*. 2021. Vol. 25. No. 1. P. 816–828. DOI: 10.2478/rtuct-2021-0061.

156. Rusanov A., Shubenko A., Senetskyi O., Babenko O., Rusanov R.

Heating modes and design optimization of cogeneration steam turbines of powerful units of combined heat and power plant. *Energetika*. 2019. Т. 65, №. 1. P. 39–50.

157. Hromádka A., Sirový M., Martínek Z. Innovation in an Existing Backpressure Turbine for Ensure Better Sustainability and Flexible Operation. *Energies*. 2019. Vol. 12. Issue 14. Article 2652. DOI: 10.3390/en12142652.

158. Chen B., Guo Q., Chen Y., Sun H. An economic dispatch model for combined heat and power systems considering the characteristics of heat recovery steam generators. *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*. 2020. Vol. 118. Article 105775. DOI: 10.1016/j.ijepes.2019.105775.

159. Karakurt A. S. (та ін.). (Стаття з аналізом роботи парових турбін на часткових навантаженнях із використанням узагальнених витратно-тискових залежностей) . *Journal of Thermal Engineering*. 2017. Vol. 3. No. 2. P. 1121–1128.

160. Åström K. J., Hägglund T. The future of PID control. *Control Engineering Practice*. 2001. Vol. 9. No. 11. P. 1163–1175. DOI: 10.1016/S0967-0661(01)00062-4.

161. Sahib M. A., Ahmed B. S. A new multiobjective performance criterion used in PID tuning optimization algorithms. *Journal of Advanced Research*. 2016. Vol. 7. No. 1. P. 125–134.

162. Mousakazemi S. M. H. et al. Comparison of the error-integral performance indexes in a GA-tuned PID controlling system of a PWR-type nuclear reactor point-kinetics model. *Annals of Nuclear Energy*. 2021. Vol. 151. 107918.

163. Liao C. H., Ertesvåg I. S., Zhao J. N. Energetic and exergetic efficiencies of coal-fired CHP (combined heat and power) plants used in district heating systems of China. *Energy*. 2013. Vol. 57. P. 671–681. DOI: 10.1016/j.energy.2013.05.055.

164. Noussan M. Allocation factors in Combined Heat and Power systems

– Comparison of different methods in real applications. *Energy Conversion and Management*. 2018. Vol. 173. P. 516–526. DOI: 10.1016/j.enconman.2018.07.103.

165. Tereshchenko T., Nord N. Uncertainty of the allocation factors of heat and electricity production of combined cycle power plant in cogeneration mode. *Applied Thermal Engineering*. 2015. Vol. 76. P. 410–422. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2014.10.175.

166. Wang J., You S., Zong Y. et al. Flexibility of combined heat and power plants: A review of technologies and operation strategies. *Applied Energy*. 2019. Vol. 252. DOI: 10.1016/j.apenergy.2019.113445.

167. Beiron J., Göransson L., Normann F., Johnsson F. Flexibility provision by combined heat and power plants – An evaluation of benefits from a plant and system perspective. *Energy Conversion and Management: X*. 2022. Vol. 16. 100318. DOI: 10.1016/j.ecmx.2022.100318.

168. Su W. et al. Improving the Flexibility of Combined Heat and Power Units by the Integration of Molten Salt Thermal Energy Storage. *Energies*. 2025. Vol. 18. No. 24. 6595. DOI: 10.3390/en18246595.

169. ДСТУ ISO 50015:2016. *Системи енергетичного менеджменту. Вимірювання та верифікація рівня досягнутої/досяжної енергоефективності організацій. Загальні принципи та настанови*. Київ: ДП «УкрНДНЦ». 2016.

170. ДСТУ ISO 50002:2016. *Енергетичні аудити. Вимоги та настанова щодо проведення*. Київ: ДП «УкрНДНЦ». 2016.

171. ДСТУ EN 50160:2023. *Характеристики напруги електропостачання в електричних мережах загальної призначеності*. Київ: ДП «УкрНДНЦ». 2023.

172. ДСТУ EN 61000-4-30:2022. *Електромагнітна сумісність. Частина 4-30. Методи вимірювання якості електроенергії*. Київ: ДП «УкрНДНЦ». 2022.

173. ДСТУ 2860-94. *Надійність техніки. Терміни та визначення*. Київ: Держстандарт України. 1995.

174. ДСТУ EN 60300-3-1:2022. *Управління надійністю. Частина 3-1. Настанови із застосування. Аналіз надійності*. Київ: ДП «УкрНДНЦ». 2022.

175. ДСТУ ISO 14064-1:2024. *Парникові гази. Частина 1. Вимоги та настанови щодо кількісного визначення і звітності про викиди та видалення парникових газів на рівні організації (ISO 14064-1:2018, IDT)*. Київ: ДП «УкрНДНЦ». 2024.

## ДОДАТКИ

### ДОДАТОК А. СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті у наукових виданнях, включених до переліку наукових фахових видань України:

1. **Крамаренко Ю.О.**, Близниченко Г.С. Оцінка впливу ефективності перетворювання теплоти в регенеративній системі турбоустановок електростанцій на показники якості їх роботи. *Машинобудування*. Харків: УПА. №31. 2023. С.80-86. DOI: 10.32820/2079-1747-2023-31 <https://periodicals.karazin.ua/engineering/article/view/25311/22711>

2. **Крамаренко Ю.О.**, Дрозд В.А. Підвищення якості насосних установок шляхом удосконалення систем керування. *Машинобудування*. Харків: УПА. №32. 2023. С.29-36. DOI: <https://doi.org/10.32820/2079-1747-2023-32-29-36>  
<https://jmash.uipa.edu.ua/index.php/jMASH/article/view/312/237>

3. **Крамаренко Ю.О.**, Дрозд В.А. Підвищення якості систем керування насосними агрегатами шляхом використання частотно-керованого електроприводу. *Машинобудування*. Харків: УПА. №33. 2024. С.38-50. DOI: <https://doi.org/10.32820/2079-1747-2024-33-38-50>  
<https://jmash.uipa.edu.ua/index.php/jMASH/article/view/322/247>

4. Дрозд В.А., **Крамаренко Ю.О.** Підвищення показників якості потужних насосів електростанцій шляхом оптимізації систем автоматичного керування. *Машинобудування*. Харків: УПА. №36. 2025. С.60-69. DOI: <https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-36-06>  
<https://periodicals.karazin.ua/engineering/issue/view/1609/2244>

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

1. **Крамаренко Ю.О., Чернуха Р.Ю.** До питання маневреності парових турбін електростанцій. *Збірник тез доповідей LV наукової студентської конференції Української інженерно-педагогічної академії* (м. Харків, 01-04 грудня 2020 р.) : за заг. ред. О. В. Чернищенко ; Укр. інж.-пед. акад. Харків. 2020. С.324. <https://science.uera.karazin.ua/zbirnik-tez-dopovidej-lv-naukovo%D1%97-studentsko%D1%97-konferenci%D1%97-uipa/>

2. **Крамаренко Ю.О., Чернуха Р.Ю.** До питання маневреності парових турбін електростанцій. *Збірник тез доповідей LVII студентської наукової конференції Української інженерно-педагогічної академії* ( м. Харків,. 07-11 листопада) Укр. інж.-пед. акад.; за заг. ред. Г.С. Грінченко.: у 3-х т. Т.1. Харків. 2022. С.27.

<https://science.uera.karazin.ua/zbirnik-tez-dopovidej-lvii-studentsko%D1%97-naukovo%D1%97-konferenci%D1%97-uipa/>

3. Харченко С.М., **Крамаренко Ю.О.** Покращення технікоекономічних характеристик експлуатації корпусів циліндрів високого тиску парових турбін в пускових та змінних режимах. *Збірник тез доповідей LVI Студентської науково-практичної конференції. Том 2. Секції: Автоматизації, метрології та енергоефективних технологій, фізики, електротехніки і електроенергетики, іншомовної підготовки, європейської інтеграції та міжнародного співробітництва.* Листопад 2021 р. Харків: УПА С.21. <https://science.uera.karazin.ua/wp-content/uploads/2021/12/collection-of-abstracts-2.pdf>

4. Drozd Volodimir, **Kramarenko Yurii.** Analysis of power units of power plants as a control object. *Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення.* [матеріали II міжнародної науково-практичної конференції, Харків. 14-15 березня 2023 року]. за заг. ред. д.т.н., проф. Р. М. Тріща, к.т.н., доц. Г. С. Грінченко. Українська інженерно-педагогічна академія. Харків: УПА. 2023. С.100. <https://science.uera.karazin.ua/wp->

[content/uploads/2023/03/collection-of-abstracts-of-the-conference.pdf](https://science.uepa.karazin.ua/wp-content/uploads/2023/03/collection-of-abstracts-of-the-conference.pdf)

5. **Kramarenko Yurii**. The improvement of the technical-economic features to usages body cylinder of the high pressure of the steam turbines in activate and varying duty. *Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення»*. 25-26 січня 2022. С.26. <https://science.uepa.karazin.ua/wp-content/uploads/2022/02/conference-materials-1.pdf>

