

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

НАСИРОВ СЕРГІЙ ВОЛОДИМИРОВИЧ

УДК 621.311.21:681.5

ДИСЕРТАЦІЯ

**УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ
ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ СТАНЦІЙ ШЛЯХОМ СИНТЕЗУ
ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ**

Спеціальність 152 Метрологія та інформаційно-вимірювальна техніка.

(Галузь знань 15 Автоматизація та приладобудування)

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

_____ Насиров С.В.

Науковий керівник: Князева Вікторія Миколаївна, кандидат технічних наук

Харків – 2026

АНОТАЦІЯ

Насиров С. В. Удосконалення методів підвищення якості газоперекачувальних станцій шляхом синтезу енергоефективних систем керування – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії з галузі знань 15 Автоматизація та приладобудування за спеціальністю 152 Метрологія та інформаційно-вимірвальна техніка. – Харківський національний університет імені В.Н.Каразіна Міністерства освіти і науки України, Харків, 2026.

Дисертаційна робота виконувалася впродовж 2022-2025 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».

У дисертаційній роботі розвинуто підхід до розв'язання актуальної науково-технічної проблеми, що полягає у підвищенні показників якості роботи компресорних установок газоперекачувальних станцій шляхом забезпечення оптимальних та енергоефективних режимів їх функціонування як у сталих, так і в перехідних процесах за нормальних умов експлуатації. Досягнення поставленої мети дозволяє істотно поліпшити ключові характеристики компресорного обладнання – передусім економічність та енергоефективність – завдяки зменшенню енергетичних втрат у глибинних насосах і підвищенню рівня енерго- та ресурсозбереження газоперекачувальних станцій.

Основним вектором досліджень є удосконалення методів підвищення якості роботи газоперекачувальних станцій шляхом впровадження енергоефективних принципів керування, зокрема розроблення наукових методів і технічних рішень, що можуть становити основу для формування

енергоощадних алгоритмів керування, спрямованих на суттєве підвищення енергоефективності при транспортуванні газу.

Мета дослідження. Полягає в підвищенні показників якості компресорних установок газоперекачувальних станцій шляхом удосконалення систем керування, які забезпечують мінімальні втрати енергії в компресорних станціях в нормальних режимах експлуатації.

Об'єкт дослідження: процеси підвищення показників якості роботи компресорних установок газоперекачувальних станцій в нормальних режимах експлуатації.

Предмет дослідження: наукові методи, нормативне забезпечення і технічні засоби підвищення показників якості роботи компресорних установок газоперекачувальних станцій.

Методи дослідження. Методи, які використовуються в дослідженні: аналіз та синтез математичних моделей газоперекачувальних агрегатів (використання динамічних моделей другого порядку, моделей газотурбінного приводу, а також лінеаризованих моделей у робочій точці; методи системного аналізу та ідентифікації параметрів (дослідження взаємодії газодинамічних, механічних і теплотехнічних підсистем компресорної установки, оцінка впливу зношування, зміни геометрії проточної частини та режимних параметрів на якість регулювання; оптимізаційні методи синтезу регуляторів (мінімізація інтегральних критеріїв якості, енергетично орієнтована оптимізація за питомими енерговитратами та паливною економічністю приводу, градієнтні методи для пошуку оптимальних параметрів ПІД- та адаптивних регуляторів); моделювання перехідних процесів у середовищах MATLAB/Simulink (імітаційне моделювання стійкості, динаміки та енерговитрат для різних типів регуляторів і конфігурацій систем керування; методи експериментальної верифікації (порівняння результатів моделювання з експлуатаційними даними газоперекачувальних станцій (змiнами тиску, витрати, частоти обертання, паливних витрат), оцінка точності моделей і

коректності запропонованого підходу)

Наукова новизна одержаних результатів.

Основні наукові результати досліджень складають:

1. Удосконалено комплексний критерій якості роботи газоперекачувальних станцій на основі інтеграції енергетичних і технічних показників якості компресорного агрегату та динамічних інтегральних показників якості системи керування, зі змінними ваговими коефіцієнтами, що дає можливість використовувати його як основний критерій оптимальності в різних умовах експлуатації.

2. Набули подальшого розвитку методи підвищення якості роботи газоперекачувальних станцій шляхом оптимізації систем автоматичного керування та синтезу ефективних регуляторів, які працюють за критерієм максимальної енергоефективності, що дає можливість забезпечити високі показники якості в процесі експлуатації.

3. Набули подальшого розвитку математичні моделі систем автоматичного керування компресорними установками газоперекачувальних станцій в нормальних режимах експлуатації шляхом інтеграції моделей компресору з енергетичними характеристиками приводу та реальними нелінійностями (насичення приводу, обмеження витрати палива), що підвищує точність визначення та аналізу показники якості роботи станцій.

4. Вперше розроблено структуру системи автоматичного керування компресорними установками газоперекачувальних станцій, яка має еталонну математичну модель та працює за критерієм максимальної енергоефективності, що дозволяє в режимі реального часу підлаштовувати свої параметри при зміні внутрішніх параметрів компресорів та параметрів навколишнього середовища і за рахунок цього забезпечувати високі показники якості.

У *вступі* наведено загальну характеристику дисертаційного дослідження, його актуальність, відповідність науковим темам, визначено

наукову новизну та практичне значення результатів дисертації, а також предмет та об'єкт дослідження, сформульовано мету та задачі наукового дослідження, показано зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами, наведено дані про апробацію результатів та публікації.

У *першому розділі* здійснено комплексний аналіз показників якості газотранспортної системи України та факторів, що формують ефективність її роботи у сучасних умовах функціонування енергетичної інфраструктури. Наведено систематизований огляд технічного стану, пропускної здатності та експлуатаційного потенціалу газотранспортної системи, що включає магістральні газопроводи, компресорні станції та підземні газосховища. Особливу увагу приділено аналізу ролі газоперекачувальних станцій (ГПС) у забезпеченні стабільності транспортування природного газу та підтриманні необхідних параметрів тиску та витрати в магістральній мережі.

Розглянуто історичні особливості її формування, сучасні тенденції модернізації, технічні характеристики магістральних газопроводів, а також оцінено основні виклики, пов'язані зі зміною газових потоків, зростанням вимог до енергоефективності та забезпеченням надійності поставок. Визначено стратегічне значення ГТС не лише в контексті внутрішнього газопостачання, а й у рамках транзитного потенціалу держави.

Наведено принципи роботи газоперекачувальних агрегатів, що становлять основу функціонування газоперекачувальних станцій. Детально розглянуто конструкцію і функції газотурбінних, електропривідних та поршневих компресорних агрегатів, механізми стискання газу, перетворення енергії та взаємодію основних вузлів у складі ГПС. Представлено особливості регулювання робочих параметрів, а також ключові технічні обмеження, що впливають на якість роботи компресорних установок.

Проведено аналіз впливу компресорних установок на показники якості газоперекачувальних станцій та визначенню оптимальних режимних параметрів газоперекачувальних агрегатів. Розглянуто взаємозв'язки між

продуктивністю компресора, його енергоефективністю, стабільністю перехідних процесів та рівнем втрат енергії в технологічному циклі транспортування газу. Проаналізовано критерії, за якими визначається оптимальна робоча точка ГПА, зокрема напір, витрата, ККД, питомі енерговитрати та віддаленість від помпажної межі.

Проведено структурний аналіз показників якості газоперекачувальних станцій. До системи показників віднесено енергетичні, технічні, експлуатаційні, екологічні та динамічні критерії оцінки роботи ГПС. Окреслено взаємозалежності між окремими групами показників та їх вплив на загальну ефективність системи. Наведено характеристику таких ключових параметрів, як енергоефективність агрегатів, стійкість до збурень, стабільність робочих режимів, рівень автоматизації та надійність обладнання.

Проведено аналіз можливих шляхів підвищення показників якості газоперекачувальних станцій. Розглянуто інженерні, технологічні та організаційні підходи до підвищення ККД компресорів, зниження енергетичних втрат, впровадження систем адаптивного та оптимального керування, модернізації обладнання, а також переходу до енергозберігаючих технологій. Окрему увагу приділено ролі частотно-регульованих приводів, інтелектуальних систем керування та методів прогнозової діагностики.

Виконано аналіз нормативно-технічних документів, що регламентують вимоги до показників якості газоперекачувальних станцій. Узагальнено основні положення українських та міжнародних стандартів, технічних регламентів і правил експлуатації, що визначають вимоги до технологічної безпеки, енергоефективності, екологічної відповідності та надійності роботи газоперекачувальних агрегатів. Показано значення нормативної бази для формування нових вимог до систем керування та модернізації існуючої інфраструктури.

У *другому розділі* проведено теоретичні дослідження, спрямовані на формування математичного апарату для моделювання роботи

газоперекачувальних агрегатів та систем їх автоматичного керування. Розділ охоплює побудову моделей сталих і несталих режимів роботи компресорних установок, формування інтегральних показників якості, а також створення узагальненої динамічної моделі, що дозволяє проводити аналіз стійкості, адаптивності та енергоефективності системи в широкому діапазоні експлуатаційних умов.

Сформовано математичну модель показників якості компресорних установок, яка враховує основні технічні характеристики газоперекачувальних агрегатів: подачу, напір, ККД, питомі енерговитрати, стабільність режимів. Модель дозволяє кількісно оцінювати енергетичну ефективність ГПА, а також визначати вплив зовнішніх та внутрішніх збурень на якість функціонування компресорних установок. У межах цієї моделі сформовано узагальнений комплексний критерій якості, який інтегрує енергетичні, технічні та динамічні показники.

Виконано математичне моделювання сталих режимів роботи газоперекачувальних агрегатів. Здійснено опис компресорної характеристики у вигляді залежностей напору від витрати, умов навантаження та частоти обертання приводу. Визначено рівняння балансу потужності та технологічні обмеження на роботу ГПА у сталих режимах. Показано, що коректне моделювання сталих режимів є необхідною основою для оптимізації робочої точки агрегату та мінімізації енергетичних втрат у газотранспортному процесі.

Виконано математичне моделювання системи керування газоперекачувальними агрегатами. Наведено структуру класичної системи автоматичного керування, що включає регулятор тиску або витрати, виконавчі механізми, датчики та зворотні зв'язки. Представлено моделі ПІД-регуляторів та адаптивних алгоритмів, які враховують нелінійності компресорних характеристик, інерційність газодинамічних процесів та вплив затримок у каналах керування. Розглянуто методи оптимізації параметрів регулятора відповідно до інтегральних критеріїв якості, що дозволяє забезпечити

швидкодію, точність та стійкість системи керування.

Сформовано загальну динамічну модель газоперекачувального агрегату, яка поєднує моделі компресора, приводу, газодинамічних процесів у повітроводах, а також елементи системи автоматичного керування. Модель представлена у вигляді системи диференціальних рівнянь, що описують динамічні властивості агрегату у перехідних режимах. Такий підхід дозволяє досліджувати реакцію ГПА на різні типи збурень, оцінювати стійкість роботи, проводити лінеаризацію в робочих точках та застосовувати сучасні методи оптимального керування.

Виконано математичне моделювання нестійкості роботи компресора. На основі цієї моделі визначено умови виникнення нестійкості та методи її попередження шляхом оптимізації регулювання та переналаштування системи керування.

В *третьому розділі* представлено комплекс науково-обґрунтованих підходів до синтезу ефективних систем керування, спрямованих на підвищення показників якості газоперекачувальних станцій. Розділ охоплює аналіз функціональних задач систем регулювання, моделювання енергетичних процесів у компресорних агрегатах, розроблення лінеаризованих моделей для синтезу регуляторів, а також оптимізацію параметрів керування з метою забезпечення мінімізації енергетичних втрат і покращення загальної ефективності роботи ГПС.

Виконано аналіз функцій та задач систем керування газоперекачувальними станціями. Розглянуто структуру контурів керування, роль основних вузлів систем автоматизації у підтриманні технологічних параметрів, а також взаємозв'язок між якістю регулювання та енергетичною ефективністю компресорних установок.

Сформульовано загальний принцип підвищення показників якості газоперекачувальних станцій шляхом застосування енергоефективного керування. Визначено основні критерії ефективності, серед яких мінімізація

енерговитрат, оптимізація робочої точки за напірно-витратною характеристикою, зменшення амплітуди коливань тиску, підвищення ККД та забезпечення стійкості роботи агрегату в усіх режимах. Показано, що реалізація принципу енергозбереження можлива за умов коректної побудови моделі компресора, адаптивного налаштування регуляторів і впровадження оптимізаційних алгоритмів керування.

Виконано моделювання втрат енергії у компресорі. Розглянуто загальний енергетичний баланс як на одиницю маси газу, так і у формі потужнісного представлення. Визначено основні види втрат – гідравлічні, механічні, термодинамічні, об'ємні та швидкісні. Окремо представлено ексергійний підхід до аналізу втрат, який дозволяє розглядати їх з точки зору необоротності процесів та ефективності перетворення енергії. Наведено методи чисельної оцінки втрат, що включають використання експериментальних характеристик компресорів, моделі робочого циклу та залежностей, отриманих шляхом регресійного аналізу.

Сформовано функціонал, який дозволяє кількісно оцінювати втрати енергії та визначати оптимальні керуючі дії, що забезпечують їх зниження. Застосовано методи варіаційної оптимізації, оптимізацію за інтегральними критеріями якості.

Розроблено лінеаризовану математичну модель системи керування компресором, призначену для синтезу оптимальних регуляторів. Проведено лінеаризацію нелінійної моделі ГПА у робочій точці з урахуванням напірно-витратних характеристик, динаміки приводу та газодинамічних процесів у нагнітальному тракті. Представлено матричне описання системи у формі станів, що дозволяє застосовувати методи сучасної теорії керування для проєктування оптимальних регуляторів.

Наведено алгоритми оптимізації параметрів регулятора. Використано критерії швидкодії, мінімального перерегулювання, енергетичної ефективності та стійкості системи. Описано методи автоматичного

налаштування ПД-регуляторів, адаптивних алгоритмів, а також методи чисельної оптимізації параметрів регулювання на основі локальних і глобальних оптимізаційних процедур.

Виконано синтез структури енергозберігаючої системи керування компресором. Розроблена структура інтегрує результати моделювання та оптимізації, забезпечує побудову системи регулювання, яка мінімізує енерговитрати, забезпечує стійку роботу у всіх режимах і зменшує навантаження на компресорний агрегат. Показано, що така система здатна адаптуватися до зміни характеристик компресора в процесі експлуатації та підтримувати його роботу в зоні максимального ККД.

Четвертий розділ присвячено аналізу результатів експериментальних досліджень роботи газоперекачувальних станцій та систем їх керування з метою визначення практичних резервів підвищення показників якості, в тому числі, енергоефективності. У розділі наведено результати аналізу експериментальних даних, оптимізації регуляторів, синтезу систем керування компресорними установками, а також розрахунок комплексних показників якості, що дозволяють кількісно оцінити ефективність впроваджених рішень.

Проведено аналіз впливу робочої точки компресорного агрегату, частоти обертання приводу, тиску на вході і виході, а також структури перехідних процесів на енергетичні та технічні показники станції. Показано, що коректне визначення оптимальних режимів забезпечує мінімізацію втрат енергії, стабільність роботи та збільшення пропускну здатності газотранспортної системи.

Виконано синтез регулятора системи керування. Показано методику налаштування параметрів ПД-регулятора відповідно до інтегральних критеріїв якості, що дозволяє підвищити точність регулювання, зменшити коливання тиску та прискорити перехідні процеси. Проаналізовано вплив зміни параметрів регулятора на стійкість системи, швидкодію та енергоефективність роботи агрегату.

Виконано синтез системи керування компресорною установкою з електроприводом. Розглянуто структуру системи автоматичного керування із застосуванням частотного перетворювача, що забезпечує плавне регулювання частоти обертання електродвигуна, адаптацію до зміни навантаження та мінімізацію втрат енергії. Визначено оптимальні принципи побудови контурів керування, зворотних зв'язків і фільтрації сигналів для забезпечення стабільної роботи компресора в усіх режимах.

Виявлено резерви енергозбереження при частотному керуванні електроприводом. Наведено аналіз залежності споживаної потужності від частоти обертання, що дозволяє встановити значні резерви зниження енерговитрат при роботі в часткових режимах. Показано, що застосування інтелектуальних алгоритмів регулювання дозволяє додатково зменшити споживання електроенергії та підвищити ресурс обладнання завдяки зниженню механічних навантажень.

Проведено розрахунок показників якості компресорної станції, що визначаються режимами її роботи, зокрема продуктивності, стабільності тиску, пропускної здатності, питомих енерговитрат, втрат потужності у приводі. Здійснено порівняння роботи станції в неоптимальних та оптимізованих режимах, що дозволяє оцінити реальний ефект від удосконалення системи керування.

Проведено розрахунок загального комплексного показника якості, що інтегрує динамічні, енергетичні, технічні та експлуатаційні параметри роботи компресорної станції. Сформовано методикку визначення цього показника на основі нормалізації, вагових коефіцієнтів та узагальнених критеріїв якості. Отримані результати дозволяють об'єктивно оцінити рівень ефективності роботи станції після впровадження оптимізаційних заходів та визначити додаткові резерви енергозбереження.

Розроблено проєкт технічних умов «Забезпечення високих показників якості роботи газоперекачувальних станцій при їх автоматизованому

керуванні».

Результати досліджень можуть бути впровадженні в автоматизованих системах керування компресорними установками газоперекачувальних станцій.

Отримані в роботі нові наукові результати використовуються в навчальному процесі Харківського національного університету імені В.Н.Каразіна, Навчально-науковий інститут «Української інженерно-педагогічної академії» 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 13 наукових працях, у тому числі у 4 статтях у наукових фахових виданнях, апробаційного характеру опубліковано 9 тези доповідей в збірниках конференцій.