6. Drozd Volodimir, **Kramarenko Yurii**. Information-metrological bases of the calculation worker travell about centrifugal pump. *Наука. Інновації. Якість*. [матеріали національного науковопрактичного форуму, Харків – 09-10 серпня 2022 року]. за заг. ред. к.т.н., доц. Г. С. Грінченко. Українська інженерно-педагогічна академія. Харків: УПА. 2022. С.43. [https://ysc.in.ua/wp-content/uploads/2022/08/Zbirnyk\\_materialiv\\_forumu.pdf](https://ysc.in.ua/wp-content/uploads/2022/08/Zbirnyk_materialiv_forumu.pdf)

7. Фурсова Т., **Крамаренко Ю**. Особливості розрахунку показників якості теплофікаційних турбін теплоелектроцентралей в умовах змінного навантаження. *Нові та нетрадиційні технології в ресурсо- та енергозбереженні: матеріали Міжнародної науково-технічної конференції (м. Одеса, 9-10 грудня 2025 р.)*. Одеський національний морський університет та ін. Одеса: Одеський національний морський університет. 2025. С.161. <http://rp.onmu.org.ua/handle/123456789/5310>

8. Kanjuk G.I., Fursova T.M., **Kramarenko Y.O.**, Bliznichenko H.S. Analysis of quality indicators of thermal power plants. *Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції «Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення» (III МНПК «ЯСМЗ»)*. (Харків, 28-29 січня 2025 р.). Харків: ХНУ ім.В.Н.Каразіна. 2025. С. 13. <https://zenodo.org/records/14933781>

## **ДАДАТОК Б. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЕНЕГОБЛОКА ТЕЦ З ТЕПЛОФІКАЦІЙНОЮ ТУРБІНОЮ Т-100/120-130**

### **1. Теплофікаційна турбіна Т-100/120-130-3 – основні параметри:**

Тип і призначення: одновальна парова турбіна з конденсацією та двома теплофікаційними (опалювальними) відборами, призначена для безпосереднього приводу турбогенератора змінного струму.

Номинальні потужності та частота обертання:

Номинальна електрична потужність у теплофікаційному режимі: 110 МВт.

Потужність у конденсаційному режимі: 120 МВт.

Частота обертання: 3000 об/хв.

Параметри свіжої пари (перед стопорним клапаном):

Тиск свіжої пари: 12,75 МПа.

Температура свіжої пари: 555 °С.

Витрата пари:

Максимальна витрата пари: 485 т/год.

Параметри конденсації та охолодження:

Тиск у конденсаторі: 0,0057 МПа.

Номинальна температура охолоджувальної води на вході в конденсатор: 20 °С.

### **2. Турбогенератор ТВФ-120-2 – основні параметри (для роботи з Т-100/120-130)**

Номинальні електричні величини:

Повна потужність: 125000 кВ·А.

Активна потужність: 120000 кВт.

Коефіцієнт потужності: 0,8.

Номинальна напруга: 10500 В.

Номинальний струм статора: 6875 А.

Частота: 50 Гц.

Частота обертання: 3000 об/хв.

Енергетичні та динамічні характеристики:

Коефіцієнт корисної дії: 98,4 %.

Статична перевантажуваність: 1,7.

Маховий момент ротора: 13,0.

Критичні швидкості обертання: 1500/4430 об/хв.

Охолодження (водень + вода) – експлуатаційні параметри:

Тиск водню: 2,5 кгс/см<sup>2</sup> (орієнтовно  $2,45 \cdot 10^5$  Па).

Мінімально допустима температура охолоджувального газу: не нижче 20 °С.

Чистота водню: не менше 98 %.

Номінальна температура холодної води для газоохолоджувачів: 33 °С.

Номінальна витрата води через газоохолоджувачі: 400 м<sup>3</sup>/год.

### 3. Паспорт робочої точки (режим «110 МВт теплофікаційний»)

Група	Параметр	Позначення	Значення для робочої точки	Одиниця	Примітка (обмеження/умова)
Потужність	Електрична потужність теплофікаційному режимі	$N_{ел0}$	110	МВт	Для Т-100/120-130-3: у теплофікаційному режимі 110 МВт, у конденсаційному 120 МВт.
Частота обертання	Номінальна частота обертання	$n_0$	3000	об/хв	Вказано для агрегату 110 МВт при 3000 об/хв.
Свіжа пара	Тиск свіжої пари перед стопорним клапаном	$p_{00}$	12,75	МПа	
Свіжа пара	Температура свіжої пари перед стопорним клапаном	$T_{00}$	555	°С	Паспортні параметри свіжої пари.
Конденсація	Тиск конденсаторі (вакуум)	$p_{к0}$	0,0057	МПа	
Витрата	Максимальна витрата свіжої пари	$G_{00,макс}$	485	т/год	
Теплофікація	Наявність двох опалювальних відборів	—	2	—	З двома опалювальними відборами пари.
Теплофікація	Типові межі регулювання тиску у відборі (верхній)	$p_{відб,в}$	0,06...0,25	МПа	
Теплофікація	Типові межі регулювання тиску у відборі (нижній)	$p_{відб,н}$	0,05...0,20	МПа	
Генератор	Тип генератора	—	ТВФ-120-2	—	Прямий привід генератора ТВФ-120-2 (120 МВт) із водневим охолодженням.

## ДАДАТОК В. ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИНИ Т-100/120-130

Характеристики отримані при таких параметрах:  $D_0=484$  т/год,  $Q_T=140$  Гкал/год  $\rightarrow N=113$  МВт;  $D_0=440$  т/год при  $Q_T=140 \rightarrow N=99$  МВт;  $Q_T=160$  при  $D_0=484 \rightarrow N=109$  МВт;  $Q_T=150, D_0=340 \rightarrow N=84$  МВт.  $p_0=12,75$  МПа,  $T_0=555$  °С,  $p_k=0,0034$  МПа, витрати пари у теплофікаційному/конденсаційному режимах,  $Q_T=160$  Гкал/год.

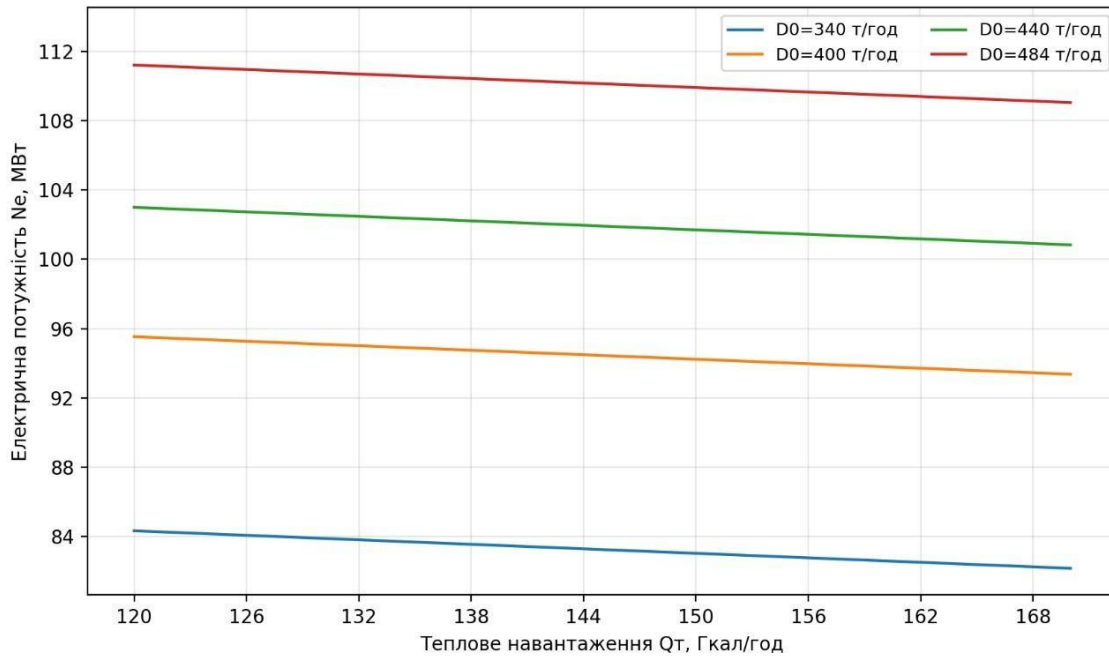


Рисунок В1 – Залежність електричної потужності від теплового навантаження (діаграма режимів)