Ключові слова: показники якості, енергоефективність, магістральні газопроводи, компресорні станції, оптимальне управління, економічність, техніко-економічні показники, енергозбереження, оптимізація, нормативне забезпечення, кваліметричні методи

ABSTRACT

Nasyrov S. V. Improving methods for improving the quality of gas pumping stations 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 specialty 152 Metrology and Information and Measuring Technology. Quality, Standardization and Certification (15 Automation and Instrumentation). 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 workFN-21-05 "Development of algorithms and structures of energy-saving automated control systems for injection units of oil and gas pumping stations."

The dissertation work develops an approach to solving a pressing scientific and technical problem, which consists in increasing the quality of operation of compressor units of gas pumping stations by ensuring optimal and energy-efficient modes of their operation both in steady-state and transient processes under normal operating conditions. Achieving the set goal allows to significantly improve the key characteristics of compressor equipment - primarily economy and energy efficiency - by reducing energy losses in deep pumps and increasing the level of energy and resource conservation of gas pumping stations.

The main vector of research is the improvement of methods for improving the quality of gas pumping stations by implementing energy-efficient control principles, in particular, the development of scientific methods and technical solutions that can form the basis for the formation of energy-saving control algorithms aimed at significantly increasing energy efficiency in gas transportation.

Purpose of the study. It consists in increasing the quality indicators of compressor units of gas pumping stations by improving control systems that ensure minimal energy losses in compressor stations in normal operating modes.

Research object: processes for improving the performance of compressor units of gas pumping stations in normal operating modes.

Subject of research: scientific methods, regulatory support and technical means improving the performance of compressor units at gas pumping stations.

Research methods. Methods used in the study: analysis and synthesis of mathematical models of gas pumping units (use of second-order dynamic models, gas turbine drive models, as well as linearized models at the operating point; methods of system analysis and parameter identification (study of the interaction of gas-dynamic, mechanical and thermal subsystems of the compressor unit, assessment of the impact of wear, changes in the geometry of the flow part and

operating parameters on the quality of regulation; optimization methods for the synthesis of regulators (minimization of integral quality criteria, energy-oriented optimization by specific energy consumption and fuel efficiency of the drive, gradient methods for finding optimal parameters of PID and adaptive regulators); modeling of transient processes in MATLAB/Simulink environments (simulation modeling of stability, dynamics and energy consumption for different types of regulators and configurations of control systems; methods of experimental verification (comparison of modeling results with operational data of gas pumping stations (changes in pressure, flow rate, rotation frequency, fuel consumption), assessment of the accuracy of the models and the correctness of the proposed approach)

Scientific novelty of the results obtained.

The main scientific results of the research are:

1. An integrated quality criterion for the operation of gas compressor stations has been improved by combining the energy and technical quality indicators of the compressor unit with dynamic integral performance indices of the control system, using variable weighting factors. This enables the criterion to be used as a primary optimality criterion under nearly any operating conditions.

2. Methods for improving the operational quality of gas compressor stations have been further developed through optimization of automatic control systems and synthesis of effective controllers operating under the maximum energy-efficiency criterion, which makes it possible to ensure high quality performance during operation.

3. Mathematical models of automatic regulation systems for compressor units of gas compressor stations in normal operating modes have been further developed by integrating compressor models with the drive's energy characteristics and real nonlinearities (drive saturation, fuel flow limitations), which increases the accuracy of determining and analyzing the stations' quality performance indicators.

4. For the first time, a structure of an automatic control system for compressor

units of gas compressor stations has been developed that incorporates a reference mathematical model and operates under the maximum energy-efficiency criterion. This allows real-time adaptation of its parameters to changes in the internal parameters of compressors and environmental conditions, thereby ensuring high quality performance.

The first section provides a comprehensive analysis of the quality indicators of the gas transportation system of Ukraine and the factors that shape the efficiency of its operation in modern conditions of the functioning of the energy infrastructure. A systematic review of the technical condition, throughput and operational potential of the gas transportation system, which includes main gas pipelines, compressor stations and underground gas storage facilities, is presented. Particular attention is paid to the analysis of the role of gas pumping stations (GPS) in ensuring the stability of natural gas transportation and maintaining the necessary pressure and flow parameters in the main network.

The historical features of its formation, current modernization trends, technical characteristics of main gas pipelines are considered, and the main challenges associated with changing gas flows, increasing requirements for energy efficiency and ensuring the reliability of supplies are assessed. The strategic importance of the GTS is determined not only in the context of domestic gas supply, but also within the framework of the transit potential of the state.

The principles of operation of gas pumping units, which form the basis of the functioning of gas pumping stations, are presented. The design and functions of gas turbine, electric drive and piston compressor units, gas compression mechanisms, energy conversion and interaction of the main components in the GPS are considered in detail. The features of regulating operating parameters, as well as key technical limitations that affect the quality of compressor units, are presented.

The analysis of the influence of compressor units on the quality indicators of gas pumping stations and the determination of optimal operating parameters of gas pumping units was carried out. The relationships between the compressor

performance, its energy efficiency, the stability of transient processes and the level of energy losses in the technological cycle of gas transportation were considered. The criteria by which the optimal operating point of the gas pumping unit is determined, in particular, pressure, flow rate, efficiency, specific energy consumption and distance from the surge limit were analyzed.

A structural analysis of the quality indicators of gas pumping stations has been carried out. The system of indicators includes energy, technical, operational, environmental and dynamic criteria for assessing the operation of the gas pumping station. The interdependencies between individual groups of indicators and their impact on the overall efficiency of the system have been outlined. The characteristics of such key parameters as the energy efficiency of units, resistance to disturbances, stability of operating modes, the level of automation and reliability of equipment are given.

An analysis of possible ways to improve the quality of gas pumping stations was conducted. Engineering, technological and organizational approaches to increasing compressor efficiency, reducing energy losses, implementing adaptive and optimal control systems, upgrading equipment, and transitioning to energy-saving technologies were considered. Special attention was paid to the role of variable frequency drives, intelligent control systems, and predictive diagnostics methods.

The analysis of regulatory and technical documents regulating the requirements for quality indicators of gas pumping stations is carried out. The main provisions of Ukrainian and international standards, technical regulations and operating rules that determine the requirements for technological safety, energy efficiency, environmental compliance and reliability of gas pumping units are summarized. The significance of the regulatory framework for the formation of new requirements for control systems and modernization of existing infrastructure is shown.

In the second section, theoretical research is conducted aimed at forming a

mathematical apparatus for modeling the operation of gas pumping units and their automatic control systems. The section covers the construction of models of stable and unstable operating modes of compressor units, the formation of integral quality indicators, as well as the creation of a generalized dynamic model that allows analyzing the stability, adaptability and energy efficiency of the system in a wide range of operating conditions.

A mathematical model of compressor unit quality indicators has been formed, which takes into account the main technical characteristics of gas pumping units: flow, pressure, efficiency, specific energy consumption, stability of modes. The model allows for quantitative assessment of the energy efficiency of the gas pumping unit, as well as determining the impact of external and internal disturbances on the quality of compressor unit operation. Within the framework of this model, a generalized complex quality criterion has been formed, which integrates energy, technical and dynamic indicators.

Mathematical modeling of steady-state operating modes of gas pumping units has been performed. The compressor characteristic has been described in the form of head dependences on flow rate, load conditions and drive speed. The power balance equation and technological limitations on the operation of the gas pumping unit in steady-state modes have been determined. It has been shown that correct modeling of steady-state modes is a necessary basis for optimizing the operating point of the unit and minimizing energy losses in the gas transportation process.

Mathematical modeling of the gas pumping unit control system is performed. The structure of a classical automatic control system is presented, which includes a pressure or flow regulator, actuators, sensors and feedback. Models of PID controllers and adaptive algorithms are presented, which take into account the nonlinearities of compressor characteristics, the inertia of gas-dynamic processes and the influence of delays in control channels. Methods for optimizing the controller parameters according to integral quality criteria are considered, which allows ensuring the speed, accuracy and stability of the control system.

A general dynamic model of a gas pumping unit has been formed, which combines models of a compressor, a drive, gas-dynamic processes in air ducts, as well as elements of an automatic control system. The model is presented in the form of a system of differential equations that describe the dynamic properties of the unit in transient modes. This approach allows us to study the response of the gas pumping unit to various types of disturbances, assess the stability of operation, perform linearization at operating points, and apply modern methods of optimal control.

Mathematical modeling of compressor instability was performed. Based on this model, the conditions for instability occurrence and methods for its prevention were determined by optimizing the regulation and reconfiguration of the control system.

The third section presents a set of scientifically based approaches to the synthesis of effective control systems aimed at improving the quality indicators of gas pumping stations. The section covers the analysis of functional tasks of control systems, modeling of energy processes in compressor units, development of linearized models for the synthesis of regulators, as well as optimization of control parameters in order to minimize energy losses and improve the overall efficiency of the gas pumping station.

The functions and tasks of compressor station control systems are analyzed. The structure of control loops, the role of the main components of automation systems in maintaining technological parameters, as well as the relationship between the quality of control and the energy efficiency of compressor units are considered.

The general principle of improving the quality indicators of gas pumping stations by applying energy-saving control is formulated. The main efficiency criteria are determined, including minimization of energy consumption, optimization of the operating point according to the pressure-flow characteristic, reduction of the amplitude of pressure fluctuations, increase in efficiency and ensuring the stability of the unit in all modes. It is shown that the implementation of the energy-saving principle is possible under the conditions of correct construction

of the compressor model, adaptive adjustment of regulators and implementation of optimization control algorithms.

Modeling of energy losses in the compressor is performed. The overall energy balance is considered both per unit mass of gas and in the form of a power representation. The main types of losses are determined - hydraulic, mechanical, thermodynamic, volumetric and velocity. An exergy approach to the analysis of losses is separately presented, which allows them to be considered from the point of view of the irreversibility of processes and the efficiency of energy conversion. Methods for numerical estimation of losses are presented, which include the use of experimental characteristics of compressors, a working cycle model and dependencies obtained by regression analysis.

A functionality has been developed that allows for quantitative assessment of energy losses and determination of optimal control actions that ensure their reduction. Variational optimization methods and optimization by integral quality criteria have been applied.

A linearized mathematical model of the compressor control system has been developed, intended for the synthesis of optimal controllers. The nonlinear model of the HPA at the operating point has been linearized, taking into account the pressure-flow characteristics, drive dynamics, and gas-dynamic processes in the discharge tract. A matrix description of the system in the form of states has been presented, which allows the application of methods of modern control theory for the design of optimal controllers.

Algorithms for optimizing controller parameters are presented. The criteria of speed, minimum overshoot, energy efficiency, and system stability are used. Methods for automatic tuning of PID controllers, adaptive algorithms, and methods for numerical optimization of control parameters based on local and global optimization procedures are described.

The structure of an energy-saving compressor control system has been synthesized. The developed structure integrates the results of modeling and

optimization, provides for the construction of a control system that minimizes energy consumption, ensures stable operation in all modes and reduces the load on the compressor unit. It is shown that such a system is able to adapt to changes in the characteristics of the compressor during operation and maintain its operation in the zone of maximum efficiency.

The fourth section is devoted to experimental studies of the operation of gas pumping stations and their control systems in order to determine practical reserves for improving quality indicators, including energy efficiency. The section presents the results of experimental analysis, optimization of regulators, synthesis of compressor control systems, as well as the calculation of complex quality indicators that allow quantitatively assessing the effectiveness of the implemented solutions.

The influence of the compressor unit operating point, drive speed, inlet and outlet pressure, and the structure of transient processes on the energy and technical performance of the station has been analyzed. It has been shown that the correct determination of optimal modes ensures minimization of energy losses, stable operation, and increased throughput of the gas transportation system.

A parametric synthesis of the control system regulator has been performed. A method for setting the PID regulator parameters according to the integral quality criteria ISE, IAE and ITAE has been shown, which allows increasing the control accuracy, reducing pressure fluctuations and accelerating transient processes. The impact of changing the regulator parameters on the system stability, speed and energy efficiency of the unit has been analyzed.

The synthesis of a control system for an electric compressor unit has been performed. The structure of an automatic control system using a frequency converter has been considered, which provides smooth regulation of the electric motor speed, adaptation to load changes and minimization of energy losses. The optimal principles for constructing control loops, feedback and signal filtering to ensure stable compressor operation in all modes have been determined.

Energy saving reserves have been identified in frequency control of the

electric drive. An analysis of the dependence of power consumption on the rotation frequency has been presented, which allows establishing significant reserves for reducing energy consumption when operating in partial modes. It has been shown that the use of intelligent control algorithms allows for additional reduction of electricity consumption and increase the equipment resource due to reduced mechanical loads.

Algorithms for numerical search of optimal control parameters are presented, taking into account the technical limitations of the system and energy efficiency requirements.

The calculation of the quality indicators of the compressor station, which are determined by its operating modes, in particular productivity, pressure stability, throughput, specific energy consumption, power losses in the drive, was carried out. The operation of the station in non-optimal and optimized modes was compared, which allows us to assess the real effect of improving the control system.

A general complex quality indicator was calculated, integrating dynamic, energy, technical and operational parameters of the compressor station. A methodology for determining this indicator was developed based on normalization, weighting factors and generalized quality criteria. The results obtained allow an objective assessment of the level of efficiency of the station after the implementation of optimization measures and the identification of additional energy saving reserves.

A draft of technical specifications has been developed entitled 'Ensuring High Performance Indicators of Gas Compressor Stations under Automated Control.

The results of the research can be implemented in automated control systems for compressor units of gas pumping stations.

The new scientific results obtained in the work are used in the educational process of V.N. Karazin Kharkiv National University, Educational and Scientific Institute of the Ukrainian Engineering and Pedagogical Academy in the form of new additional sections in lecture courses on the disciplines: "Modern methods and algorithms of automatic control systems", "Automatic control systems of

technological processes".

The materials of the dissertation are sufficiently fully presented in 13 scientific works, including 4 articles in scientific professional publications, and 9 theses of reports of an approbatory nature have been published in conference proceedings.

Keywords: quality indicators, energy efficiency, gas pipelines, compressor stations, optimal management, efficiency, technical and economic indicators, energy saving, optimization, regulatory support.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

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

1. Князева В.М., **Насиров С.В.**, Малюта В.Є., Курільченко М.О., Колесник В.Б. Підвищення енергетичної ефективності транспортування газу шляхом оптимізації режимів роботи електроприводів. *Машинобудування*. 2023. №32. С.64-71 DOI: 10.32820/2079-1747-2023-32-64-71

2. Канюк Г.І., Мезеря А.Ю., Вітер В.С., Малюта В.Є., **Насиров С.В.** Аналіз показників якості електростанцій при модернізації. *Машинобудування*. 2024. №34. С.71-81. DOI: 10.26565/2079-1747-2024-34-07

3. Мезеря А.Ю. **Насиров С.В.** Аналіз нормативної бази забезпечення високих показників якості роботи газоперекачувальних станцій. *Машинобудування*. 2026. №36. С. 92-101.

DOI: <https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-36-09>

4. **Насиров С.В.**, Чирочкін Д.О. Підвищення показників якості роботи насосних та компресорних установок шляхом удосконалення систем управління. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: *Нові рішення у сучасних технологіях*. 2025. № 4 (26). С.3-8. DOI: 10.20998/2413-4295.2025.04.01

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

1. **Насиров С.В.**, Князева В.М. Впровадження енергозберігаючих технологій при реконструкції та модернізації компресорних станцій. «*An integrated approach to science modernization: methods, models and multidisciplinary*». V Міжнародна науково-практична конференція (ГО «Європейська наукова платформа», Вінниця, Україна та ТОВ «International Centre Corporate Management», Відень, Австрія, 23 грудня 2022 р.). С. 152-159. https://drive.google.com/file/d/1YIc-WkIMCBtv_w6i5_9ehzt5v24jNHwTm/view?usp=sharing

2. Nasirov S.V. Control of pumping installations of thermal and nuclear power plants on the basis of implementation of energy-saving supply. *LVII студентська наукова конференція Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків, 07-11 листопада, 2022 р.)*. Збірник тез доповідей за заг. ред. Г.С. Грінченко.: у 3-х т. Т.1. Харків, 2022. С 11. <https://science.uera.karazin.ua/zbirnik-tez-dopovidaj-lvii-studentskoj-naukovo-konferencii-uipa/>

3. Безпала П.Р., **Насиров С.В.** Роль автоматизації в забезпеченні ефективності вимірювання та контролю в метрології. *LVIII Науково–практична конференція здобувачів вищої освіти академії «Освіта та технології для розвитку суспільства» (м. Харків, 13-17 листопада 2023 р.)*. Збірник тез доповідей за заг. ред. Г.С. Грінченко.: у 3-х т. Т.1. Харків, 2023. С. 30. <https://science.uera.karazin.ua/materiali-lviii-naukovo-praktichnoj-konferencii-zdobuvachiv-vishhoj-osviti-akademii-osvita-ta-tehnologii-dlya-rozvitku-suspilstva/>

4. Поволоцька С.О., **Насиров С.В.** Захист від корозії свердловин, трубопроводів, обладнання та морських споруд у газовій промисловості. *Матеріали II Міжнародної науково-практичної конференції «Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення» (II_МНПК «ЯСМЗ») Quality, standardization and metrological equipment"(II_ISPC «QSME") (Харків, 14-15 березня 2023 р.)*. За заг. ред. д.т.н., проф. Р.М. Тріща, к.т.н., доц. Г.С. Грінченко. Харків: УПА, 2023. С. 91. <https://science.uera.karazin.ua/wp-content/uploads/2023/03/collection-of-abstracts-of-the-conference.pdf>

5. Chirochkin D.O., Tsvetkova-Kanyuk A.O., Kolesnik V.B., **Nasirov S.V.** Methodological basis of automated analysis of technical and economic indicators of production. *LIX Всеукраїнської науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти «Освіта та технології для розвитку суспільства»*. Тези ННІ «УПА» ХНУ імені В. Н. Каразіна, Харків, 2024. С. 33. <https://science.uera.karazin.ua/materiali-lix-vseukraïnskoj-naukovo-praktichnoj-konferencii-zdobuvachiv-vishhoj-osviti-osvita-ta-tehnologii-dlya-rozvitku-suspilstva/>

6. Maliuta V.E., Keleberda S.M., Chirochkin D.O., **Nasyrov S.V.** Analysis of

the influence of pump on the quality indicators of technological processes. *Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції «Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення» (III МНПК «ЯСМЗ») Quality, standardization and metrological equipment" (III ISPC «QSME»), (Харків, 28-29 січня 2025 р.)*. За заг. ред. к.т.н., доц. Г.С. Грінченко. Харків: ХНУ, 2025. С. 15. <https://zenodo.org/records/14933781>

7. **Насиров С.В.**, Князева В.М. Концепція побудови автоматизації шахтної компресорної станції з використанням комп'ютерних систем. *Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції «Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення» (III МНПК «ЯСМЗ») Quality, standardization and metrological equipment" (III ISPC «QSME»), (Харків, 28-29 січня 2025 р.)*. За заг. ред. к.т.н., доц. Г.С. Грінченко. Харків: ХНУ, 2025. С. 10. <https://zenodo.org/records/14933781>

8. Mezerya A., Fursova T., Blyznychenko A., **Nasyrov S.** Improving the quality of steam turbine control systems and their subsystems. *LVIII Всеукраїнська конференція науково-педагогічних працівників та аспірантів. Збірник тез доповідей*. Харків, 2025. С. 29. URI <https://ekhnuir.karazin.ua/handle/123456789/22452>

9. **Насиров С.**, Чирочкін Д. Вплив показників якості нагнітальних установок на ефективність їх роботи. *Нові та нетрадиційні технології в ресурсо- та енергозбереженні: матеріали Міжнародної науково-технічної конференції (м. Одеса, 9-10 грудня 2025 р.)* Одеса: Одеський національний морський університет, 2025. С. 123-124. <http://rp.onmu.org.ua/handle/123456789/5310>

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	30
ВСТУП	32
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ ГАЗОТРАНСПОРНОЇ СИСТЕМИ УКРАЇНИ.....	39
1.1. Загальний аналіз потенціалу газотранспортної системи України.....	40
1.2. Принцип роботи газоперекачувальних агрегатів.....	45
1.3. Аналіз впливу компресорних установок на показники якості газоперекачувальних станцій, та визначення оптимальних режимних параметрів газоперекачувальних агрегатів.....	49
1.4. Аналіз структури показників якості газоперекачувальних станцій.....	55
1.5. Аналіз шляхів підвищення показників якості газоперекачувальних станцій.....	58
1.6. Аналіз нормативних документів щодо забезпечення показників якості газоперекачувальних станцій.....	61
1.7. Висновки за розділом 1	67
РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ ТА СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ.....	69
2.1. Математична модель показників якості компресорних установок	69
2.2. Математичне моделювання сталих режимів газоперекачувальних агрегатів	71
2.2.1. Математичне моделювання вентиляторів системи повітряного охолодження	71
2.2.2. Математична модель ділянки газопроводу між двома компресорними станціями.....	74
2.2.3. Математичне моделювання відцентрового компресору.....	76
2.2.4. Математичне моделювання газової турбіни	79

2.3. Математичне моделювання системи керування газоперекачувальними агрегатами.....	83
2.3.1. Математичне моделювання електрогідравлічного виконавчого механізму	84
2.3.1.1. Математичне моделювання електрогідравлічного підсилювача	84
2.3.1.2. Математичне моделювання гідродвигуна.....	85
2.3.1.3. Математичне моделювання системи регулюючих клапанів	87
2.4. Загальна динамічна модель	90
2.4.1. Динаміка тиску у нагнітальному каналі	90
2.4.2. Рівняння динаміки валу.....	91
2.4.3. Зв'язок масової витрати з регулюючим клапаном	91
2.5. Математична модель нестабільності роботи компресору (дименсіональні рівняння – базова нелінійна модель)	92
2.6. Математичні моделі показників якості газоперекачувальних станцій.....	94
2.7. Висновки за розділом 2	98
РОЗДІЛ 3. СИНТЕЗ ЕФЕКТИВНИХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ З МЕТОЮ ПІДВИЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ СТАНЦІЙ.....	100
3.1. Аналіз функцій та задач систем регулювання компресорних станцій.....	100
3.2. Загальний принцип підвищення показників якості газоперекачувальних станцій шляхом енергозберігаючого керування	103
3.3. Моделювання втрат енергії в компресорі	107
3.3.1. Загальний енергетичний баланс (на одиницю маси або на потужність).....	107
3.3.2. Втрати за видами	108
3.3.3. Ексергійний підхід аналізу втрат	110
3.3.4. Чисельна оцінка втрат	110
3.4. Мінімізація функції енергетичних втрат в газоперекачувальних агрегатах	111

3.5. Розробка лінійаризованої математичної моделі для синтезу регулятора системи керування	114
3.5.1. Система станів і введення	115
3.5.2. Загальні (символічні) вирази для елементів матриць A та B	115
3.6. Оптимізація параметрів регулятора	117
3.7. Синтез структури енергозберігаючої системи керування компресором	120
3.8. Висновки за розділом 3	123
РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГАЗАПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ СТАНЦІЙ ТА ЇХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ...	124
4.1. Підвищення показників якості газоперекачувальних станцій шляхом оптимізації режимів їх роботи	124
4.2. Параметричний синтез регулятора	128
4.3. Синтез системи керування компресорною установкою з електропривідом	130
4.3.1. Синтез системи керування електроприводом компресорної установки	131
4.3.2. Дослідження коригувальних пристроїв	137
4.3.3. Резерви енергозбереження при частотному керуванні електроприводу	139
4.4. Розрахунок показників якості систем регулювання компресорних при оптимізації регуляторів	140
4.4.1. Оптимізація ПІД-регуляторів	140
4.4.2. Оптимізація ПІ-регуляторів	148
4.5. Розрахунок показників якості компресорної станції, які визначаються режимами їх роботи	151
4.6. Розрахунок загального показника якості	154
4.6. Висновки за розділом 4	155
ВИСНОВКИ	158
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	163
ДОДАТКИ	184
Додаток А. Список публікацій здобувача за темою дисертації	184

Додаток Б. Проєкт технічних умов.....	187
Додаток В. Характеристики ГТУ GTU-T16.....	192
Додаток Г. Акти впровадження	201

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ГТС	Газотранспортна система
ГПС	Газоперекачувальна станція
ККД	Коефіцієнт корисної дії
АСР	Автоматична система регулювання
АСУ	Автоматизована система управління
АСУТП	Автоматизована система управління технологічним процесом
ЄС	Євросоюз
КНТ	Компресор низького тиску
КВТ	Компресор високого тиску
ТНТ	Турбіна низького тиску
ТВТ	Турбіна високого тиску
СТ	Силова турбіна
ГПА	Газоперекачувальний агрегат
ГТУ	Газотурбінна установка
ККД	Коефіцієнт корисної дії
КС	Компресорна станція
ОК	Осьовий компресор
ВК	Відцентровий компресор
АПО	Агрегат повітряного охолодження
ВМД	Магніто-динамічні машини
СІ	Індекс якості компресору
MTBF	Години між відмовами
Avail	Доступність
Leak	Рівень витоків
Vib	Вібрація
Emis	Викиди
Mat	Матеріали / вік / стан
ВВ	Відцентрові вентилятори

МГ	Магістральний газопровід
ЕМП	Електромагнітний перетворювач
ППІ	Пристрій подання інформації
АСП	Автоматична система пожежогасіння
АРМД КС	Автоматизоване робоче місце диспетчера компресорної станції
ШЗС	Шафа загальностанційної сигналізації та управління
КАОС	Ключ аварійної зупинки станції
СЛТМ	Система лінійної телемеханіки
СУ	Стійка управління
ПФ	Передатна функція

ВСТУП

Актуальність теми

Газотранспортна система (ГТС) України – це дуже розгалужена мережа магістральних нафтопроводів та вузлових газоперекачувальних станцій, які забезпечують зберігання та транспортування газу. На сьогодні, газотранспортна система України займає друге місце за потужністю в Європі. Потужність ГТС України досить велика й в загальносвітовому масштабі. Газотранспортна система України входить до складу загальноєвропейської газової мережі. Потужність ГТС та її роль на світовому ринку транспортування природного газу висувають високі вимоги щодо показників якості її роботи.

З урахуванням геополітичної та інфраструктурної ситуації в Україні забезпечення безперебійної роботи магістральних газопроводів та станцій компримування має стратегічне значення – як у плані внутрішнього постачання, так і в плані транзиту газу. Підвищення якості роботи компресорів сприяє зниженню операційних витрат, що особливо важливо за умов обмеженого капіталу та підвищених ризиків.

Поширюються екологічні вимоги до викидів, що відповідають міжнародним зобов'язанням. Підвищення якості роботи компресорного обладнання дозволить відповідати міжнародним стандартам та призведе до зменшення вартості транспортування природного газу та підвищення конкурентоспроможності української ГТС.

При погіршенні якості компресора, наприклад, зниження аеродинамічної ефективності, збільшення втрат, робота поза оптимальним режимом – зростають витрати на енергію, паливо, знижується коефіцієнт корисної дії (ККД). Підвищення ефективності обладнання та системи в цілому дозволяє зменшити паливні/енергетичні витрати на одиницю газу, що перекачується.

Таким чином, питання підвищення показників якості роботи компресорів газоперекачувальних станцій, а саме показників

енергоефективності, є актуальним та своєчасним.

Мета і задачі дослідження. Мета дисертаційної роботи – удосконалення методів підвищення показників якості компресорних установок газоперекачувальних станцій шляхом впровадження систем керування, які забезпечують мінімальні втрати енергії в компресорних станціях в нормальних режимах експлуатації.

Для досягнення зазначеної мети поставлено такі наукові задачі:

1. Провести аналіз літературних джерел та існуючої нормативної бази щодо визначення та забезпечення високих показників якості роботи компресорних установок газоперекачувальних станцій та визначити шляхи підвищення цих показників.

2. Удосконалити математичні моделі систем автоматичного керування компресорних установок, виконати на їх основі аналіз показників якості та сформувані комплексні показники якості роботи компресорів для оцінювання ефективності алгоритмів керування

3. Провести дослідження показників якості компресорних установок в нормальних режимах експлуатації.

4. Провести аналіз експериментальних даних систем автоматичного керування компресорними установками в нормальних режимах експлуатації та виконати ідентифікацію математичних моделей.

5. Визначити діапазон можливого підвищення показників якості компресорних установок шляхом ефективного керування.

6. Виконати структурний синтез ефективних систем керування компресорними установками.

7. Розробити проєкт Технічних умов щодо забезпечення високих показників якості компресорних станцій при їх автоматизованому керуванні.

Об'єктом досліджень є процеси підвищення показників якості роботи компресорних установок газоперекачувальних станцій в нормальних режимах експлуатації.

Предметом досліджень є наукові методи, нормативне забезпечення і технічні засоби підвищення показників якості роботи компресорних установок газоперекачувальних станцій.

Методи дослідження. Методи, які використовуються в дослідженні: аналіз та синтез математичних моделей газоперекачувальних агрегатів (використання динамічних моделей другого порядку, моделей газотурбінного приводу, а також лінеаризованих моделей у робочій точці; методи системного аналізу та ідентифікації параметрів (дослідження взаємодії газодинамічних, механічних і теплотехнічних підсистем компресорної установки, оцінка впливу зношування, зміни геометрії проточної частини та режимних параметрів на якість регулювання); оптимізаційні методи синтезу регуляторів (мінімізація інтегральних критеріїв якості, енергетично орієнтована оптимізація за питомими енерговитратами та паливною економічністю приводу, градієнтні методи для пошуку оптимальних параметрів ПД- та адаптивних регуляторів); моделювання перехідних процесів у середовищах MATLAB/Simulink (імітаційне моделювання стійкості, динаміки та енерговитрат для різних типів регуляторів і конфігурацій систем керування); методи експериментальної верифікації (порівняння результатів моделювання з експлуатаційними даними газоперекачувальних станцій (змінami тиску, витрати, частоти обертання, паливних витрат), оцінка точності моделей і коректності запропонованого підходу).

Наукова новизна одержаних результатів.

Основні наукові результати досліджень складають:

1. Удосконалено комплексний критерій якості роботи газоперекачувальних станцій на основі інтеграції енергетичних і технічних показників якості компресорного агрегату та динамічних інтегральних показників якості системи керування, зі змінними ваговими коефіцієнтами, що дає можливість використовувати його як основний критерій оптимальності в різних умовах експлуатації.

2. Набули подальшого розвитку методи підвищення якості роботи газо-

перекачувальних станцій шляхом оптимізації систем автоматичного керування та синтезу ефективних регуляторів, які працюють за критерієм максимальної енергоефективності, що дає можливість забезпечити високі показники якості в процесі експлуатації.

3. Набули подальшого розвитку математичні моделі систем автоматичного керування компресорними установками газоперекачувальних станцій в нормальних режимах експлуатації шляхом інтеграції моделей компресору з енергетичними характеристиками приводу та реальними нелінійностями (насичення приводу, обмеження витрати палива), що підвищує точність визначення та аналізу показники якості роботи станцій.

4. Вперше розроблено структуру системи автоматичного керування компресорними установками газоперекачувальних станцій, яка має еталонну математичну модель та працює за критерієм максимальної енергоефективності, що дозволяє в режимі реального часу підлаштовувати свої параметри при зміні внутрішніх параметрів компресорів та параметрів навколишнього середовища і за рахунок цього забезпечувати високі показники якості.

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

1. Зменшення енергетичних витрат на транспортування газу за рахунок економії палива газотурбінних приводів на 3–7 % завдяки збільшенню точності регулювання та роботи в зоні максимального ККД.

2. Підвищення стабільності та швидкодії роботи ГПС за рахунок скорочення тривалості перехідних процесів, зменшення коливань тиску в магістралі та підвищення якості підтримання заданих параметрів.

3. Підвищення ресурсу обладнання за рахунок зниження вібраційних і динамічних навантажень на компресорні ступені і турбіну через зменшення амплітуди коливань.

4. Зниження ризику виникнення аварійних і передпомпажних режимів завдяки адаптивному стеженню за зміною властивостей газодинаміки та

оптимальному переміщенню робочої точки.

5. Можливість впровадження на реальних газоперекачувальних станціях завдяки тому, що запропоновані системи можуть бути реалізовані в існуючих АСУ ТП без повної заміни обладнання, шляхом модернізації алгоритмів керування та оновлення програмного забезпечення.

6. Загальне підвищення енергоефективності газотранспортної системи, зниження собівартості транспортування газу та зменшення викидів CO₂ за рахунок скорочення паливних витрат.

7. З метою практичної реалізації запропонованих рішень, розроблено проєкт технічних умов «Забезпечення високих показників якості роботи газоперекачувальних станцій при їх автоматизованому керуванні».

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 компресорних станцій, уточнені математичні моделі систем автоматичного керування компресорними установками газоперекачувальних станцій в нормальних режимах експлуатації, експериментальні характеристики компресорних установок газоперекачувальних станцій 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:

- LVII студентська наукова конференція Української інженерно-педагогічної академії. м. Харків, 07-11 листопада 2022 р.
- V Міжнародна науково-практична конференція «An integrated approach to science modernization: methods, models and multidisciplinary» 23 грудня 2022 року Відень, Австрія (ГО «Європейська наукова платформа»)
- II міжнародна науково-практична конференція «Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення», Харківський національний університет ім. В.Н. Каразіна. Харків-14-15 березня 2023 р.
- LVIII науково-практична конференція здобувачів вищої освіти академії «Освіта та технології для розвитку суспільства». м. Харків, УПА. 13-17 листопада 2023 р.

- LIX Всеукраїнська науково-практична конференція здобувачів вищої освіти «Освіта та технології для розвитку суспільства». – Харків, УПА, 2024 р.
- III міжнародна науково-практична конференція «Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення». Харківський національний університет ім. В.Н. Каразіна. Харків-28-29 січня 2025 р.
- LVIII Всеукраїнська конференція науково-педагогічних працівників та аспірантів. Харків, УПА – 2025 р.
- Міжнародна науково-технічна конференція «Нові та нетрадиційні технології в ресурсо- та енергозбереженні» м. Одеса, Одеський національний морський університет, 9-10 грудня 2025 р.

Публікації: За темою дисертаційної роботи опубліковано 13 наукових працях, серед них: 4 статті у фахових виданнях України, 9 тез доповідей на конференціях, в тому числі 5 на міжнародних.

Структура та обсяг дисертації: Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, загальних висновків, списку використаних літературних джерел, додатків. Загальний обсяг дисертації становить 203 сторінки, із них 130 сторінок основного тексту, 40 рисунків та 12 таблиць, з яких 2 на окремих сторінках, список використаних літературних джерел з 168 найменувань на 23 сторінках та додатки на 17 сторінках.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ ГАЗОТРАНСПОРНОЇ СИСТЕМИ УКРАЇНИ

В науковій літературі питання підвищення показників якості компресорних установок та газоперекачувальних станцій освітлено достатньо повно. Зазначається, що підвищення ефективності обладнання та системи в цілому дозволяє зменшити паливні (енергетичні) витрати на одиницю газу, що перекачується. [1]. При погіршенні якості компресора, наприклад зниження аеродинамічної ефективності, збільшення втрат, робота поза оптимальним режимом – зростають витрати на енергію, паливо, відбувається зниження ККД. При задовільній роботі компресора можна забезпечити заявлені параметри тиску, об'ємів, що є важливим для стійкої роботи магістральних газопроводів. Таким чином, підвищення якості дозволяє задовольняти зростаючий попит та підтримувати гнучкість експлуатації [1]. Якість палива-газу, склад, наявність домішок впливають працювати компресора (корозія, знос). Необхідні системні методи: як заміна устаткування, а й оптимізація управління, моніторинг стану, застосування сучасних алгоритмів аналізу даних [2]. Наприклад, одним із напрямків є застосування «online feedback optimization» та адаптивних моделей [3].