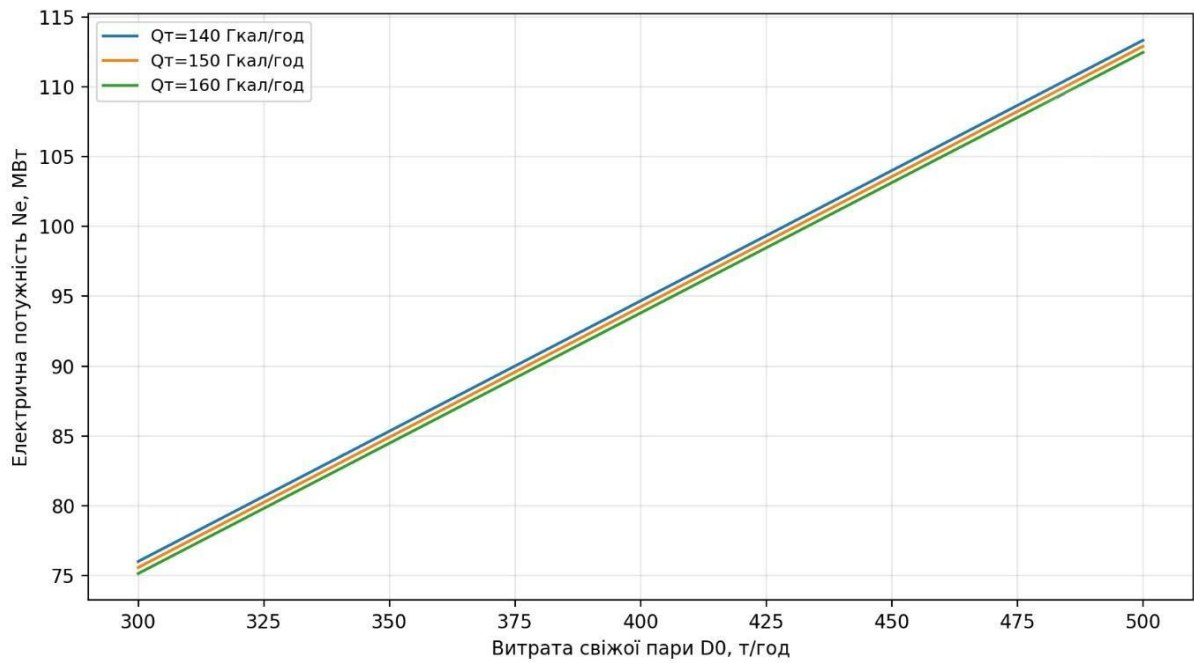


Рисунок В2 – Залежність електричної потужності від витрати свіжої пари

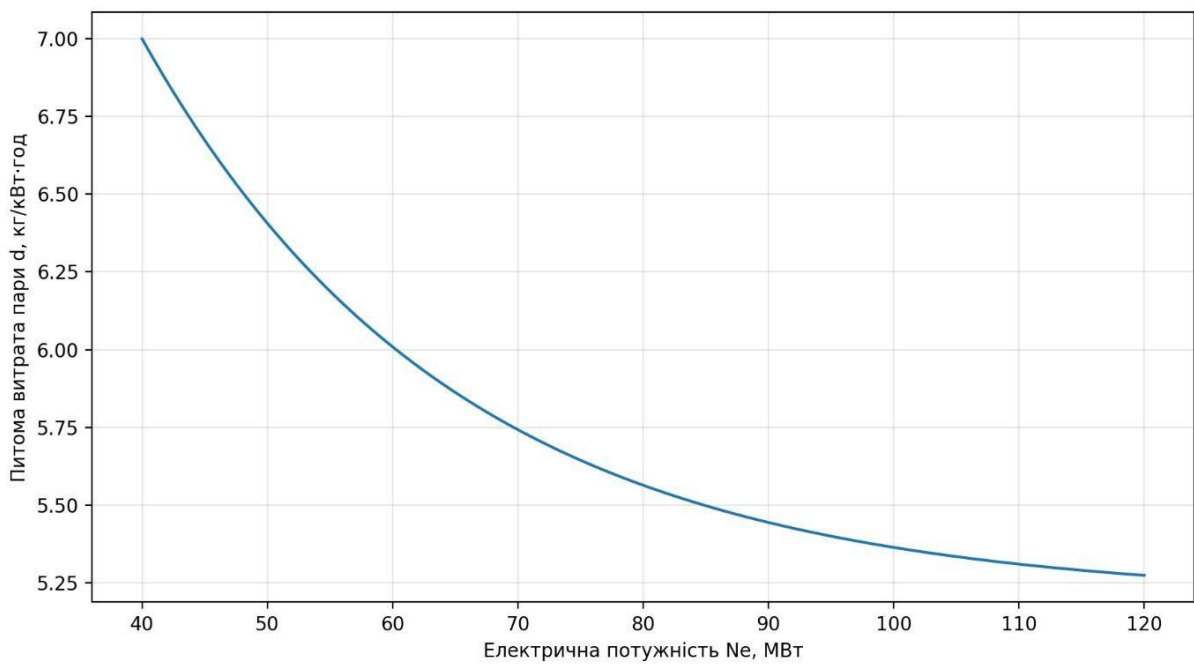


Рисунок В3 – Залежність питомої витрати пари від електричної потужності

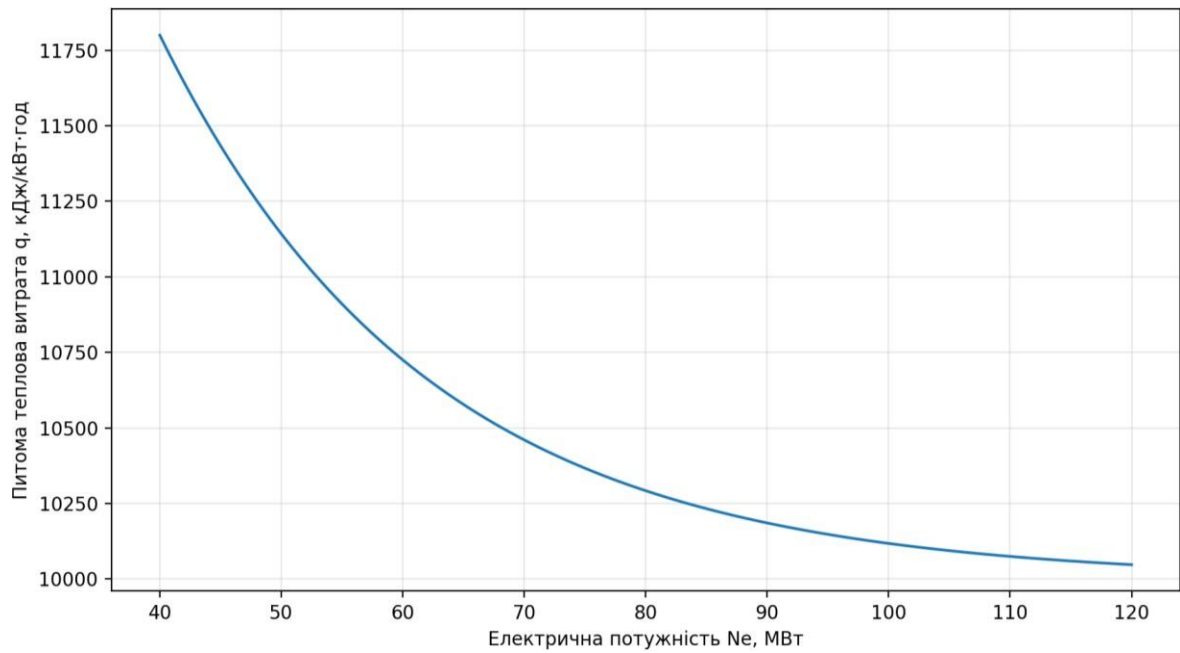


Рисунок В4 – Залежність питомої витрати тепла від електричної потужності

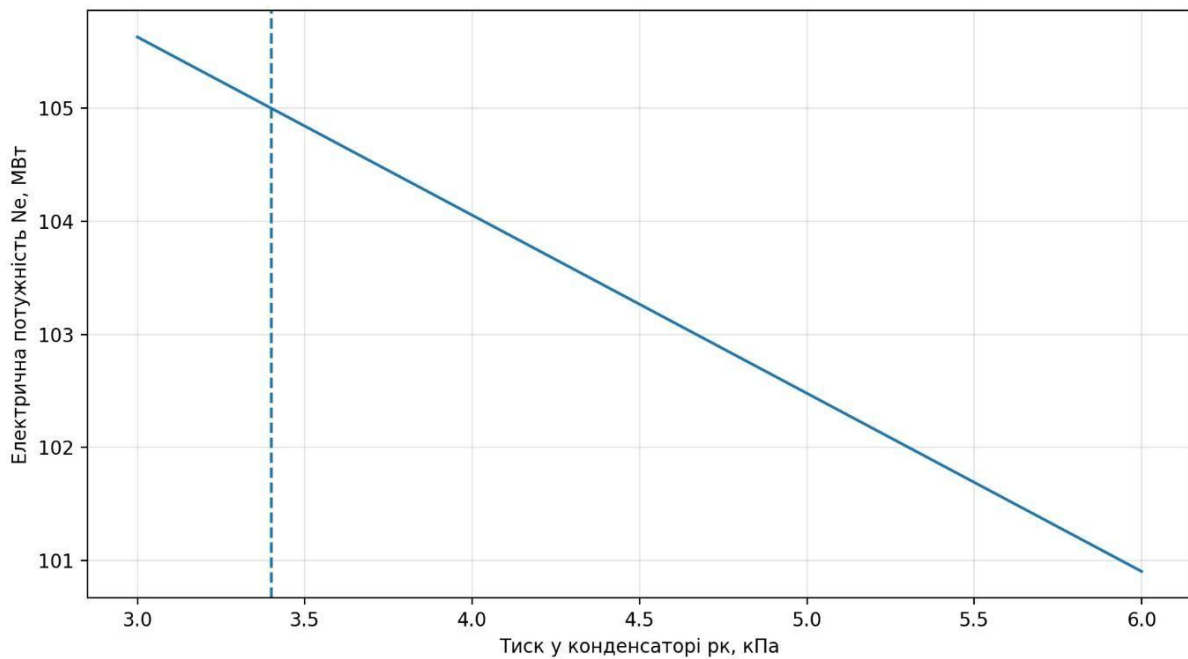


Рисунок В5 – Залежність електричної потужності від тиску в конденсаторі

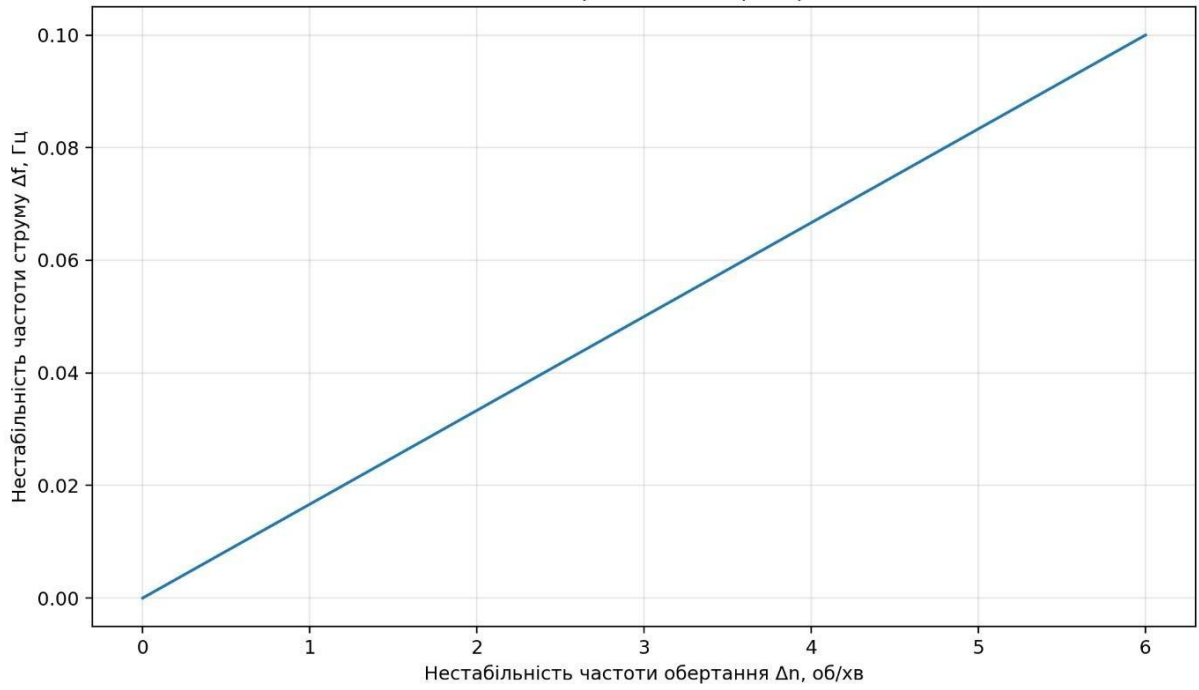


Рисунок В6 – Залежність нестабільності частоти електричного струму від нестабільності частоти обертання

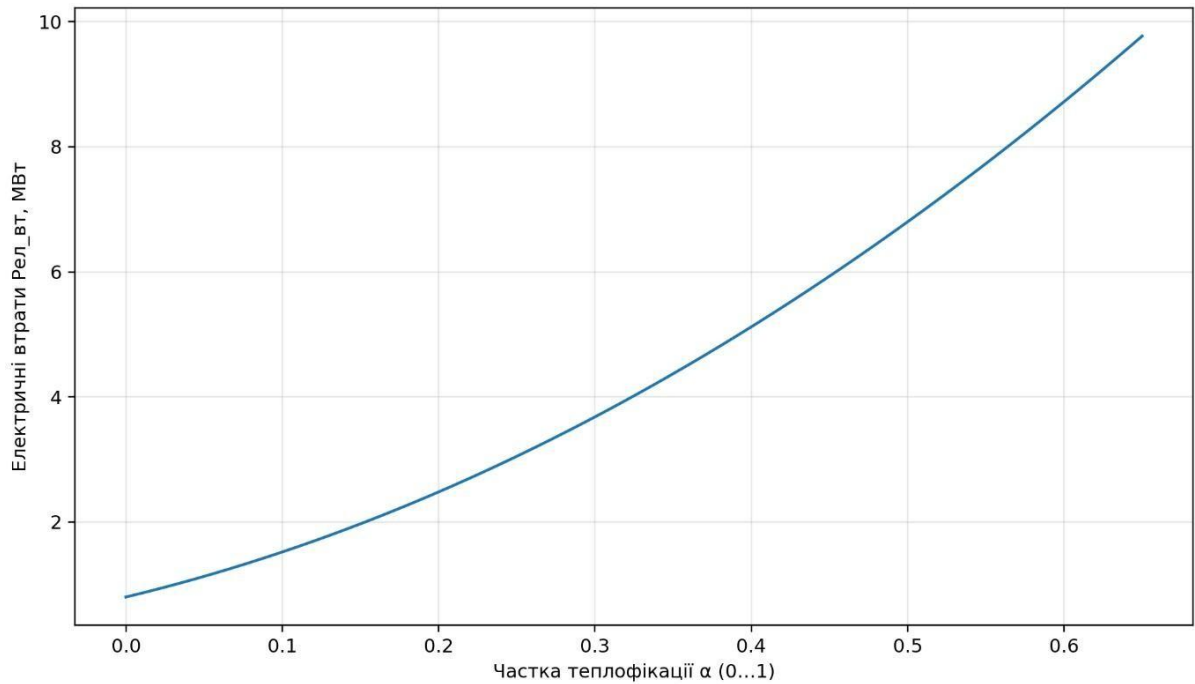


Рисунок В7 – Залежність електричних втрат від частки теплофікації

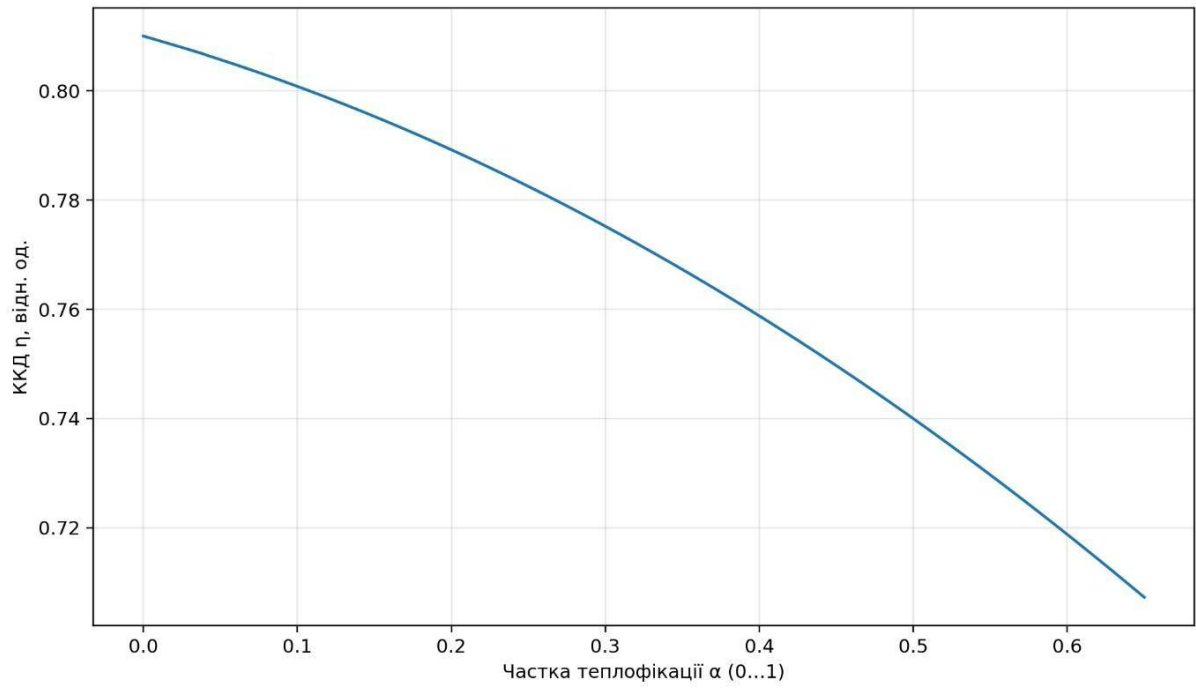


Рисунок В8 – Залежність ККД від частки теплофікації

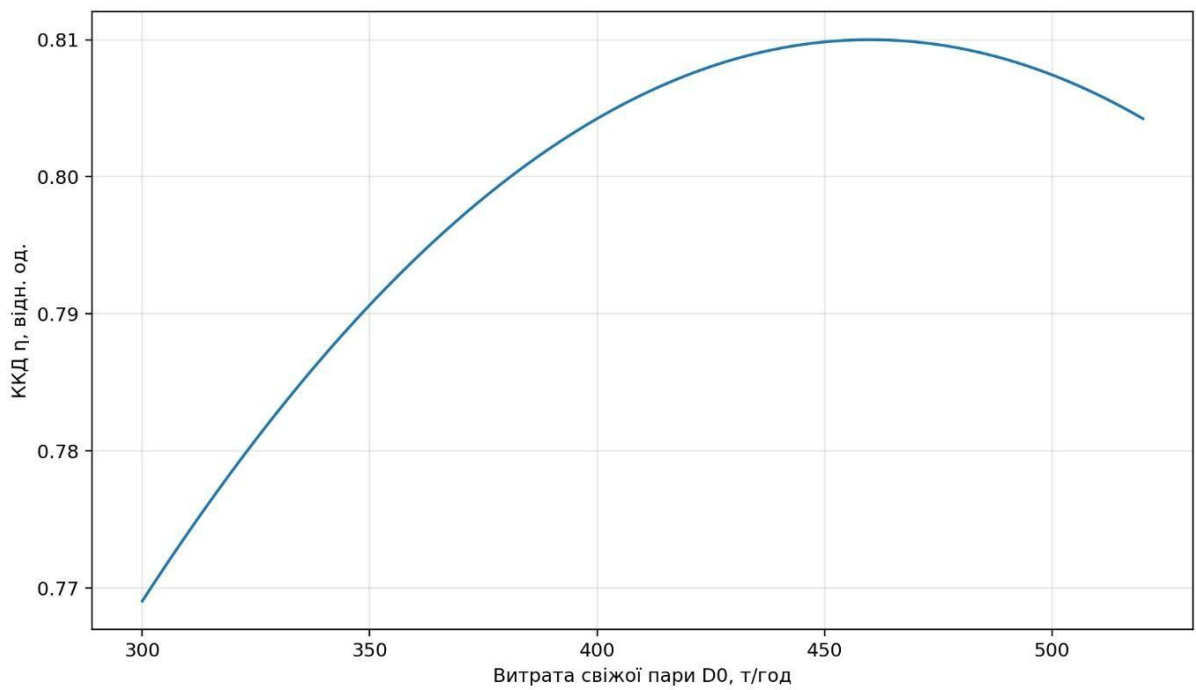


Рисунок В9 – Залежність ККД від витрати свіжої пари

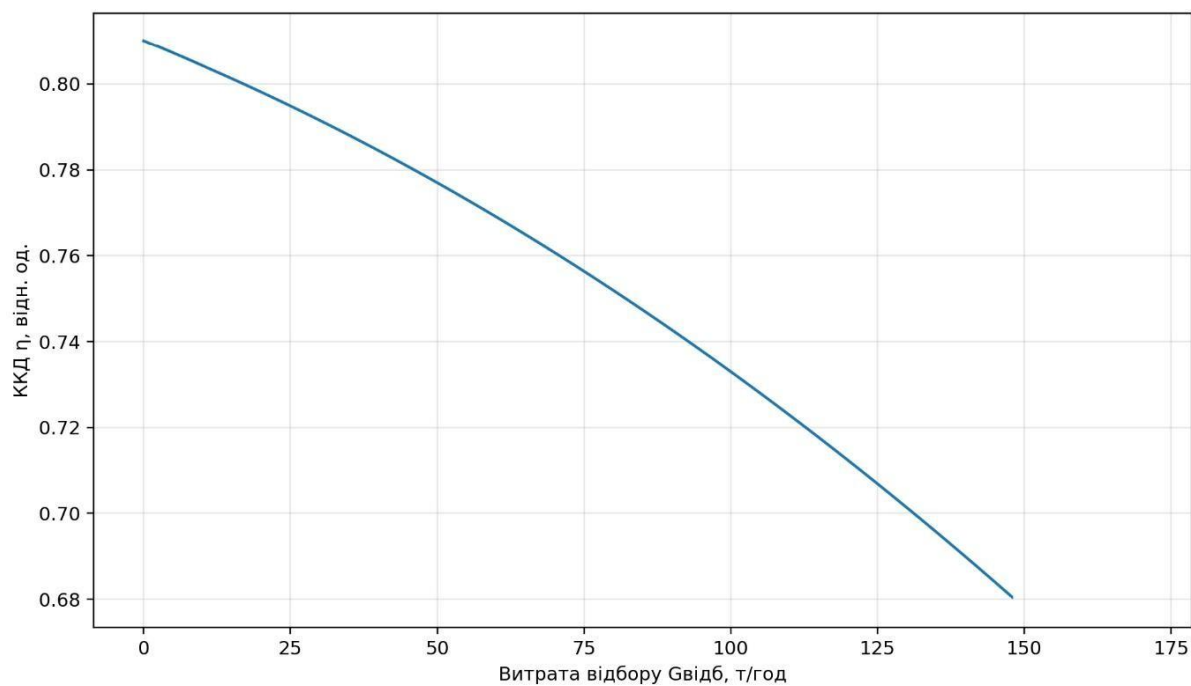


Рисунок В10 – Залежність ККД від витрати відбору

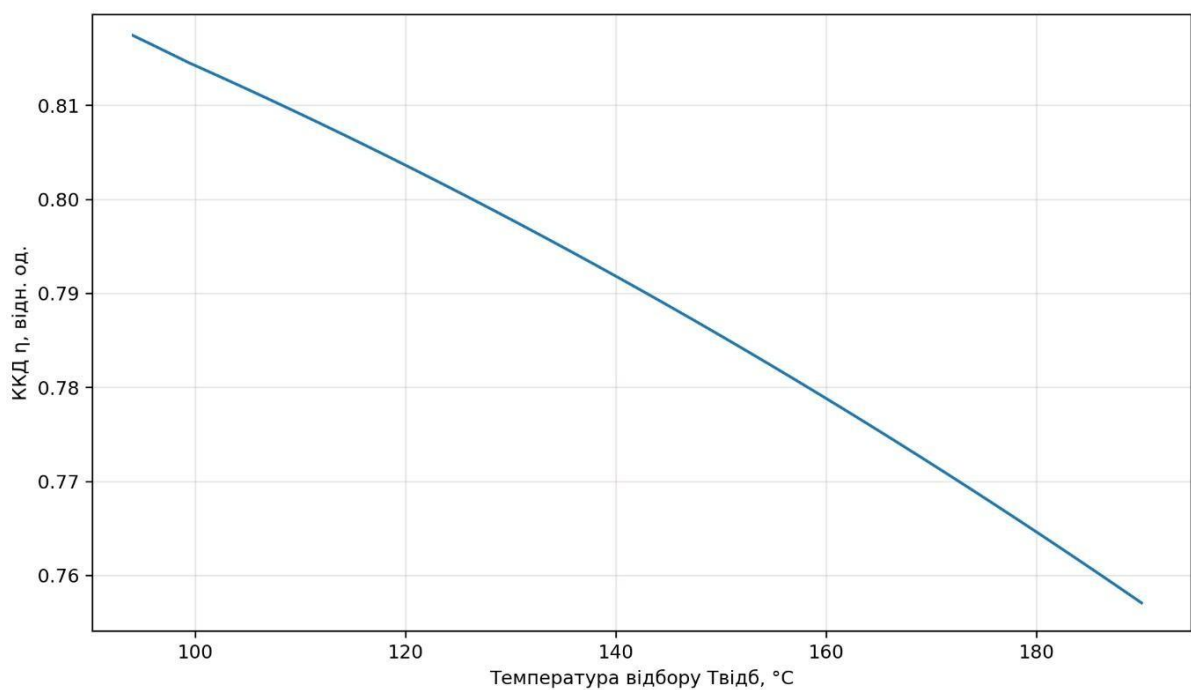


Рисунок В11 – Залежність ККД від температури відбору

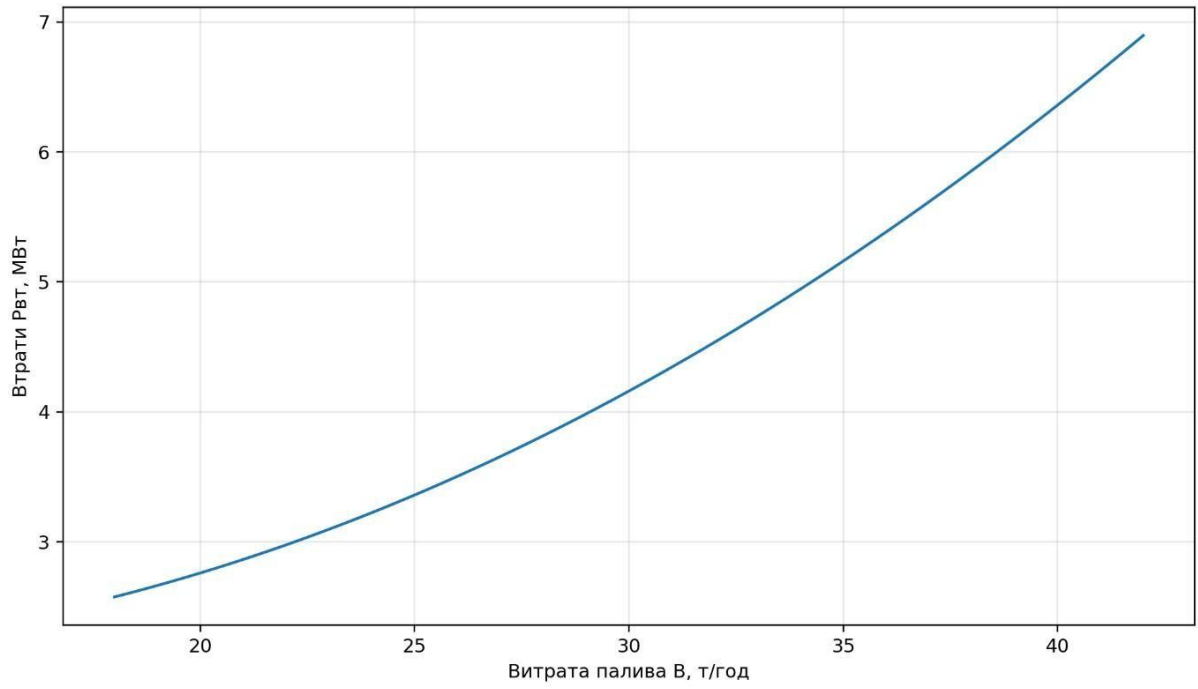


Рисунок В12 – Залежність втрат від витрати палива

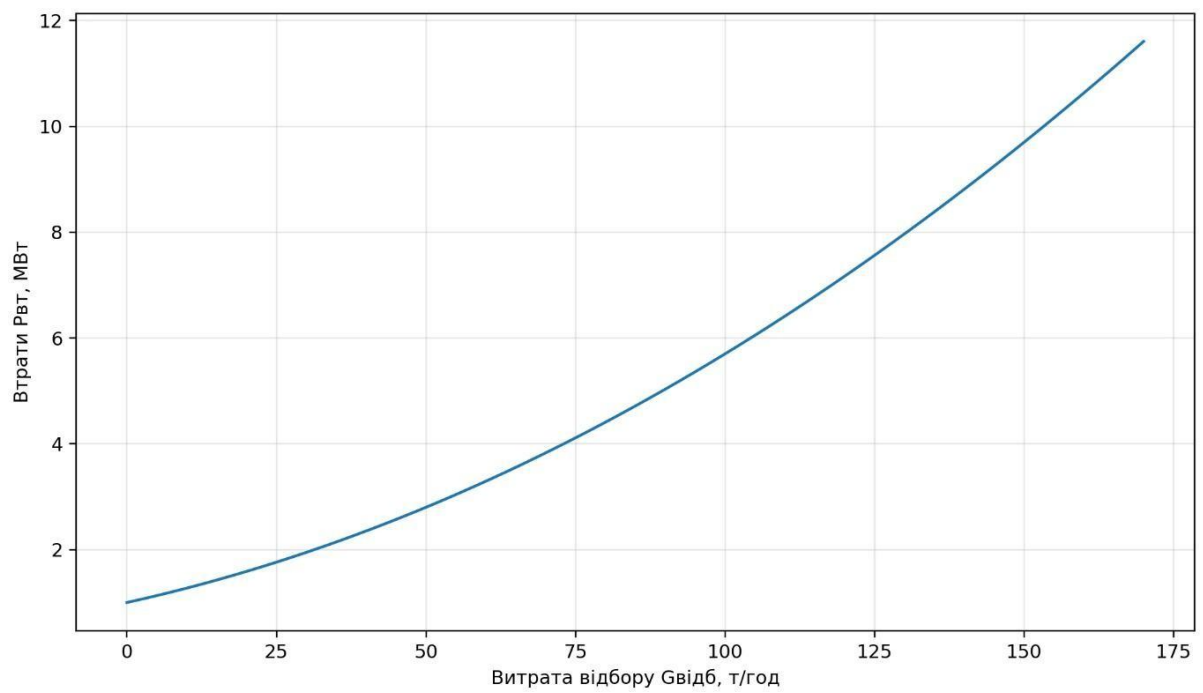


Рисунок В13 – Залежність втрат від витрати відбору

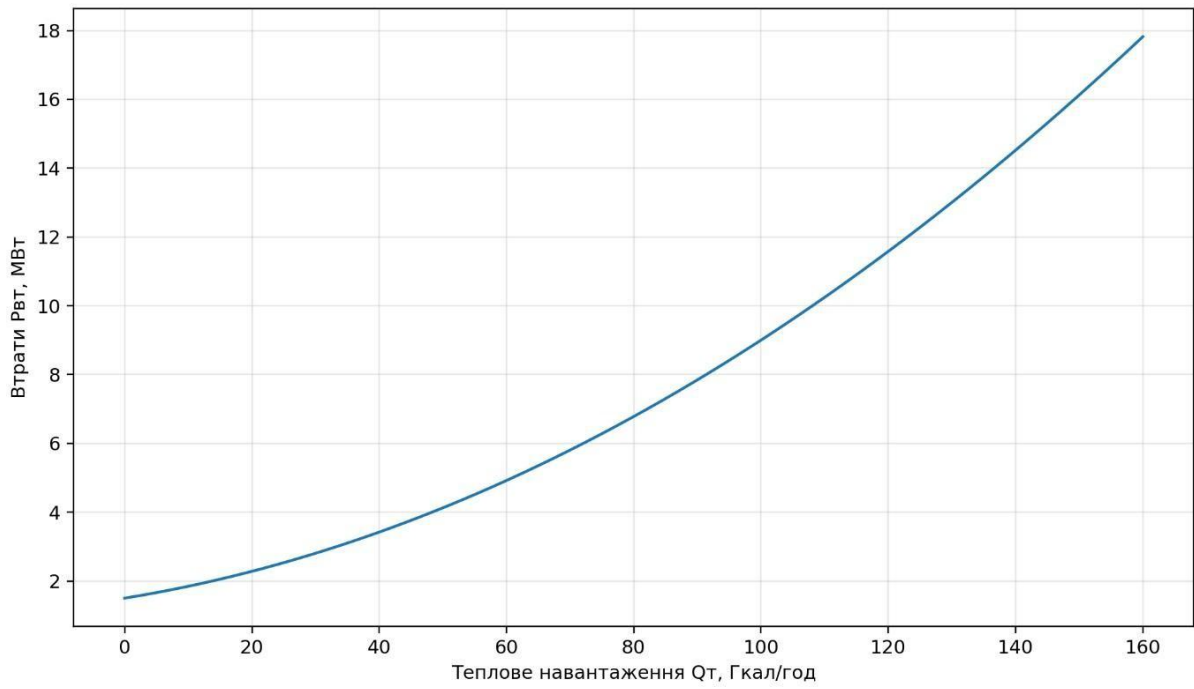


Рисунок В14 – Залежність втрат від теплового навантаження

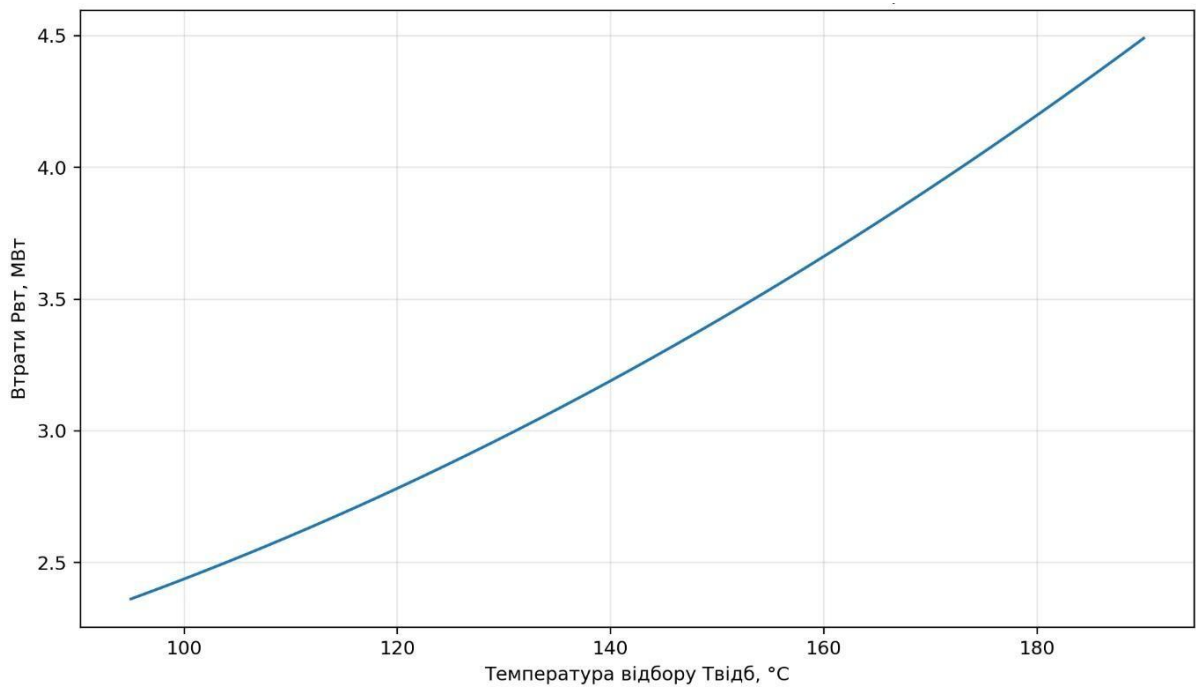


Рисунок В15 – Залежність втрат від температури відбору

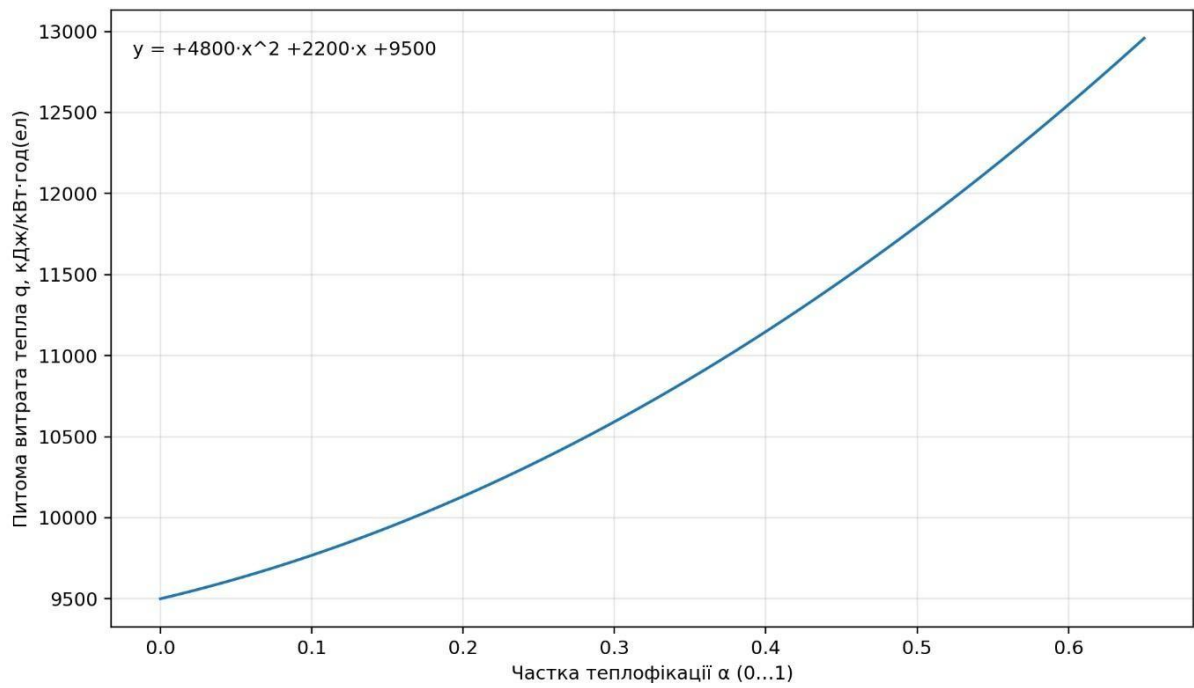


Рисунок В16 – Залежність питомої витрати тепла від частки теплофікації

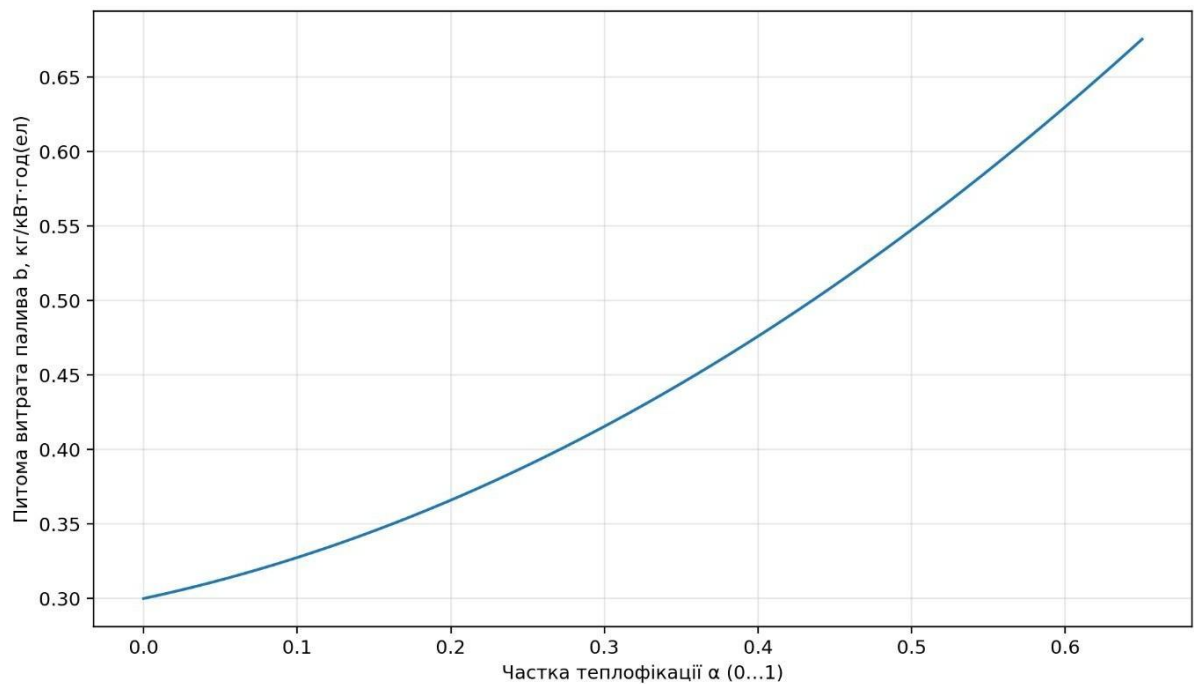


Рисунок В17 – Залежність питомої витрати палива від частки теплофікації

ТЕХНІЧНІ УМОВИ

ТУ У 40.10.10.100.014 2025

---