Увага приділяється показникам надійності обладнання газоперекачувальних станцій. В роботі [119] встановлені методики визначення цих показників та шляхи їх підвищення.

Велика увага вітчизняних та закордонних вчених приділяється системам керування елементами газоперекачувальних станцій. Розглядаються питання оптимізації ПІД-регуляторів. В роботі [4] визначаються оптимальні значення швидкості компресорних установок, які повинна забезпечувати система керування з метою отримання високих показників якості. Розглядаються питання енергозбереження в системах керування компресорними станціями та визначаються відповідні алгоритми керування [59], структури систем керування [62] та розумні системи керування, спрямовані на забезпечення

високих показників якості [63]. Удосконалюються загальні теорії оптимального керування [5]. Удосконалюється робота обладнання, що призводить до покращення технічних показників якості, а саме: підвищення показників надійності [122], екологічності [6] та експлуатаційних показників [7].

Проводяться дослідження та удосконалюються методи діагностування витоків з газопроводу на основі дослідження процесу розповсюдження збурень [8], що покращує показники екологічності. Особливу увагу приділяється питанню підвищення енергоефективності, який є одним з основних технічних показників якості. В роботі [9] наведено методичку визначення енергоефективності газоперекачувальних агрегатів в умовах компресорних станцій, в роботі [131] наведено методичку прогнозування нестационарних процесів в газотранспортних системах за умови їх неповного завантаження, що вкрай важливо як для надійності, так і для енергозбереження. Проводяться дослідження з питань підвищення ефективності роботи газоперекачувальних станцій шляхом оптимізації електроприводів [11]. Актуальність питання також підтверджується великою кількістю винаходів, спрямованих на підвищення якості шляхом удосконалення систем керування [52-55, 95-103]. Особлива увага приділяється удосконаленню систем керування як серед вітчизняних вчених [12, 13, 15-17, 19, 27-50, 80-83], так і серед закордонних [18, 24-26, 63-168].

На ряду з тим, бракує алгоритмів та методик визначення та підтримки режимів роботи компресорного обладнання, які б гарантовано забезпечували високі показники якості обладнання газоперекачувальних станцій. Відсутність відповідних методик та відповідних нормативних документів не дозволяє в повній мірі використовувати корисні наробки в практиці експлуатації.

1.1. Загальний аналіз потенціалу газотранспортної системи України

Газотранспортна система (ГТС) України – це дуже розгалужена мережа

магістральних нафтопроводів та вузлових газоперекачувальних станцій, які забезпечують зберігання та транспортування газу (рис. 1.1) [10, 20, 21]. Газотранспортна система поєднує технологічний процес від місць газовидобутку до кінцевого споживання. Будівництво газової системи для транспортування та зберігання газу почалося у 1924 році. Це трапилось після введення в експлуатацію Дашавського газового родовища, після чого відбулось будівництво та введення в експлуатацію газопроводу Дашава-Київ. На сьогодні, газотранспортна система України займає друге місце за потужністю в Європі [14, 22]. Потужність ГТС України досить велика й в загальносвітовому масштабі.



Рис. 1.1 – Газотранспортна система України

ГТС України здатна забезпечити безперервний транзит природного газу через територію країни до Центральної та Західної Європи. Газотранспортна система України входить до складу загальноєвропейської газової мережі. Вона з'єднана з ГТС Угорщини, Словаччини, Молдови, Польщі, Румунії.

Газотранспортна система України складається з магістральних газопроводів, розподільчих мереж, газосховищ, компресорних станцій та

станцій вимірювання параметрів газу (газовимірювальні станції) [22, 34].

ГТС «Укртрансгазу» складається з магістральних газопроводів загальною протяжністю 37,6 тис. км (майже довжина екватору Землі) в однопітквовому еквівалентному обчисленні. До її складу входить 71 компресорна станція, загальна потужність яких складає 5405 МВт. Пропускна здатність на кордоні України з країнами ЄС складає – 142,5 млрд м³ на рік [119, 122].

Газотранспортна система України складається з таких елементів [108, 109, 115]:

- газопроводи, які розділяються на магістральні, розподільні та газопроводи-перемички. Приймають участь у безпосередньому транспортуванні природного газу;

- підземні сховища газу, які служать ємностями, які забезпечують підтримку необхідного тиску в системі та стабілізаторами балансу транзит-споживання;

- газорозподільних станцій, які призначено для розподілу газу за нитками в залежності від графіків транзиту;

- газорегуляторних пунктів, які призначено для регулювання технологічних параметрів газотранспортної системи та окремих магістральних газопроводів;

- компресорних станцій, які призначено для безпосереднього створення необхідного тиску та підтримки бажаних обсягів транспортування газу;

- ділянок підводів та відводів.

Потужність ГПС України поведено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1. Потужність ГПС України

Назва ГПА	Номінальна потужність у станціонах умовах, МВт	Витрата паливного газу нм ³ /год	ККД, %	Кількість ГПА	Сумарна потужність ГПА, МВт	Сумарна витрата паливного газу тис. нм ³ /год
Центавр (С-304)	2,62	1080	25,0	3	7,86	3,2
ГТ-6-750	6	2575	24,0	3	18	7,7
ГТ-750-6 (регенеративний)	6	2290	27,0	35	210	80,2
ГПА-Ц-6,3 (НК-12СТ)	6,3	2595	25,0	48	302,4	124,6
ГПА-Ц-6,3-А	6,3	2160	30,0	20	126	43,2
ГПА-Ц-6,3-С	6,3	2070	31,3	22	138,6	45,5
ГТН-6	6,3	2702	24,0	44	277,2	118,9
ГПА-Ц-8А	8	2590	31,8	3	24	7,8
ГПА-10	10	3885	26,5	8	80	31,1
ГПА-10-01	10	3591	28,7	35	350	125,7
ГТК-10-2 (регенеративний)	10	3675	28,0	16	160	58,8
ГТК-10-4 (регенеративний)	10	3550	29,0	43	430	152,7
ГТК-10-АИ	10	4790	21,5	1	10	4,8
ГТК-10С	10	4790	21,5	2	20	9,6
ГТК-10И	10,3	4095	25,9	83	854,9	339,9
ГТНР-10	10,5	3380	32,0	15	157,5	50,7
ГПА-Ц-16С (НК-16)	16	5600	29,4	5	80	28,0
ГПА-Ц-16	16	5885	28,0	16	256	94,2
ГПУ-16	16	5490	30,0	8	128	43,9
ГПУ-16 К "Водолій"	16	3895	42,3	1	16	3,9
ГТН-16	16	5750	28,6	4	64	23,0
ГПА-25С	25	7440	34,6	12	300	89,3
ГТК-25И	25	9192	28,0	21	525	193,0
Всього	–	–	–	448	4535,5	1679,5

Українська газотранспортна система має велику потужність підземних газосховищ. Система газосховищ складається з 13 великих об'єктів. Вона розділена на чотири комплекси:

- Київський (Північний);
- Прикарпатський (Західний);
- Причорноморський (Південний);
- Донецький.

Загальна сумарна ємність газосховищ України становить понад 32 млрд. м³ газу. Максимально можлива закачувальна здатність за добу становить 250 млн. м³.

Обсяг транзиту ГТС України до країн ЄС становлять 250-400 млн. м³ природного газу за добу. ГТС України має можливість перекачувати майже 290 млрд. м³ газу на вході та 170 млрд. м³ на виході за рік. Такі показники є одними з найкращих у світі. За характеристиками загального обсягу газу, що транспортується (параметри продуктивності), газотранспортна система України посідає третє місце у світі. ГТС України має майже 9% світового обсягу газосховищ. Надпотужна світова система транспортування газу – ГТС України здатна функціонувати навіть у дуже складних умовах, що було доведено у період бойових дій.

Потенціал ГТС України має можливість збільшити обсяги газу, що транспортується до 195 млрд. м³ на рік до держав ЄС, а саме до країн Центральної та Західної Європи та до 30 млрд. м³ на рік до країн Балкан та до Туреччини.

Географічне розташування України, розвиненість її газотранспортної системи, яка має великий обсяг газосховищ, гарний рівень обслуговування та експлуатації основних та додаткових елементів ГТС, що дає можливість збільшити потенціал газотранспортної системи та забезпечити Україні світове лідерство в цьому напрямі. Досягти такого результату можливо завдяки модернізації обладнання, використанням новітніх технологій, впровадження

ефективних систем керування, що в сукупності приведе до покращення показників якості газотранспортної системи України та знизить собівартість транспортування газу.

1.2. Принцип роботи газоперекачувальних агрегатів

На газоперекачувальних станціях в основному використовуються відцентрові компресори, які забезпечують високу продуктивність при потужності (4-25 МВт) та ККД (0,8-0,85), а також малі габаритні розміри та маси [90].

Схема класичної ГПС з використанням газової турбіни показана на рис. 1.2.

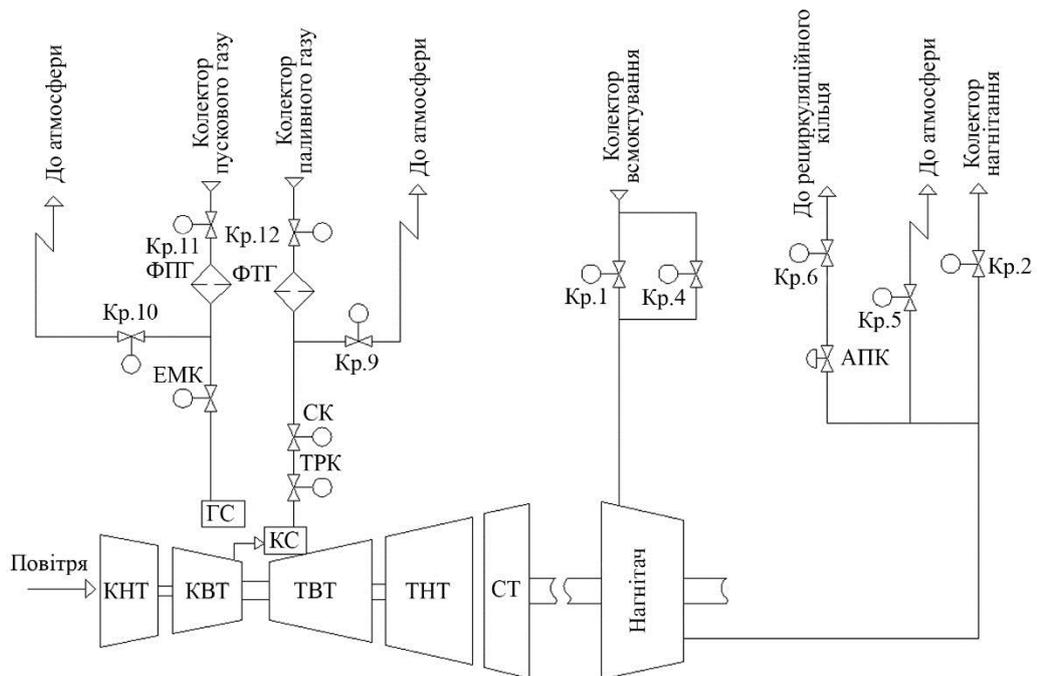


Рис.1.2 – Схема газоперекачувальної станції

Потік повітря внутрішнього контуру потрапляє в компресор високого тиску (КВТ), де стискається. З компресору високого тиску стиснене повітря потрапляє до кільцевої камери згорання. Потік стисненого повітря змішується в жаровій трубі з паливним газом, який подається форсунками. Суміш згорає при постійному тиску, в результаті чого з'являються продукти згорання з

високою температурою. Підпал суміші паливного газу з повітрям в жаровій трубі при запуску виконується запальними пристроями. Кінетична енергія продуктів згорання при розширенні на робочих лопатках турбін перетворюється в механічну роботу обертання роторів високого і низького тиску (ТВТ и ТНТ). Турбіна високого тиску приводить до руху ротор КВТ, а турбіна низького тиску – ротор компресору низького тиску (КНТ). Суміш продуктів згорання, яка має кінетичну енергію, після ТНТ потрапляє до силової турбіни (СТ), яка через вихідний вал с полумуфтою приводить до обертання ротор нагнітача ГПА. Повітряний потік з зовнішнього контуру охолоджує елементи камери згорання та турбін [90].

В якості приводу газоперекачувального агрегату (ГПА) найбільш широке застосування знайшли газотурбінні установки (ГТУ), що працюють на тому ж газі, який перекачує ГПА [90].

ГТУ є тепловий двигун, в якому теплота згорання газу перетворюється на механічну роботу. В даний час є безліч газодинамічних схем ГТУ. Найпростішим є схема (рис. 1.3) одновальної ГТУ простого циклу.

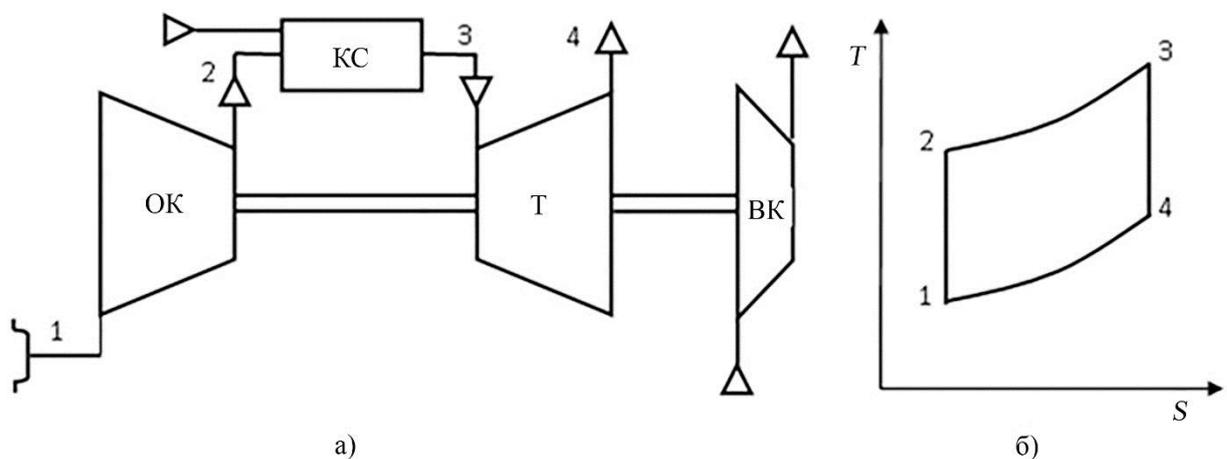


Рис. 1.3 – Схема (а) та цикл у TS діаграмі (б) одновальної ГТУ

За цією схемою здійснюється прямий круговий процес (цикл) перетворення теплової енергії в механічну, причому процес стиснення 1-2 здійснюється в осьовому компресорі ОК, процес підведення теплоти 2-3 в

камері згоряння КС, процес розширення 3-4 в турбіні Т, а процес відведення теплоти 4-1 з тепломасообміну. Механічна енергія турбіни Т використовується для обертання роторів повітряного осьового ОК і відцентрового газового компресору.

Відмінною особливістю цієї схеми є те, що ротори осьового компресора ОК, газової турбіни Т і відцентрового компресора ВК кінематично пов'язані і при роботі всі вони мають ту саму частоту обертання. Кінематичний зв'язок часто виконується прямим з'єднанням роторів муфтами, більше того, часто робочі колеса компресора та турбіни знаходяться на одному валу. Тому ця схема називається одновальною. Така схема ГТУ забезпечує ефективну роботу відцентрового компресора ВК в обмеженому діапазоні частоти обертання. У зв'язку з цим при створенні нових ГПА одновальні ГТУ не використовуються.

Підвищення ефективності роботи відцентрового компресора у широкому діапазоні частоти обертання ротора можна досягти виконанням ГТУ за схемою зі вільною силовою турбіною (рис. 1.4) [51, 61, 62, 90,].

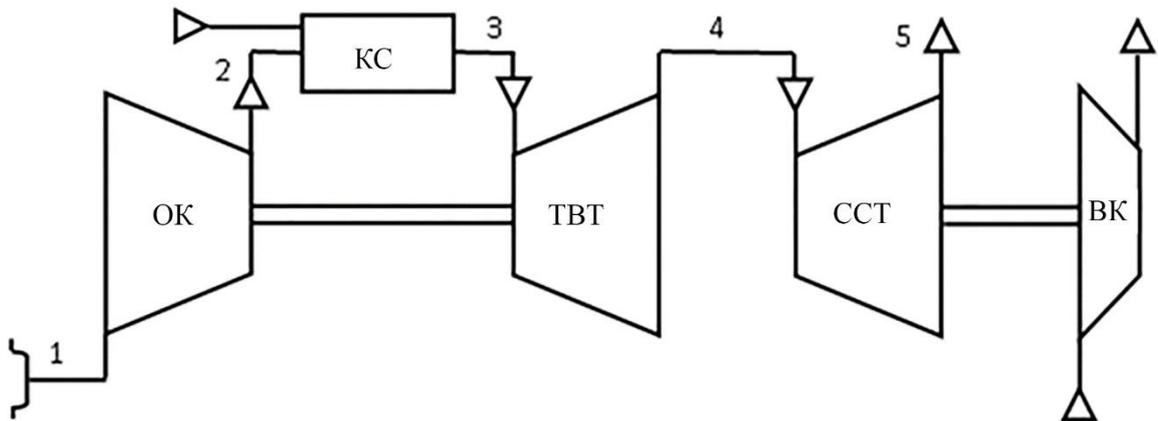


Рис. 1.4 – Схема двовальної ГТУ із вільною силовою турбіною

На відміну від попередньої схеми, тут є дві турбіни, а саме: ТВТ – турбіна високого тиску, ССТ – вільна силова турбіна низького тиску. ГТУ за такою схемою працює в такий спосіб. Осьовий компресор всмоктує повітря з атмосфери і стискає його від стану 1 до 2. При цьому зростає як тиск, так і

температура повітря. Надалі повітря надходить у камеру згоряння КС, куди подається паливний газ. При згорянні газу виділяється теплота і температура продуктів згоряння значно підвищується. Надалі продукти згоряння надходять у турбіну високого тиску ТВТ, де при розширенні в процесі 3-4 частина енергії продуктів згоряння перетворюється на механічну. Механічна енергія ТВТ повністю передається осьового компресора ОК. Продукти згоряння після ТВТ надходять у вільну силову турбіну ССТ низького тиску. Тут також відбувається процес розширення 4-5 продуктів згоряння та вироблення механічної енергії. Енергія ССТ витрачається на привід відцентрового компресора ВК, що стискає природний газ, що перекачується магістральним газопроводом. Продукти згоряння після СВТ викидаються в атмосферу. Як видно зі схеми, ротори ТВТ та ССТ між собою кінематично не пов'язані. ССТ видає енергію споживачеві, тобто. здійснює корисну роботу, тому називається вільною силовою турбіною. Інші елементи ОК, КС, ТВТ призначені для отримання робочого тіла та забезпечення ним силової турбіни. Тому їх разом називають ще газогенератором.