**КЕРУВАННЯ ПОКАЗНИКАМИ ЯКОСТІ  
ТЕПЛОФІКАЦІЙНИХ ТУРБІН ТЕЦ У ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМАХ**

---

Чинний від \_\_\_\_\_

**1 Сфера застосування**

Ці технічні умови (ТУ) встановлюють вимоги до систем керування показниками якості теплофікаційних парових турбін теплоелектроцентралей (ТЕЦ) у перехідних режимах роботи, зокрема під час пусків, зупинок, зміни електричного та теплового навантаження, аварійно-попереджувальних та регламентних переходів.

ТУ поширюються на теплофікаційні турбіни типу Т-100/120-130 та аналогічні за тепловою схемою, потужністю та призначенням, що експлуатуються у складі ТЕЦ з централізованими тепловими мережами.

**2 Нормативні посилання**

У цих ТУ використано посилання на такі нормативні документи:

ДСТУ EN 60034 – Машини електричні обертові

ДСТУ EN 61069 – Вимірювання, керування та автоматизація промислових процесів

ДСТУ 3273 – Надійність техніки. Терміни та визначення

ДСТУ ISO 14001 – Системи екологічного управління

ДСТУ ISO 9001 – Системи управління якістю

СОУ НАЕК та галузеві нормативи з експлуатації тепломеханічного обладнання

За користування цими ТУ доцільно перевіряти чинність нормативних документів.