За специфікою термодинамічного циклу ГТУ більше половини енергії згоряння палива викидається в атмосферу з нагрітими вихлопними газами, температура яких на виході із СВТ має ~ 400 °С. Теплота вихлопних газів може бути використана в регенераторі, який встановлюється після ОК для додаткового підігріву повітря, що надходить в камеру згоряння. ГТУ з регенерацією тепла має ККД на 3-4% вище [51].

Змінюючи кількість палива, що подається в камеру згоряння, можна регулювати частоту обертання ротора ССТ в широкому діапазоні, що є важливою перевагою даної схеми ГТУ. Проте, порівняно з електродвигуном, надійність ГТУ нижча, більш витратними є їхнє технічне обслуговування та ремонт. Наприклад, витрати на капітальний ремонт ГТУ у 10 разів вищі, ніж витрати на ремонт електродвигуна. ККД з енергоресурсів у ГТУ становить 0,26-0,3, а у електродвигунів з урахуванням втрат при виробленні

електроенергії на теплових електростанціях та передачі її споживачеві – 0,36-0,37 [51].

1.3. Аналіз впливу компресорних установок на показники якості газоперекачувальних станцій, та визначення оптимальних режимних параметрів газоперекачувальних агрегатів

Для отримання достовірної інформації про енергетичну ефективність роботи технологічного обладнання компресорних станцій (КС) проводяться випробування.

Для коректного складання плану проведення випробувань необхідний аналіз структури споживання паливно-енергетичних ресурсів та аналіз можливості використання диспетчерської інформації для визначення реальної енергетичної ефективності роботи обладнання КС.

Основною статтею витрати газу на власні потреби КС (понад 80%) є витрата паливного газу на роботу газоперекачувальних агрегатів КС, тому при плануванні випробувань особливу увагу було приділено роботі газоперекачувальних агрегатів на КС.

Напрацювання окремих агрегатів істотно варіюється, у зв'язку з чим агрегати можуть матимуть різну енергетичну ефективність.

Аналіз енергетичної ефективності роботи ГТУ та відцентрових компресорів (ВК) треба проводити на підставі вимірювання параметрів газу за силовою турбіною за методом балансу корисної роботи та втрат.

Випробування треба проводити на робочих режимах КС. Під час проведення вимірів режим роботи КС повинен бути стаціонарним. Контроль стаціонарності режиму роботи повинен проводитись за свідченнями штатних приладів, а саме контролюватись постійність наступних параметрів: частота обертання турбіни високого тиску, частота обертання силової турбіни, тиск і температура на вході та виході ВК. Вимога стаціонарності режиму роботи газоперекачувального агрегату обумовлена необхідністю одночасного

вимірювання параметрів у різних точках агрегату. З урахуванням інерційності багатьох приладів забезпечити сувору одночасність виміру всіх параметрів практично неможливо. Тому у програмі проведення випробувань повинно передбачатись використання системи автоматизованого контролю параметрів роботи ГПА.

Ефективний ККД газотурбінної установки визначається за формулою [65, 66]:

$$\eta_{\text{ГТУ}} = 1 - \delta N_{\text{yx}} - \delta N_{\text{x}} - \delta N_{\text{kc}}, \quad (1.1)$$

де δN_{yx} , δN_{x} – відносні втрати з газами, що йдуть, і втрати від неповного згоряння палива; δN_{kc} – інші втрати, що включають в себе втрати в системі маслоохолодження підшипників компресора та турбіни та втрати в камері згоряння.

Втрати енергії в підшипниках двигуна не перевищують 1% від теплової потужності палива, що спалюється. Втрати в камері згоряння для газотурбінних установок становлять близько 2% від теплової потужності палива, що спалюється, і змінюються для різних газотурбінних двигунів незначно. Втрати від неповного згоряння палива для газоперекачувальних агрегатів, як правило, незначні. Однак повнота згоряння палива є показником ефективності роботи камери згоряння та системи подачі палива. Тому ці втрати визначалися за кожного випробування [67, 68].

Оскільки втрати енергії з газами становлять приблизно 95% усіх втрат, похибка їх визначення дає основний внесок у похибку розрахунку ефективного ККД ГТУ. Розмір δN_{yx} визначається з урахуванням вимірів вмісту кисню в газах, що йдуть, і вимірювання температури робочого тіла у різних точках ГТУ.

Основними параметрами, що визначають енергетичну ефективність роботи ГПА, є: ефективний ККД, режим експлуатації та технічний стан агрегату. При хорошому технічному стані ГПА та експлуатації його в номінальному режимі ККД ГПА має бути близьким до номінального значення.

Для єдиної характеристики різнотипних агрегатів можна використовувати показник відносної ефективності, що визначається за такою формулою [79, 104, 106]:

$$E = \frac{\eta}{\eta_{\text{ном}}} 100\% . \quad (1.2)$$

Потенціал підвищення енергетичної ефективності можна виразити у відсотках:

$$P = 100 - E. \quad (1.3)$$

Потенціал підвищення енергетичної ефективності є граничною величиною підвищення ефективності роботи обладнання. Можливість реалізації цього показника залежить від конкретних умов роботи газопровідної системи, а також від можливості підвищення технічного стану ГТУ.

Проте на КС є можливості підвищення ефективності роботи ГПА без капітальних вкладень. Аналіз встановленого у цехах контрольно-вимірювального обладнання показав, що на КС можна організувати постійний моніторинг основних показників енергетичної ефективності елементів ГПА.

Для контролю політропного ККД нагнітача необхідна інформація про температуру та тиск на вході та виході нагнітача. В разі відсутності відповідних пристроїв контролю їх треба встановити.

Для контролю ККД компресора потрібна температура і тиск на вході в компресор і за компресором. Тиск повітря на вході та виході компресора контролюється на всіх встановлених ГПА. Аналогічно ведеться контроль температури повітря на вході компресор. Температура повітря на виході із компресора повинна контролюватись не на всіх типах ГПА. На тих ГПА, де контролюється температура повітря на виході з компресора, є можливість включити в систему автоматичного контролю моніторинг ККД компресора. Це дозволить на основі значення ККД компресора визначати час проведення профілактичних робіт із очищення проточної порожнини компресора.

Параметри газу, що перекачується, часто нижчі від проектних значень. Це стосується і ступеня підвищення тиску на КС, і тиску газу на виході КС. Зниження тиску газу у трубопроводі підвищує об'ємну витрату газу. Наслідком цього є підвищення політропної роботи стиснення. Тому оптимізація параметрів транспорту за тиском дозволить суттєво знизити витрату паливного газу загалом за КС та підвищити ефективність її роботи.

Як критерій оцінки ефективності режимів роботи КС можна прийняти енергетичну складову експлуатаційних витрат C (грн/рік) [107, 112, 113]:

$$C = \frac{3,6\mu_{\text{ГТ}}}{Q_{\text{пр}}} \sum_{i=1}^x \frac{N_{ii}}{\eta_{\text{е.ГТУ},i} \eta_{\text{мех},i}} + \mu_{\text{е}} \sum_{j=1}^y \frac{N_{ij}}{\eta_{\text{ел},j} \eta_{\text{ред},j}}, \quad (1.4)$$

де N_{ii} , N_{ij} – внутрішня потужність, що витрачається на стиск газу в нагнітачах i -го працюючого газотурбінного ГПА і j -го працюючого електроприводного ГПА, включеним в систему КС, кВт; $\mu_{\text{ГТ}}$ – ціна паливного газу, грн/1000 м³; $\mu_{\text{е}}$ – ціна електричної енергії на станції, грн/кВтгод; $\eta_{\text{е.ГТУ},i}$ – ефективний коефіцієнт корисної дії (ККД) ГТУ i -го працюючого ГПА; $\eta_{\text{мех},i}$ – механічний ККД i -го ГПА, що враховує механічні втрати під час передачі енергії від ГТУ до нагнітача; $\eta_{\text{ел},j}, \eta_{\text{ред},j}$ – ККД електродвигуна та редуктора j -го працюючого електроприводного ГПА.

Для найбільш точного індикаторної потужності стиснення природного газу в ГПА N_i як основної складової критерію, за яким проводиться оцінка ефективності режиму роботи системи транспортування, необхідно вибрати коректну математичну модель процесу стиснення. Вибір найбільш точної методики визначення потужності, що витрачається на стиск газу в ВК, проводиться в порівнянні результатів розрахунку потужності за різними методиками з показаннями безконтактного вимірювання крутного моменту (БІКМ) для різних типів газотурбінних ГПА.

Для вирішення задач оцінки ефективності та оптимізації режимів роботи ГПА та систем КС, що вимагають високу точність обчислення індикаторної

потужності стиснення природного газу в ВК можна використовувати існуючу методику, згідно з якою індикаторна потужність стиснення газу в ВК прямо пропорційна різниці питомих ентальпії природного газу в процесі стиснення $\Delta h_{1,2} = h_2 - h_1$. При цьому значення питомої ентальпії природного газу на початку та в кінці процесу стиснення визначається за емпіричними співвідношеннями, отриманими на основі обробки експериментальних даних залежно від термобаричних параметрів та складу газу $h = f(p, T, r_{CH_4})$.

Оптимальному розподілу навантаження між агрегатами при їх паралельній роботі відповідає такий розподіл, при якому відношення значень ефективної потужності ГПА дорівнює відношенню їх потужностей, що розташовуються. Тоді умова оптимальності має вигляд [113]:

$$\sum_{i=1}^x \frac{d(N_{ii} / \eta_{e.ггг.і})}{d(Q_{ki} / Q_{к.кц})} = 0, \quad (1.5)$$

де Q_{ki} – комерційна витрата природного газу через i -й працюючий ГПА; $Q_{к.кц}$ – комерційна витрата природного газу через компресорний цех, оснащений ГПА.

Оптимальний розподіл комерційної витрати газу між компресорними цехами і ДПА з газотурбінними приводами при їх паралельній роботі прямо пропорційно відношенню потужностей агрегатів, що розташовуються [113, 116]:

$$\frac{Q_{к.кц1}}{Q_{к.кц2}} = \frac{\sum_{i=1}^x N_{ep.i}}{\sum_{j=1}^x N_{ep.j}}, \quad (1.6)$$

$$\frac{Q_{к.1}}{Q_{к.кц}} = \frac{N_{ep.i}}{\sum_{i=1}^x N_{ep.i}}, \quad (1.7)$$

де N_{ep} – розташована потужність ГПА; $Q_{к.кц1}, Q_{к.кц2}$ – комерційна витрата природного газу через перший та другий компресорний цех відповідно.

Для КС з послідовним з'єднанням ГПА найбільш оптимальним є рівне завантаження агрегатів за ступенем підвищення тиску. При цьому умова оптимальності режиму роботи визначається [118, 120]:

$$\sum_{i=1}^x \frac{d(N_{i,i} / \eta_{e.гту,i})}{d(\varepsilon_i / \varepsilon_{кc})} = 0, \quad (1.8)$$

де ε_i – ступінь підвищення тиску газу в i -му працюючий ГПА; $\varepsilon_{кc}$ – ступінь підвищення тиску газу в системі КС.

Мінімальному значенню критерію оптимальності відповідає рівність значень ступеня підвищення тиску природного газу для кожного ступеня стиснення:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \sqrt{\varepsilon_{кc}}, \quad (1.8)$$

де $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – ступінь підвищення тиску газу в першому та другому ступені відповідно.

Крім аналітичних методів визначення індикаторної потужності стиснення природного газу в ВК газоперекачувальних агрегатів використовуються також графоаналітичні методи із застосуванням наведених газодинамічних характеристик відцентрових компресорів. Вони мають велике практичне значення під час вирішення завдань управління режимами роботи ГПА у процесі експлуатації, оскільки дозволяють отримати конкретні значення керуючого параметра – числа обертів силової турбіни ГТУ.

Однак наявність цілого ряду форм подання наведених газодинамічних характеристик відцентрових компресорів викликає необхідність оцінки точності визначення внутрішньої (індикаторної) потужності стиснення природного газу N_i та ефективної потужності N_e ГТУ з використанням кожної з представлених форм.

Точність графічних методів визначення індикаторної потужності стискування природного газу N_i за наведеними газодинамічними характеристиками ВК оцінюється за величиною середніх та максимальних

відносних відхилень значень ефективної потужності ($N_e = N_i / \eta_{\text{мех}}$), від вимірних значень ефективної потужності.

Досить ефективним методом при вирішенні завдань оптимізації режимів роботи ГПА є використання газодинамічних характеристик ВК, в яких витратно-напірні характеристики представлені у вигляді залежності $\varepsilon = f(Q_k / p_H)$ при $n / n_H = \text{var}$.

Середня відносна похибка визначення ефективної потужності ГТУ природного газу з використанням такого способу знаходження дійсної відносної внутрішньої потужності стиснення газу становить близько 1%, а максимальна відносна похибка не перевищує 2,4%.

1.4. Аналіз структури показників якості газоперекачувальних станцій

Транспортування природного газу – це високотехнологічний та складний процес, який містить велику кількість різноманітного обладнання, основним з яких є компресорні установки. Вони забезпечують підтримку необхідного тиску в магістральних газопроводах та транзит газу заданого обсягу.

Стабільність витрати природного газу, який перекачується в газопроводі, забезпечує необхідний та стабільний транзит та його оптимальний режим. Відхилення фактичного значення витрати газу від заданого, призводить до збільшення комерційних втрат. При цьому також може мати місце зниження ККД транспортування, тобто збільшення собівартості транспортування одиниці маси газу.

В процесі експлуатації, при зміні параметрів магістральних газопроводів, режимних параметрів транспортування та параметрів компресорних установок, точність регулювання витрати природного газу може знижуватись на 1-2%. На стільки ж відсотків збільшується комерційні втрати та порушується технологічний процес підтримки необхідного тиску в

газових резервуарах [121, 124]. При потенціалі України в 200 млрд. м³, 2% складають 4 млрд. м³, що при вартості газу 8 грн/ м³, еквівалентно 32 млрд. грн. на рік.

Показники якості роботи газоперекачувальних станцій та магістральних газопроводів можна розділити на технічні та економічні [128, 129, 130].

Структура показників якості ГПС наведена на рис. 1.5., а вплив показників якості на ефективність роботи ГПС наведено на рис. 1.6.

До технічних показників якості відносяться (ДСТУ ISO 5389:2007):

1. Показники призначення:

- показники продуктивності ГПС: необхідні витрати природного газу, який транспортується, пропускної здатності магістрального газопроводу, тиск у газопроводі та ін;

- показники ефективності ГПС: показники енергетичної ефективності (втрати енергії в компресорах, втрати тиску в газопроводі), показники експлуатаційної ефективності (стабільність тиску в газопроводі), показники якості систем керування (швидкодія АСУ, перерегулювання та інші)

2. Показники надійності.

3. Ергономічні показники.

4. Багатофункціональність: можливість ГПС та її системи керування працювати із заданою ефективністю у різних режимах.

5. Показники безпеки газоперекачувальних станцій.

6. Екологічні показники ГПС: виділення шкідливих факторів, таких як тепло, газ, витоки мастил, шум;

7. Естетичності показники.

8. Показники утилізації.

9. Показники проектно-технологічної стандартизації та уніфікації.

10. Правові показники.

До економічних показників ГПС відносять

1. Собівартість транспортування природного газу;

2. Кінцева вартість природного газу з боку кінцевого споживача, до якого здійснюється транзит;

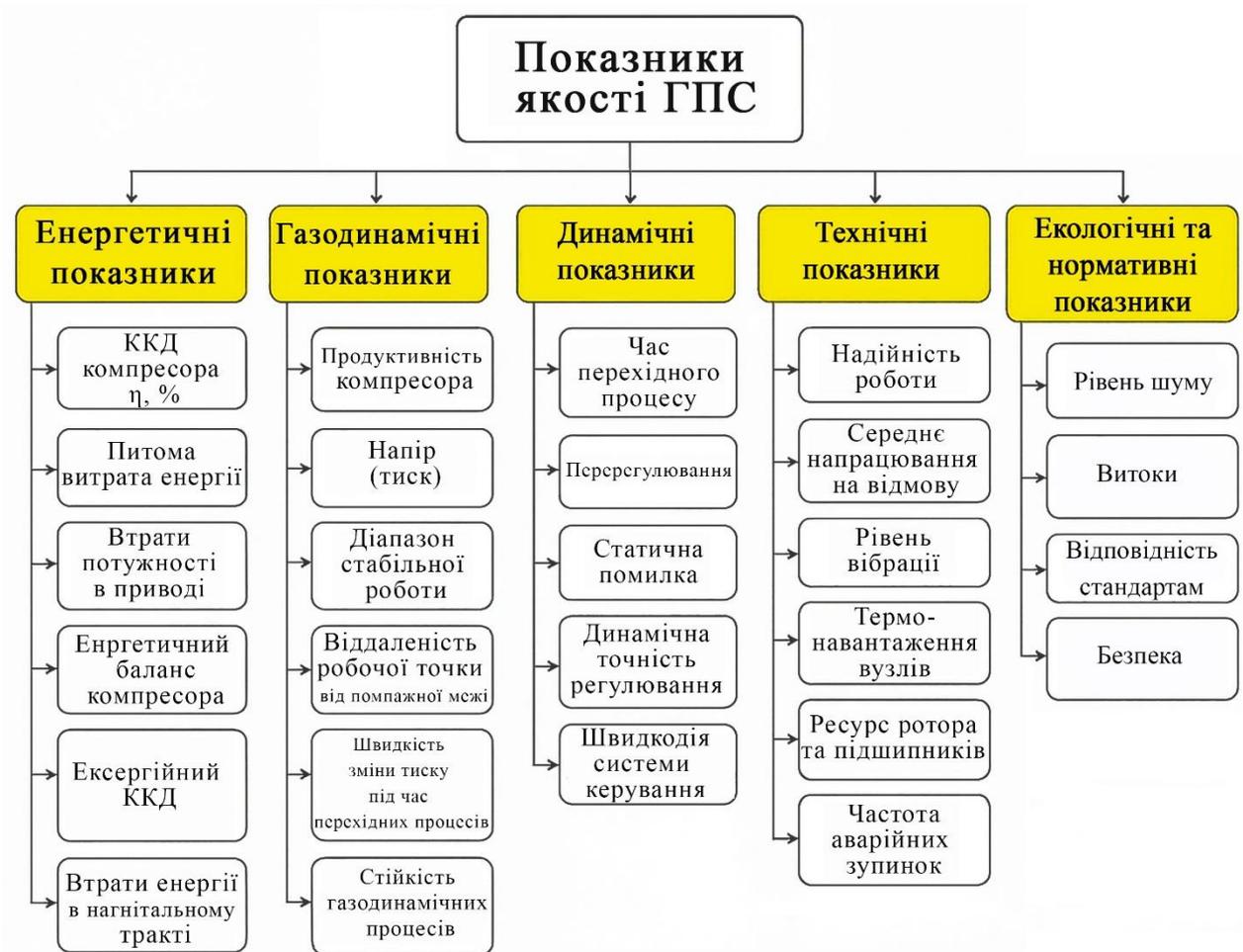


Рис. 1.5 – Структура показників якості газоперекачувальних станцій

3. Витрати на експлуатацію:

- вартість електричної енергії на власні потреби ГПС;
- вартість витратних матеріалів (мастило, елементи живлення, та інші), запасних деталей та інструменту;

- вартість обслуговування елементів ГПС;

- вартість ремонту обладнання ГПС та їх належної утилізації.

Проведений аналіз показав, що основними показниками якості є:

- Енергоємність перекачування: кВт·год на 1000 м³ при заданому перепаді тиску.

- ККД компресора: відношення корисної потужності до спожитої

електроенергії/палива.

- Доступність/готовність станції: % часу, коли станція здатна працювати.
- Середній час напрацювання на відмову та середній час відновлення.
- Рівень витоку метану: CH_4 (м^3 перекачаного газу або т/рік).
- Економічні показники: сумарна вартість капітальних вкладень та амортизації, прибуток від інвестицій у модернізацію.

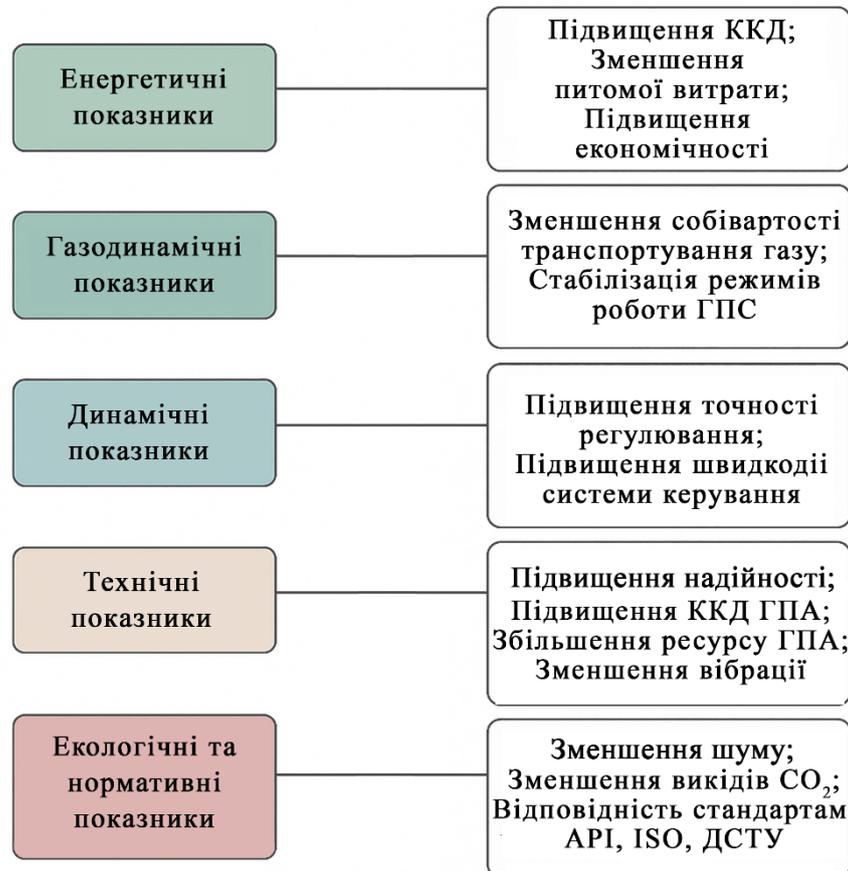


Рис. 1.6 – Вплив показників якості на ефективність роботи ГПС

1.5. Аналіз шляхів підвищення показників якості газоперекачувальних станцій

Основними напрямками підвищення показників якості ГПС є [132, 133, 134]:

- економія ресурсів газу для подачі споживачам та використання на власні потреби;
- підвищення ефективності роботи парка ГПС шляхом запобігання

неефективного використання газу;

- зниження експлуатаційних втрат та оптимізація роботи обладнання ГПС;

- удосконалення системи обліку та контролю газу, приведення її до міжнародних стандартів;

- заміна застарілого обладнання на сучасне високотехнологічне з високим ККД;

- зниження викидів тепличних газів і шкідливих речовин;

- удосконалення та оптимізація систем керування та впровадження енергозберігаючих систем керування.

Розглянемо детальніше.

Для перспективних ГТУ коефіцієнт ефективного використання теплоти згорання палива повинен досягати величини близько 80% і більше, у тому числі на рівні 34-36% для вироблення потужності на валу нагнітача, а решта за рахунок раціонального використання теплоти газів, що відходять. Розв'язанню задачі щодо найповнішого використання теплоти газів, що відходять, ГТУ присвячено багато робіт, але і в даний час це завдання залишається для галузі досить актуальним [118, 120] і вимагає свого подальшого комплексного рішення [114, 134].

Конструктивно-функціональний вигляд сучасного газотурбінного ГПА включає в себе наступні основні особливості [135, 138]:

- застосування ГТП, мають «резерв конструктивного розвитку»;
- застосування високоефективних газових відцентрових компресорів (ВК) (з магнітними підшипниками та сухими газовими ущільнювачами) [127];
- можливість комплектування ГПА різними ГТУ та ВК в рамках одного класу потужності;
- ангарне (переважно) та контейнерно-блочне компонування ДПА;
- агрегатна встановлення повітряного охолодження газу (АПО газу);

- електрозапуск ГТУ.

Номінальний ККД проєктованих приводних ГТУ повинен відповідати сучасному технічному рівню або бути вищим [125, 126, 136, 137]. Значення ККД сучасних серійних газотурбінних двигунів різних класів потужності для приводу відцентрових нагнітачів на компресорній станції наведено в табл. 1.2.

Таблиця 1.2. Сучасний рівень ККД газотурбінних установок

Клас потужності, МВт	ККД, % (в стаціонарних умовах)		
	Конвертовані з авіаційних ГТУ простого циклу	Стаціонарні	
		ГТУ простого циклу	ГТУ с регенерацією
2–4	27–28	26–27,5	–
4–8	29–33,5	28–32,5	32–34
10–12,5	31–34,5	29–33	32–35
16–25	34–38	32–35	34,5–36,5

Вартість життєвого циклу газотурбінних ГПА нового покоління зменшується на 15...20 % порівняно із застосуванням ГПА старого покоління.

У найзагальнішому вигляді ГПА нового покоління повинні забезпечувати високий рівень основних експлуатаційних показників, включаючи високу економічність (ККД на рівні 34-36 % залежно від потужності агрегату), високу надійність та готовність (напрацювання на відмову не менше 3,5 тис. год, міжремонтний цикл на рівні 8-25-50 тис. год (ТО₁–ТО₂–ТО₃) із загальним ресурсом понад 100 тис. год, коефіцієнтом готовності на рівні 0,98 при коефіцієнті технічного використання на рівні 0,93-0,95. При цьому викиди NO_x повинні становити трохи більше 50-100 мг/м³. Крім того, важливими техніко-економічними показниками приводних ГТУ є низькі початкові капітальні вкладення та вартість обслуговування; можливість регулювання параметрів робочого процесу зміною частоти обертання у широких межах [123].

Перспективні ГТУ ГПА на основі авіаційних технологій та ВМД великого розміру представляють ГТУ, до складу яких входить дво-, трикаскадний компресор; дво-, трикаскадна турбіна, блок СТ – силова турбіна та малоємисійна камера згоряння.

Розвиток ГТУ йде шляхом удосконалення складових їх елементів (компресорів, турбін, камер згоряння, теплообмінників та ін.), підвищення температури та тиску газу перед турбіною, а також застосування комбінованих силових установок з паровими турбінами. При утилізації теплоти газів, що відходять, і високій досконалості основних елементів ефективний ККД установок у стаціонарній енергетиці та на транспорті досягає 42-45 %. Високі параметри роботи (T_T , P_K та швидкохідність) та екологічні вдосконалення (викиди, шум) об'єктивно сприяють подорожчанню обладнання, отже, необхідний «баланс» показників: вартість-ресурс (надійності)-економічність-екологія.

1.6. Аналіз нормативних документів щодо забезпечення показників якості газоперекачувальних станцій

Для забезпечення високих показників якості роботи газоперекачувальних станцій та їх елементів, існує ряд нормативних документів. Існуючі нормативні документи [84-89, 91-94, 117, 139-159] розглядають питання експлуатації, метрології, випробувань, енергозбереження та інші важливі напрями, спрямовані на підвищення та підтримку показників якості, які повинні відповідати міжнародним стандартам. В роботі розроблено класифікацію існуючих стандартів за напрямом підвищення показників якості газоперекачувальних станцій та їх елементів. Класифікація нормативних документів зображена на рис. 1.5.

Розглянемо детальніше існуючі стандарти.

Нормативні документи щодо загальних питань газоперекачувальних станцій та технологічного процесу транспортування газу:

ДСТУ EN 12583:2017 [92]. Визначаються вимоги щодо визначення загальних функційних вимог до компресорних станцій та методики визначення тарифів при транспортуванні природного газу.

ДСТУ 4314:2004 [139]. Нормативний документ встановлює базові поняття щодо газопровідних систем, узгоджується термінологія з урахуванням сучасного стилю української мови з метою усунення суперечності.

СОУ 60.3-30019801-100:2012 [140]. Норматив визначає обсяги необхідних технологічних потреб природного газу під час його транспортування, а також під час експлуатації підземних газосховищ. Стандартизує розрахунки обсягів витрат паливного і пускового газу газоперекачувальних агрегатів, технологічного газу, необхідного для роботи газотранспортної системи.

Нормативні документи щодо автоматизованих систем керування газоперекачувальними станціями:

ДСТУ 2226-93 [84]. Стандарт описує терміни та визначає основні поняття у галузі автоматизованих систем керування. Містить відомості щодо АСУ, які використовуються в загальнопромислових технологічних системах керування та переробки інформації.

ДСТУ 2709-94 [85]. Нормативний документ поширюється на автоматизовані системи керування технологічними процесами (АСК ТП). Визначає на стадії створення АСУ основні положення метрологічного забезпечення.

ДСТУ 3626-97 [88]. Документ регламентує та описує вимоги щодо базових програмно-технічних комплексів локального рівня для розосереджених автоматизованих систем керування технологічними процесами. Визначає вимоги щодо АСУ окремих агрегатів, агрегатних комплексів, інтегрованих АСУ ТП, як в промисловій сфері, так і в сфері побуту та соціології. Розповсюджується на локальний рівень розосереджених АСУ з ієрархічною структурою.

ДСТУ 4134-2002 [142]. Документ визначає методики виконання вимірювань. Встановлює порядок вимірювання вимірювальними каналами вимірювально-інформаційних систем і АСУТП. Визначає похибки та їх характеристики для практичного використання в розрахунках. Документ визначає вимоги до структури та змісту вимірювання параметрів на підставі метрологічних характеристик вимірювальних засобів.

Нормативні документи щодо компресорних установок газоперекачувальних станцій:

ДСТУ 3809-98 [155]. Документ регламентує загальні терміни та визначення понять стосовно компресорних установок.

ДСТУ ISO 10439:2013 [158], ДСТУ EN ISO 10439-1:2022 [151], ДСТУ EN ISO 10439-2:2022 [147], ДСТУ EN ISO 10439-3:2022 [148], ДСТУ EN ISO 10439-4:2022 [149] встановлюють вимоги щодо вибору конструкції та матеріалів, приладів контролю та вимірювань відцентрових, осьових та детандер-компресорах для використання в газовій промисловості тощо, а в ДСТУ EN ISO 10440-1:2022 [150] регламентуються параметри та вибір об'ємних компресорів роторного типу.

ДСТУ 3160-95. [91]. Розглядаються загальні вимоги щодо вібраційних характеристик компресорних установок, оцінка вібраційної безпеки, та показників надійності. Також регламентуються методи визначення та отримання вібраційних характеристик компресорних установок, а в ДСТУ 3161-95 [93] встановлено методи визначення та норми характеристик щодо вібрації компресорів, та трубопроводів, на які він працює.

В нормативних документах ДСТУ EN 1012-1:2014 [152], ДСТУ EN 1012-1:2018 [154], ДСТУ EN 1012-3:2019 [156] визначено розподіл вимог до компресорів технологічного газу. Крім того, встановлено вимоги до компресорів для повітря, азоту та інших інертних газів.

ДСТУ ISO 13631:2010 [159] та ДСТУ EN ISO 13631:2022 [153] регламентує характеристики поршневих компресорів, а саме технічні вимоги

та вимоги щодо визначення характеристик компресорів наступних типів: консольні компресори; беззмащувальні компресори; компресори з поршнями відкритого типу (автомобільного типу), які діють як крейцкопфи; компресори системи стисненого повітря або компресори для технічного повітря з тиском на нагнітанні до 0,9 МПа (9 бар); компресори з дизельним двигуном або з приводом від парової чи газової турбіни; відокремлюваних або інтегрованих компресорів, які мають циліндри зі змащуванням та використовуються у газовій промисловості, а ДСТУ ISO 13707:2010 [157] встановлює вимоги до компресорів зворотно-поступальної дії помірно- або малооберткових, а також на компресори, які працюють у небезпечних виробництвах. Нормативні документи встановлюють вимоги до систем змащування, керування та контрольно-вимірювальних систем компресорних установок.

Нормативні документи щодо енергозбереження та якості елементів газоперекачувальних станцій:

ДСТУ 4110-2002 [87]. Наведено методики енергозбереження та рекомендації щодо планування роботи промислового обладнання. Розроблено вимоги до визначення енергобалансу та впорядкування інформації, яка використовується при аналізі рівня енергозбереження.

ДСТУ 3682-98 [89]. Наведено методику визначення енергоємності продукції.

ДСТУ 3886-99 [141]. Визначено методи аналізу рівня енергозбереження в системах електроприводу та методики його вибору за критерієм енергоефективності. Встановлює вимоги до розрахунку основних технічних параметрів (потужність, струм, коефіцієнт завантаження тощо). Визначає вимоги щодо енергоаудиту механізмів з електроприводом та рекомендації до їх використання.

ДСТУ 5003.3-1:2008 [143]. Має за мету створити та регламентувати єдину технічну політику та упорядкувати процеси та розвиток систем автоматичного обліку електричної енергії та забезпечити на основі цього

енергозаощаджувальні заходи.

ДСТУ 4715:2007 [144]. Документ встановлює необхідний склад та регламентує зміст робіт на стадіях розробки та запровадження систем енергетичного менеджменту.

ДСТУ 4713:2007 [145]. Документ визначає порядок проведення та вимоги до енергетичного аудиту, а саме етапи аудиту, збирання та аналізу інформації, розробки енергозаощаджувальних заходів та аналіз їх ефективності.

ДСТУ 5077:2008 [146]. Документ визначає порядок перевірки ефективності систем енергетичного менеджменту на виробництві, а також контроль та корекція цих систем при експлуатації та модернізації.