### **3 Терміни та визначення**

У цих ТУ застосовуються такі основні терміни:

Перехідний режим – режим роботи турбіни, за якого основні параметри змінюються у часі між двома усталеними станами.

Показник якості – кількісна характеристика властивості турбіни або системи керування, що визначає ступінь її відповідності встановленим вимогам.

Комплексний показник якості – безрозмірна узагальнена оцінка, що враховує сукупність нормованих часткових показників якості з відповідними ваговими коефіцієнтами.

### **4 Загальні положення**

4.1 Система керування теплофікаційною турбіною у перехідних режимах повинна забезпечувати досягнення заданих значень електричної потужності, тиску відбору та температури мережевої води з урахуванням вимог до якості, безпеки та ресурсу обладнання.

4.2 Керування повинно здійснюватися на основі багатокритеріальної оптимізації з використанням комплексного показника якості.

4.3 Пріоритети керування допускається змінювати залежно від режиму роботи ТЕЦ (електричний, теплофікаційний, комбінований).

### **5 Показники якості та критерії керування**

#### **5.1 Перелік показників якості**

Комплексний показник якості  $I$  формується з таких часткових показників:

$J_{\text{як.еє}}$  – якість електроенергії;

$J_{\text{пал}}$  – питома витрата палива;

$J_{\text{дин}}$  – маневровість (динамічна якість);

$J_{\text{над}}$  – надійність;

$J_{\text{екол}}$  – екологічність;

$J_{\text{тепло}}$  – якість теплопостачання.

## 5.2 Формування комплексного показника

Комплексний показник якості визначається за формулою:

$$I = \sum(w_i \cdot J_i), i = 1 \dots 6,$$

де  $w_i$  – ваговий коефіцієнт показника  $J_i$ ,  $\sum w_i = 1$ .

## 5.3 Нормування показників

Часткові показники  $J_i$  повинні бути нормовані до інтервалу  $[0;1]$ .

Метод нормування встановлюється у проєктній документації системи керування.

## 6 Вимоги до системи керування у перехідних режимах

6.1 Час встановлення основних параметрів у перехідних режимах не повинен перевищувати значень, визначених у технологічному регламенті ТЕЦ.

6.2 Перерегулювання електричної потужності, тиску відбору та температури мережі повинно бути обмежене для запобігання аварійним та передаварійним станам.

6.3 Система керування повинна забезпечувати адаптацію параметрів регуляторів залежно від обраного критерію оптимізації (економічного, теплового, надійності або комплексного).

## 7 Вимоги до надійності та безпеки

7.1 Система керування повинна відповідати вимогам функціональної безпеки та забезпечувати безпечне переведення турбіни у захищений стан у разі відмов.

7.2 Коефіцієнт готовності системи керування повинен бути не нижче значень, установлених галузевими нормативами.

## **8 Екологічні вимоги**

8.1 Керування у перехідних режимах повинно мінімізувати перевищення нормативів викидів шкідливих речовин.

8.2 Перевага надається таким алгоритмам керування, що зменшують пікові паливні та теплові навантаження.

## **9 Вимоги до контролю та випробувань**

9.1 Перевірка відповідності цим ТУ здійснюється шляхом:

- розрахунково-аналітичної оцінки;
- імітаційного моделювання перехідних процесів;
- дослідно-промислових випробувань на об'єкті.

9.2 Під час випробувань повинні визначатися всі часткові та комплексні показники якості.

## **10 Маркування, зберігання та документація**

10.1 Проектна та експлуатаційна документація системи керування повинна містити опис алгоритмів оптимізації, критеріїв якості та методів їх оцінювання.

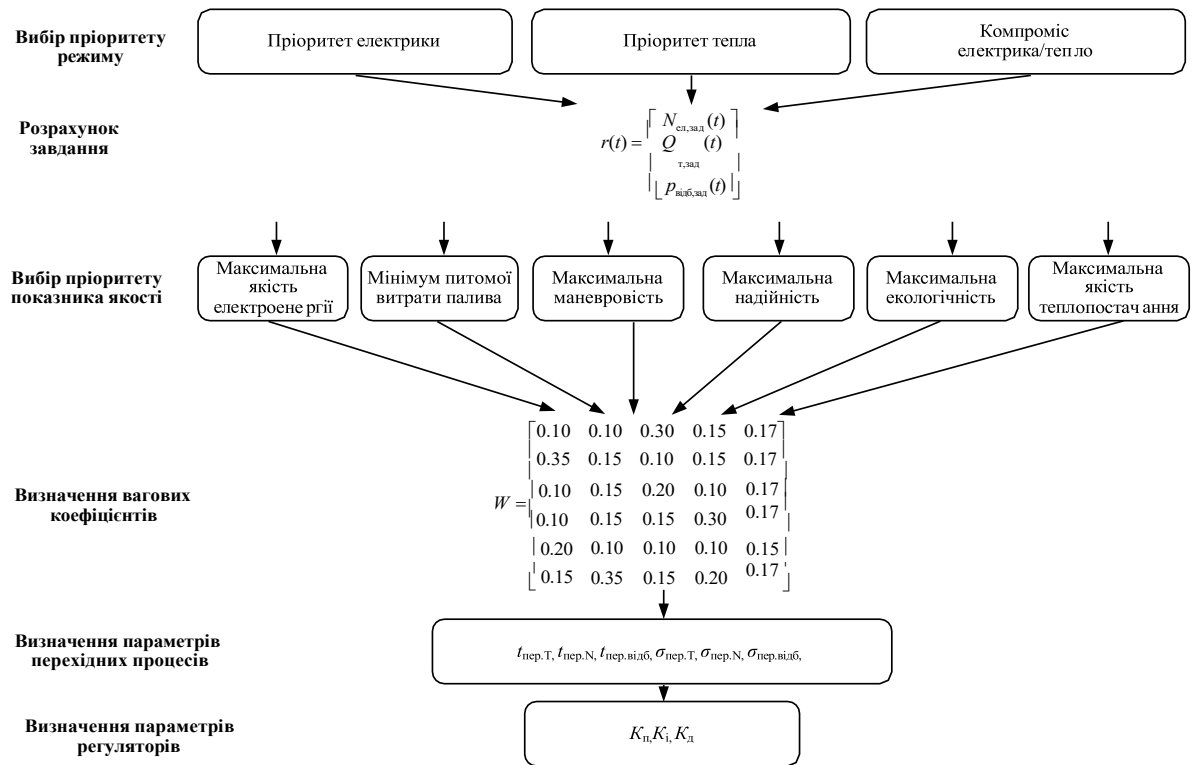
10.2 Документація зберігається відповідно до вимог чинних нормативних актів.

## **11 Гарантії виробника**

Виробник (розробник) системи керування гарантує відповідність системи вимогам цих ТУ за умови дотримання правил монтажу, налаштування та експлуатації.

# Додатки:

## Додаток 1 – структура системи керування



## ДОДАТОК Д. АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Т.в.о.директора Зміївської ТЕС

Курило П.І.

“ 14 ” 2020 р.

### АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів дисертаційних досліджень аспіранта кафедри автоматизації,  
метрології та енергоефективних технологій  
Української інженерно-педагогічної академії  
**Крамаренко Юрія Олександровича**

на Зміївській ТЕС

за темою:

**“Підвищення якості систем автоматизованого керування парових турбін  
ТЕС”.**

*Підстава:* договір про співпрацю.\*

*Ухвалено комісією у складі:*

*Голова комісії:*

Начальник виробничо-технічного відділу Корчинський Олександр Олегович

*Члени комісії:*

1. Заступник начальника цеху теплової автоматики та вимірювань  
Коломієць Костянтин Валентинович

2. Провідний інженер цеху наладки та випробувань  
Агафонов Євген Віталійович

Результати дисертаційних досліджень Крамаренко Юрія Олександровича в  
рамках науково-дослідної роботи мають практичну цінність при використанні на  
Зміївській ТЕС. Основні положення, які будуть використовуватись на Зміївській  
ТЕС складають:

1. Математичні моделі систем автоматичного керування паровими  
турбінами ТЕС, працюючих частково в режимі теплофікації.

2. Алгоритми роботи систем керування паровими турбінами ТЕС,  
працюючих частково в режимі теплофікації.

Запровадження вищезазначених результатів дозволяє підвищити  
економічність роботи енергоблоків шляхом зниження втрат енергії в парових  
турбінах при їх роботі в частково теплофікаційному режимі за рахунок  
оптимізації систем їх керування.

Голова комісії:

О.О. Корчинський

Члени комісії:

К.В. Коломієць

Є.В. Агафонов

ЗАТВЕРДЖУЮ



Перший проректор УІПА, кандидат  
технічних наук, доцент

 Петров С.В.

2023 202\_\_ р.

## АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів наукових досліджень дисертаційної роботи

**Крамаренко Юрія Олександровича**

в навчальному процесі Української інженерно-педагогічної академії

Комісія у складі: голови – декана факультету Енергетики і автоматизації, кандидата технічних наук, доцента Антоненко Н.С.; членів комісії – доктора технічних наук, професора, завідувача кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій Канюка Г.І., кандидата технічних наук, доцента кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій Мезері А.Ю. встановила, що результати наукових досліджень Крамаренко Ю.О. запровадженні в навчальному процесі УІПА у вигляді:

1. Лекційних занять з дисципліни “Автоматизовані системи керування технологічними процесами” за темою “Методи оптимізації систем керування теплофікаційними турбінами ТЕЦ”
2. Лекційних занять з дисципліни “Автоматизовані системи керування в теплоенергетиці” за темою “Сучасні методи підвищення ефективності теплофікаційних турбін ТЕЦ”
3. При виконанні курсових та дипломних проектів магістрів у галузі енергетики та автоматизації

### Голова комісії

Декан факультету Енергетики і автоматизації  
кандидат технічних наук, доцент

 Наталія АНТОНЕНКО

### Члени комісії

Доктор технічних наук,  
професор  
Кандидат технічних наук,  
доцент

 Геннадій КАНЮК

 Андрій МЕЗЕРЯ

Онлайн сервіс створення та перевірки кваліфікованого та удосконаленого електронного підпису

ПРОТОКОЛ  
створення та перевірки кваліфікованого та удосконаленого електронного підпису

Дата та час: 21:28:53 15.03.2026

Назва файлу з підписом: Дисертація Крамаренко.pdf.asice  
Розмір файлу з підписом: 4.4 МБ

Перевірені файли:  
Назва файлу без підпису: Дисертація Крамаренко.pdf  
Розмір файлу без підпису: 5.5 МБ

Результат перевірки підпису: Підпис створено та перевірено успішно. Цілісність даних підтверджено

Підписувач: КРАМАРЕНКО ЮРІЙ ОЛЕКСАНДРОВИЧ  
П.І.Б.: КРАМАРЕНКО ЮРІЙ ОЛЕКСАНДРОВИЧ  
Країна: Україна  
РНОКПП: 3519006233  
Організація (установа): ФІЗИЧНА ОСОБА  
Час підпису (підтверджено кваліфікованою позначкою часу для підпису від Надавача): 21:28:47  
15.03.2026  
Сертифікат виданий: КНЕДП АЦСК АТ КБ "ПРИВАТБАНК"  
Серійний номер: 5E984D526F82F38F040000005A1214022E665607  
Алгоритм підпису: ДСТУ 4145  
Тип підпису: Удосконалений  
Тип контейнера: Підпис та дані в архіві (розширений) (ASiC-E)  
Формат підпису: З повними даними для перевірки (XAdES-B-LT)  
Сертифікат: Кваліфікований

Версія від: 2025.08.25 13:00