Нормативне забезпечення газоперекачувальних станцій

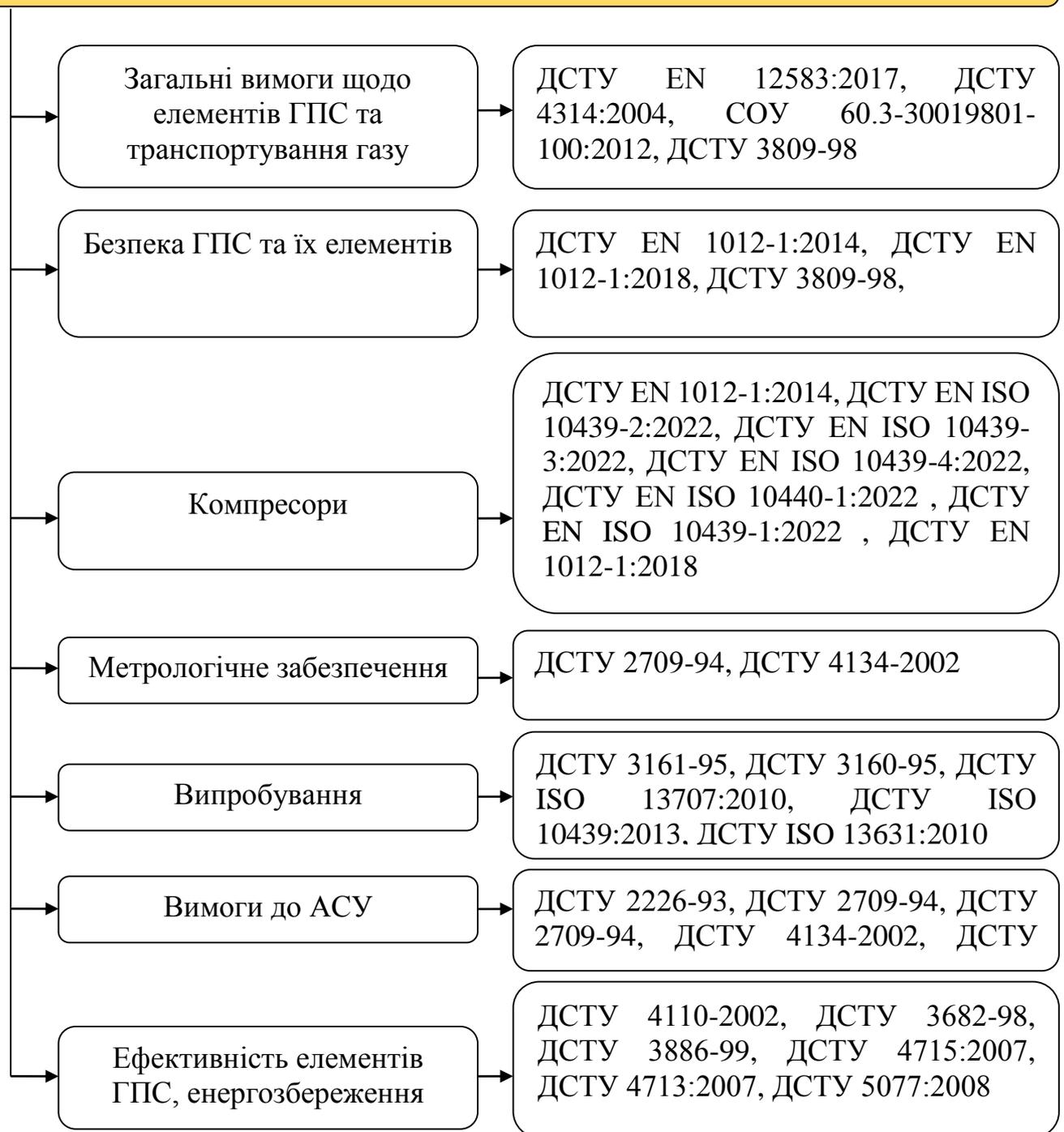


Рис. 1.7 – Структура нормативних документів щодо забезпечення якості газоперекачувальних станцій

Аналіз існуючого нормативного забезпечення щодо питання якості газоперекачувальних станцій виявив ряд недоліків, а саме: бракує нормативних методик створення автоматизованих систем керування, які

гарантують високі показники якості роботи газоперекачувальних станцій, а саме одного з основних критеріїв якості – коефіцієнта корисної дії, підвищення якого можливо шляхом зменшення усіх видів втрат енергії в ГПС, тобто бракує методик створення енергоефективних систем керування, які працюють за критерієм мінімуму сумарних втрат енергії. Для створення та впровадження таких методів, необхідно виконання низки задач: проведення теоретичних та експериментальних досліджень, математичне моделювання основного обладнання ГПС та перевірка їх адекватності за експериментальними характеристиками, виконання структурно-параметричного синтезу енергоефективних систем керування.

1.7. Висновки за розділом 1

1. Проведено аналіз газотранспортної системи України, який показав, що це дуже розгалужена мережа магістральних нафтопроводів та вузлових газоперекачувальних станцій, які забезпечують зберігання та транспортування газу. До її складу входить 71 компресорна станція, загальна потужність яких складає 5405 МВт, що робить питання підвищення показників якості її роботи вкрай актуальним.

2. Аналіз показників якості роботи газоперекачувальних станцій показав, що основним елементом, який впливає на ці показники є газоперекачувальні агрегати (газова турбіна та компресор). Показники якості роботи саме цих агрегатів суттєво впливають на загальну якість роботи всієї газоперекачувальної станції та системи транспортування природного газу. Показано, що основною статтею витрати газу на власні потреби газоперекачувальної станції (понад 80%) є витрата паливного газу на роботу газоперекачувальних агрегатів, тому саме цьому треба приділяти найбільшу увагу при вирішенні задачі підвищення показників якості системи транспортування газу.

3. Проведено аналіз та розроблено класифікацію існуючого

нормативного забезпечення щодо питання якості газоперекачувальних станцій, який показав, що бракує нормативних методик створення автоматизованих систем керування, які гарантують високі показники якості роботи газоперекачувальних станцій, а саме одного з основних критеріїв якості – коефіцієнта корисної дії, підвищення якого можливо шляхом зменшення усіх видів втрат енергії в ГПС, тобто бракує методик створення енергоефективних систем керування. працюють за критерієм мінімуму сумарних втрат енергії. Необхідно проведення теоретичних та експериментальних досліджень та створення таких систем.

4. Проведено аналіз критеріїв оцінки ефективності режимів роботи газоперекачувальних агрегатів, в якості якого можна прийняти енергетичну складову експлуатаційних витрат, яка враховує як технічну, так і економічну складову втрат при визначення показників якості та можливого потенціалу енергозбереження.

РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ ТА СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ

2.1. Математична модель показників якості компресорних установок

Загальний показник якості компресора визначається індексом якості (*KPI*) [118, 120]:

$$KPI = \sum_1^n I_i \cdot w_i; \sum_1^n w_i = 1 \quad (2.1)$$

Кожен нормалізований показник N_i знаходиться у межах 0...1 (1 = мета/відмінно). w_i – вага показника.

Пороги інтерпретації індексу наступні:

$KPI \geq 90$ – відмінно (необхідна лише підтримка)

$75 \leq KPI < 90$ – добре (цільові поліпшення, план модернізацій)

$50 \leq KPI < 75$ – потребує уваги (реалізувати модернізацію)

$KPI < 50$ – критично (термінова діагностика та ремонт/модернізація)

Склад індексу можна визначити таким чином:

- Гідравлічний/механічний ККД – η ;
- Питома енергоємність (кВт·год/1000 м³) – E ;
- Години між відмовами Від;
- Доступність – Дос (доля часу, 0...1);
- Рівень витоків (метан/газ/мастило) – Вит;
- Вібрації – Віб (мм/с або індекс);
- Викиди – Вик (кг CO₂ або кг CH₄) ;
- Матеріали / вік / стан – Мат (оціночний бал 0...1) – стійкість до корозії/зносу.

Нормалізація показників наступна: для кожного показника визначається ціль (L) – паспортне або проектне значення.

Для показників «чим більше – тим краще» (η , Від, Дос, Мат):

$$N = \min\left(\frac{\text{Значення}}{Ц}, 1\right) \quad (2.2)$$

Для показників «чим менше – тим краще» (E , Вит, Віб, Вик):

$$N = \min\left(\frac{Ц}{\text{Значення}}, 1\right) \quad (2.3)$$

Рекомендовані ваги ω_i наступні (табл. 2.1.):

Таблиця 2.1. Рекомендовані ваги

Показник	Позначення	Вага ω_i
ККД	η	0.25
Енергоємність	E	0.20
Години між відмовами	Від	0.15
Доступність	Дос	0.12
Витоки	Вит	0.10
Вібрації	Віб	0.08
Викиди	Вик	0.06
Матеріали / вік	Мат	0.04

Ваги можуть коригуватись під пріоритети – енергозбереження, надійність, автономність і таке інше.

Тоді повна формула загального індексу якості буде мати вигляд:

2.2. Математичне моделювання сталих режимів газоперекачувальних агрегатів

2.2.1. Математичне моделювання вентиляторів системи повітряного охолодження

Математична модель групи відцентрових вентиляторів (ВВ), як правило, будується за принципами ідентифікації та апроксимації їх фактичних характеристик. При цьому враховуються різні способи регулювання їхньої продуктивності (дроселювання, байпасування, зміна швидкості обертання валу) та схеми групового включення на паралельну, послідовну та каскадну структуру роботи.

Для визначення вихідного ступеня стиснення $E_{\text{п}}$ та політропного ККД $\eta_{\text{п}}$ усіх ВВ у функції наведеної об'ємної продуктивності нагнітачів $V_{\text{пр}}$ відповідні паспортні характеристики апроксимуються квадратичними рівняннями:

$$\begin{aligned} E_{\text{п}} &= A_0 + A_1 V_{\text{пр}} + A_2 V_{\text{пр}}^2 \\ \eta_{\text{п}} &= B_0 + B_1 V_{\text{пр}} + B_2 V_{\text{пр}}^2 \end{aligned} \quad (2.5)$$

Залежність ступеня стиснення при фіксованій наведеній продуктивності від частоти обертання валу визначається виразом:

$$E_{\text{пр}}^{\text{п}} = \left[1 + \bar{n}_{\text{пр}}^2 \left(E_{\text{п}}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{п}}} - 1 \right) \right] \quad (2.6)$$

де $\bar{n}_{\text{пр}}$ – наведене відношення частоти обертання ротора нагнітача; $\kappa/(\kappa-1)$ – показник ізоентропи.

Еквідистантне зміщення паспортної характеристики вниз у моделі ВВ визначається коефіцієнтами приведення (K_E , K_{η}), які відображають технічний стан нагнітача та визначаються експериментально. Тому реальна робоча (фактична) точка нагнітача визначається параметрами:

$$\begin{aligned} E_{\text{пр}}^{\phi} &= E_{\text{пр}} - (1 - K_E) \cdot E_{\text{баз}} \\ \eta^{\phi} &= \eta_{\text{п}} - (1 - K_{\eta}) \cdot \eta_{\text{баз}} \end{aligned} \quad (2.7)$$

де $E_{\text{баз}}$ та $\eta_{\text{баз}}$ – базові (каталожні) значення ступеня стиснення та ККД відповідно для кожного типу нагнітача; K_E і K_η – коефіцієнти приведення паспортних характеристик $E_{\text{п}} = f(V_{\text{пр}})$ та $\eta_{\text{п}} = f(V_{\text{пр}})$ відповідно до реальних.

Тиск на виході з групи нагнітачів визначається виразом:

$$p_{\text{вих}}^{BK} = E_{\text{пр}}^\phi \cdot p_{\text{вх}}^{BK} \quad (2.8)$$

Фактична температура на виході з нагнітача:

$$T_{\text{вих}}^{BK} = T_{\text{вх}}^{BK} \cdot E_{\text{пр}}^{\frac{\phi \cdot k - 1}{k} \cdot \frac{1}{\eta^\phi}} \quad (2.9)$$

Внутрішня потужність нагнітача:

$$N_i = 4 \frac{k}{k-1} Z_{\text{вх}} V_k (T_{\text{вих}}^{BK} - T_{\text{вх}}^{BK}) \quad (2.10)$$

де $Z_{\text{вх}}$ – коефіцієнт стисливості за параметрами на вході.

В результаті потужність, що витрачається на привід i -го нагнітача визначається:

$$P_e = \frac{(P_i + P_{\text{зб}} + P_{\text{мех}})}{\eta_e}, \quad (2.11)$$

де $P_{\text{зб}}$, $P_{\text{мех}}$ – втрати потужності відповідно на збудження та на передачу механічної потужності від приводу до нагнітача; $\eta_{\text{ед}}$ – ККД електродвигуна.

Математична модель апаратів повітряного охолодження газу ґрунтується на теоретичній залежності природної та вимушеної конвекції у трубчастих теплообмінниках. Оскільки в АПО, зазвичай, встановлено по два вентилятори, то при розгляді секції необхідно площу установки поділити навпіл.

В результаті отримуємо модель, що дозволяє знайти температуру на виході АПО при будь-якому поєднанні секцій із включеними та відключеними вентиляторами:

$$t_{\text{вих}}^{\text{АПО}} = \frac{n_{\text{ех}}^{2\text{вен}} \cdot t_2^{2\text{вен}} + n_{\text{ех}}^{1\text{вен}} \cdot t_2^{1\text{вен}} + n_{\text{ех}}^{0\text{вен}} \cdot t_2^{0\text{вен}}}{n_{\text{ех}}^{2\text{вен}} + n_{\text{ех}}^{1\text{вен}} + n_{\text{ех}}^{0\text{вен}}}, \quad (2.12)$$

де $t_{2\text{вен}}$, $t_{1\text{вен}}$, $t_{0\text{вен}}$ – температура на виході з секції, де працює відповідно

2 вентилятори, 1 вентилятор і вентилятор не працює; $n_{2\text{вен}}$, $n_{1\text{вен}}$, $n_{0\text{вен}}$ – кількість секцій АПО, де працюють відповідно 2 вентилятори, 1 вентилятор та вентилятор вимкнено.

Тиск на виході з АПО складає:

$$p_{\text{вих}}^{\text{АПО}} = p_{\text{вх}}^{\text{АПО}} - \Delta p, \quad (2.13)$$

де Δp – гідравлічний опір апарату, що складається з опору тертя, місцевих опорів та опору на прискорення потоку, пов'язаний із зміною щільності середовища від входу до виходу.

Потужність, що споживається електродвигуном вентилятора АПО, становить:

$$P_{\text{вих}} = \frac{V_{\text{воз}}^{\phi} \cdot \Delta p_{\text{ст}}}{\eta_{\text{вен}} \eta_{\text{ед}} \eta_{\text{р}}}, \quad (2.14)$$

де $V_{\text{воз}}^{\phi}$ – кількість повітря, що переміщується вентилятором; $\Delta p_{\text{ст}}$ – перепад статичного тиску повітря; $\eta_{\text{вен}}$, $\eta_{\text{ед}}$, $\eta_{\text{р}}$ – відповідно ККД вентилятора (при заданому вугіллі установки лопатей), двигуна та редуктора.

Для розрахунку тепловіддачі з боку повітря при вимушеній конвекції (включено вентилятор) необхідно найбільш повно враховувати тепловіддачу від реброваної поверхні до повітря за виразом [56, 57, 58, 59]:

$$Nu_{\text{в}} = 0,223 Re_{\text{в}}^{0,65} \left(\frac{d_{\text{тр}}}{u_{\text{р}}} \right)^{-0,54} \left(\frac{h_{\text{р}}}{u_{\text{р}}} \right)^{-0,14} \quad (2.15)$$

де $d_{\text{тр}}$ – діаметр трубок у підстави ребра; $u_{\text{р}}$ – крок між ребрами; $h_{\text{р}}$ – висота ребр.

Для розрахунку тепловіддачі стінкам трубок АПО використовується традиційне критеріальне рівняння для турбулентного перебігу в трубі, яке адаптоване для реальних процесів охолодження. Так, при розрахунку кількості повітря, що переміщується вентилятором, запроваджено поправочний коефіцієнт K_{R} :

$$V_{\text{воз}}^{\phi} = \frac{\pi}{4} (d_0^2 - d_{\text{ст}}^2) v_{\text{в.ср}} \cdot K_{\text{R}} \quad (2.16)$$

де $d_0, d_{ст}$ – діаметри обичайки та маточини вентилятора; $v_{в.ср}$ – середня швидкість повітря в перерізі конфузора.

Для підвищення достовірності розрахунку реальних параметрів рівняння теплопередачі необхідно ввести коефіцієнт K_S , що враховує забруднення міжреберного простору секцій АПО:

$$Q_2 = \frac{k \cdot \theta \cdot F}{2} K_S, \quad (2.17)$$

де Q_2 – кількість теплоти, відведеної від газу; θ – середньологарифмічний температурний напір; F – загальна зовнішня площа теплообмінника; k – коефіцієнт теплопередачі, що визначається виразом:

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_{в}} + \frac{d_{тр} - d_{вн}}{2\lambda_{ст}} \cdot \frac{\varphi \cdot d_{тр}}{d_{вн}} - \frac{1}{\alpha_{г}} \cdot \frac{\varphi \cdot d_{тр}}{d_{вн}} \right) K_Z, \quad (2.18)$$

де $d_{тр}, d_{вн}$ – діаметри трубок відповідно у основи ребра та внутрішній; $\alpha_{в}, \alpha_{г}$ – коефіцієнти тепловіддачі повітря по газу відповідно; $\lambda_{ст}$ – теплопровідність стінки; φ – коефіцієнт ребра; K_Z – поправочний коефіцієнт, що враховує внутрішнє забруднення трубок.

Експериментально встановлено, що всі перераховані вище поправочні коефіцієнти приймають такі значення: $K_R=1,0 \div 0,6$; $K_S=1,0 \div 0,55$; $K_Z=1,0 \div 0,85$. Однак найбільшої складності викликає визначення коефіцієнта K_S , який зі збільшенням забруднень трубок АПО з повітряного боку зменшується через зниження різниці між температурами газу та стінки трубок.

2.2.2. Математична модель ділянки газопроводу між двома компресорними станціями

Математична модель ділянки газопроводу між двома компресорними станціями заснована на методиках аеродинамічного та теплового розрахунку та призначена для визначення падіння тиску та температури газу за довжиною трубопроводу. Як показав аналіз зіставлення різних емпіричних виразів з експлуатаційними характеристиками розглянутих МГ, найкращу кореляцію з

експериментальними даними дають результати розрахунків кінцевої температури на виході лінійної ділянки за рівнянням [60]:

$$t_{\text{вих}}^{\text{луг}} = t_{\text{гр}} + (t_{\text{вх}} - t_{\text{гр}}) \cdot e^{-\alpha L} - \left[D_i \frac{p_{\text{вх}} - p_{\text{вих}}}{a} - \frac{9,81 \cdot \Delta Z}{a C_p} \right] (1 - e^{-\alpha L}), \quad (2.19)$$

де $a = \frac{3,14 \cdot K \cdot D}{V_{\text{г}} \cdot \rho_{\text{г}} \cdot C_p}$ – параметр або критерій Шухова; K – коефіцієнт

теплопередачі; D, L – зовнішній діаметр та довжина трубопроводу відповідно; $V_{\text{г}}$ – об'єм газу, що перекачується; p – ізобарна теплоємність газу; $\rho_{\text{г}}$ – щільність газу; ΔZ – різниця кінцевої та початкової позначок ділянки газопроводу; $t_{\text{гр}}, t_{\text{вх}}$ – температура ґрунту газу на початку трубопроводу відповідно; $D_i = C_{\text{сп}}^{-1} (0,98 \cdot 10^6 T - 1,5)$ – коефіцієнт Джоуля-Томпсона; $p_{\text{вх}}, p_{\text{вих}}$ – тиск відповідно на початку та в кінці газопроводу.

Тиск газу на виході з лінійної частини МГ обчислюється за формулою:

$$p_{\text{вих}}^{\text{луг}} = \sqrt{p_{\text{вх}}^2 - \frac{\lambda \cdot \Delta \cdot Z_{\text{сп}} \cdot T_{\text{сп}} \cdot L \cdot V_{\text{к}}^2}{(105,087 \cdot d^{2.5})^2}}, \quad (2.20)$$

де d – внутрішній діаметр газопроводу; $p_{\text{вх}}$ – абсолютний тиск на початку ділянки газопроводу; Δ – відносна щільність газу повітрям; $T_{\text{сп}}$ – середня по довжині ділянки МГ температура газу, що транспортується; $Z_{\text{сп}}$ – середній по довжині газопроводу коефіцієнт стисливості газу; λ – коефіцієнт гідравлічного опору ділянки МГ, який розраховується через добуток експериментального коефіцієнта $K_{\text{МС}}$ на коефіцієнт опору тертю $\lambda_{\text{тр}}$. Для реальних МГ $K_{\text{МС}} = 1,25 \div 1,47$, а $\lambda_{\text{тр}}$:

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,067 \left(\frac{158}{\text{Re}} + \frac{2\kappa_{\text{е}}}{d} \right)^{0,2}, \quad (2.21)$$

де $\kappa_{\text{е}}$ – еквівалентна шорсткість труб, діапазон змін якої визначається в ході одержання експлуатаційних характеристик кожного з аналізованих трубопроводів.

Отримані математичні моделі теплоенергетичної системи стиснення,

охолодження та передачі газу трубопроводами є центральною ланкою алгоритму вибору оптимальних параметрів енергоспоживання на виході з кожної КС. Математичне моделювання теплоенергетичної системи стиснення, охолодження та передачі газу трубопроводами відноситься до завдань нелінійного програмування. Для вирішення таких завдань найбільш підходить удосконалений алгоритм прямого пошуку можливих напрямків, в основі якого лежить метод системної оптимізації, вирішальний нелінійні завдання без обмежень та обмеженнями типу нерівностей.

Основними оптимізованими параметрами є тиск і температура газу після АПО на виході КС. У процесі оптимізації зміна параметрів відбувається залежно від [63, 64, 69]:

- кількості працюючих нагнітачів з урахуванням дискретного або плавного регулювання їхньої швидкості;
- фактичних величин швидкості обертання та моменту на валу кожного нагнітача;
- кількості включених вентиляторів АПО газу з урахуванням дискретного чи плавного регулювання їхньої швидкості обертання (синхронно чи індивідуально).

Діапазон зміни параметрів, що оптимізуються, може бути обмежений у зв'язку з пропускнуою здатністю МГ і температурними обмеженнями.

Практична реалізація даної системної оптимізації передбачає наявність автоматизованих систем стабілізації внутрішніх та вихідних параметрів на базі регульованих електроприводів агрегатів кожної КС, впровадження яких потребує додаткового техніко-економічного обґрунтування [70, 71, 72].

2.2.3. Математичне моделювання відцентрового компресору

Потужність, яка споживається відцентровим компресором, можна визначити за формулою [90]:

$$N_k = \frac{G \cdot L_{\text{із.к}}}{\eta_{\text{із.к}}}, \text{ Вт}, \quad (2.22)$$

де $G = \rho Q$ – масова продуктивність компресора (масова витрата природного газу, що нагнітається компресором), кг/с;

ρ – густина природного газу, кг/м³;

Q – об'ємна продуктивність компресора (об'ємна витрата природного газу, що нагнітається компресором), м³/с;

$$L_{\text{із.к}} = C_p T_H \ln \frac{P_k}{P_H} + \frac{C_k^2 - C_H^2}{2} \quad (2.23)$$

питома ізотермічна робота компресора, Дж/кг;

C_p – питома теплоємність природного газу при постійному тиску, Дж / (кг К);

T_H – температура природного газу на вході в компресор, К;

P_H і P_k – тиск газу на вході та на виході з компресора, Па;

C_H і C_k – швидкості газу на вході та на виході з компресора, м/с;

Рівняння нерозривності потоку природного газу, що проходить через компресор, можна визначити так:

$$\begin{aligned} G &= G_H = G_k; \\ \rho_H Q_H &= \rho_k Q_k; \\ \rho_H C_H S_H &= \rho_k C_k S_k, \end{aligned} \quad (2.24)$$

де $G_H, Q_H, \rho_H, S_H, G_k, Q_k, \rho_k, S_k$ – масові та об'ємні витрати, щільності природного газу, площі перетинів трубопроводів, відповідно, на вході та на виході з компресора.

Зв'язок між термодинамічними параметрами стану природного газу (тиску, температури, щільності) на вході та виході з компресора:

$$\begin{aligned} \rho_H &= P_H / (Z_H R T_H); \\ \rho_k &= P_k / (Z_k R T_k), \end{aligned} \quad (2.25)$$

де R – газова постійна;

Z_H і Z_K – коефіцієнти стисливості.

Потужність, яка споживається компресором (2.22) залежить від частоти обертання ω і обертаючого моменту $M_{кр}$ на його валу. Вони визначаються режимом роботи газової турбіни:

$$P_e = \omega M_{кр}; \quad (2.26)$$

Рівняння, отримані в (2.22)-(2.26) є математичною моделлю відцентрового компресора. Модель визначає основні зв'язки між характеристиками компресора і параметрами природного газу, який перекачується магістральним газопроводом.

Важливим для задачі оптимізації є отримання функціональної залежності між регульованими величинами (витрата природного газу на виході з компресора Q_K) та вхідними величинами (частотою обертання ротора ω і обертаючим моментом $M_{кр}$). Подаючи послідовно вирази (2.23) у (2.24), (2.24) – у (2.23), (2.23) та (2.26) – у (2.22), отримуємо:

$$C_k = Q_K / S_K; \quad G = \rho_K Q_K; \quad Q_H = G / \rho_H = \frac{\rho_K}{\rho_H} Q_K;$$

$$C_H = G / \rho_H S_H = \rho_K Q_K / \rho_H S_H; \quad C_k = Q_K / S_K; \quad L_{ii,k} = C_p T_H \ln \frac{P_K}{P_H} + 0,5 \left(\frac{Q_K^2}{S_K^2} - \frac{Q_H^2}{S_H^2} \right);$$

$$P_K = \rho_K Z_K R T_K; \quad P_H = \rho_H Z_H R T_H;$$

$$L_{ii,k} = C_p T_H \ln \frac{\rho_K}{\rho_H} \cdot \frac{Z_K}{Z_H} \cdot \frac{T_K}{T_H} + 0,5 \left[\frac{1}{S_K^2} - \left(\frac{\rho_K}{\rho_H S_H} \right)^2 \right] Q_K^2;$$

$$\omega M_{кр} = \frac{\rho_K}{\eta_{із}} \left\{ \left(C_p T_H \ln \frac{\rho_K}{\rho_H} \cdot \frac{Z_K}{Z_H} \cdot \frac{T_K}{T_H} \right) Q_K + 0,5 \left[\frac{1}{S_K^2} - \left(\frac{\rho_K}{\rho_H S_H} \right)^2 \right] Q_K^2 \right\}. \quad (2.27)$$

Ступінь стиснення повітря у компресорі P_K / P_H та ізотермічний ККД $\eta_{із}$ можуть бути виражені як функції об'ємної продуктивності компресора Q_K та частоти його обертання ω шляхом апроксимації характеристик компресора, отриманих при випробуваннях:

$$\begin{aligned} P_k / P_n &= f_1(Q_k, \omega); \\ \eta_{i3} &= f_2(Q_k, \omega). \end{aligned} \quad (2.28)$$

Функція (2.6) може бути представлена у вигляді:

$$\omega M_{кр} = \frac{P_k}{Z_k R T_k f_2(Q_k, \omega)} \left\{ \left(C_p T_n \ln \frac{P_k}{P_n} \right) Q_k + 0,5 \left[\frac{1}{S_k^2} - \left(\frac{P_k}{P_n} \cdot \frac{Z_k}{Z_n} \cdot \frac{T_k}{T_n S_n} \right)^2 \right] Q_k^2 \right\} \quad (2.29)$$

2.2.4. Математичне моделювання газової турбіни

Рівняння обертального руху ротора газової турбіни ГПА можна представити рівнянням:

$$J_{пр} \dot{\omega} + M_{тр} + M_{упр} = M_r, \quad (2.30)$$

де $J_{пр}$ – приведений момент інерції ротора, що складається з моментів інерції роторів турбіни та компресора, кг·м²;

$M_{тр}$ – момент тертя в опорах ротора, Н·м;

$M_{упр}$ – пружний момент, обумовлений пружною деформацією ротора та сполучної муфти, Н·м;

M_r – сумарний момент, що розвивається в робочих ступенях газової турбіни.

Сумарний момент тертя складається із моментів сухого та рідинного тертя в опорах:

$$M_{тр} = M_{ст} + M_{рт} = |M_{ст}| \text{sign}\{\omega\} + k_{рт} \omega, \quad (2.31)$$

де $M_{ст}$ – абсолютне значення моменту сухого тертя, Н·м;

$k_{рт}$ – значення коефіцієнта рідинного тертя, Н·м/(рад/с).

Момент, який обумовлений пружною деформацією ротора:

$$M_{упр} = C_{св} (\phi_k - \phi_r), \quad (2.32)$$

де ϕ_k і ϕ_r – кути повороту валу компресора і турбіни, рад;

Еквівалентний момент на валу турбіни може бути представлений як

сума моментів, що створюються в регулюючій ступенів ($M_T^{\text{рег}}$) та у робочих ступенях ($M_T^{\text{раб}}$):

$$M_T = M_T^{\text{рег}} + M_T^{\text{раб}} \quad (2.33)$$

Момент залежить від газодинамічної силою, яка створюється струменем, що виходить із соплової решітки $F_{\text{гд}}^{\text{рег}}$ та середнім діаметром регулюючого ступеня ($d_{\text{к}}^{\text{рег}}$):

$$M_{\text{г}}^{\text{рег}} = F_{\text{гд}}^{\text{рег}} \cdot d_{\text{к}}^{\text{рег}}, \quad (2.34)$$

Результуюча гідродинамічна сила, що виходить із соплової решітки, визначається за формулою:

$$F_{\text{гд}}^{\text{рег}} = 0,5 C_{\text{гд}} \rho_{\text{г}}^{\text{рег}} S_{\alpha} V_{\text{г}}^{\text{рег}2}, \quad (2.35)$$

де $C_{\text{гд}}$ – експериментальний коефіцієнт гідродинамічної сили;

$$\rho_{\text{г}}^{\text{рег}} = P_{\text{г}}^{\text{рег}} / (Z_{\text{г}} R_{\text{г}} T_{\text{г}}^{\text{рег}}) - \quad (2.36)$$

щільність газу при відповідних значеннях його температури $T_{\text{г}}$ та тиску $P_{\text{г}}$ на виході із соплової решітки, кг/м³;

$R_{\text{г}}$ – постійна газова природного газу,

$S_{\alpha} = S_{\lambda} \cos \alpha$ – площа проєкцій робочої лопатки на площину, нормальну до напрямку гідродинамічної сили (до напрямку осі соплової решітки), м²;

α – кут між напрямком осі соплової решітки та дотичної до поверхні лопатки в точці її перетину з напрямком осі решітки, рад;

$V_{\text{г}}$ – швидкість потоку газу на виході з соплової решітки, м/с.

Швидкість $V_{\text{г}}$ виражається через масову витрату газу $G_{\text{г}}$, що надходить у регулюючий ступінь:

$$V_{\text{г}}^{\text{рег}} = G_{\text{г}} / \rho_{\text{г}}^{\text{рег}} S_{\text{сп}}, \quad (2.37)$$

де $S_{\text{сп}}$ – площа перерізу вихідних каналів соплової решітки, м²,

а також через швидкість потоку пари на вході в соплову решітку:

$$V_{\Gamma}^{\text{пер}} = \phi \left[2\Delta h_0 (1 - \theta) + V_{\Gamma_0}^2 \right]^{0,5}, \quad (2.38)$$

де ϕ – коефіцієнт швидкості, що обчислюється за співвідношенням:

$$\phi = (1 - \xi)^{0,5},$$

ξ – коефіцієнт втрат соплової решітки, що обчислюється за існуючими рекомендаціями;

Δh_0 – ізоентропний теплоперепад ступеня, $\text{м}^2/\text{с}^2$;

$$\theta = \Delta h_{\text{сп}} / \Delta h_0 -$$

ступінь реактивності за середнім діаметром;

Δh_0 – розташований теплоперепад робочої решітки на середньому діаметрі, $\text{м}^2/\text{с}^2$;

$$V_{\Gamma_0} = G_{\Gamma} / \rho_{\Gamma_0} S_{\text{сп}}^o - \quad (2.39)$$

швидкість потоку газу на вході в соплову решітку, $\text{м}/\text{с}$;

Відповідно,

$$\rho_{\Gamma_0} = P_{\Gamma_0} / (Z_{\Gamma_0} R_{\Gamma} T_{\Gamma_0}) - \quad (2.40)$$

і $S_{\text{сп}}^o$ – щільність потоку газу та площа перерізу каналів на вході в соплову решітку.

Момент, що розвивається в робочих ступенях, залежить від тиску газу в робочих ступенях $P_{\Gamma}^{\text{роб}}$ та від сумарної ефективної площі ступенів $S_{\text{роб}}^{\text{еф}}$:

$$M_{\Gamma}^{\text{роб}} = P_{\Gamma}^{\text{роб}} + S_{\text{роб}}^{\text{еф}}, \quad (2.41)$$

Тиск газу в робочих ступенях $P_{\Gamma}^{\text{роб}}$ визначається за умови рівності напорів газу за умови повного гальмування його потоку при переході з регулюючого ступеня до робочого:

$$\frac{P_{\Gamma}^{\text{пер}}}{\rho_{\Gamma}^{\text{пер}} g} + \frac{V_{\Gamma}^{\text{пер}2}}{2g} = \frac{P_{\Gamma}^{\text{роб}}}{\rho_{\Gamma}^{\text{роб}} g};$$

$$P_{\Gamma}^{\text{роб}} = P_{\Gamma}^{\text{пер}} \frac{\rho_{\Gamma}^{\text{роб}}}{\rho_{\Gamma}^{\text{пер}}} + 0,5 \rho_{\Gamma}^{\text{роб}} V_{\Gamma}^{\text{пер}2}. \quad (2.42)$$

Тиск газу в регулюючому ступені дорівнює різниці тиску газу $P_{го}$ на вході в регулюючий ступінь і втрат тиску в сопловій решітці $\Delta P_{сп}$:

$$P_{\Gamma}^{пер} = P_{го} - \Delta P_{сп}, \quad (2.43)$$

де

$$\Delta P_{сп} = \zeta_{сп} \frac{\rho_{го}}{2} V_{го}^2 = 0,5 \zeta_{сп} G_{\Gamma}^2 / S_{сп}^o 2, \quad (2.44)$$

$\zeta_{сп}$ – коефіцієнт сумарних гідравлічних втрат в сопловій решітці.

Підставляючи послідовно вирази (2.40) – (2.35) у (2.34) та (2.44) – (2.42) у (2.41), отримаємо наступні формули для моментів:

$$M_{\Gamma}^{пер} = 0,5 C_{гд} d_{к}^{пер} \frac{S_{\alpha}}{S_{сп} \rho_{\Gamma}^{пер}} G_{\Gamma}^2 = K_{мп}^{пер} G_{\Gamma}^2 / \rho_{\Gamma}^{пер}, \quad (2.45)$$

де

$$K_{мп}^{пер} = 0,5 C_{гд} d_{к}^{пер} \frac{S_{\alpha}}{S_{сп}};$$

$$\begin{aligned} M_{\Gamma}^{роб} &= \left\{ \frac{\rho_{\Gamma}^{роб}}{\rho_{\Gamma}^{пер}} (P_{го} - 0,5 \zeta_{сп} G_{\Gamma}^2 / S_{сп}^o 2) + 0,5 \frac{\rho_{\Gamma}^{роб}}{\rho_{\Gamma}^{пер 2}} G_{\Gamma}^2 \right\} d_{к}^{пер} = \\ &= \frac{\rho_{\Gamma}^{роб}}{\rho_{\Gamma}^{пер}} d_{к}^{пер} P_{го} + \left(0,5 \frac{\rho_{\Gamma}^{роб}}{\rho_{\Gamma}^{пер} S_{сп}^2} - 0,5 \frac{\zeta_{сп}}{S_{сп}^o 2} \right) d_{к}^{пер} G_{\Gamma}^2 = \\ &= K_{мпр}^{роб} P_{го} + K_{мг}^{роб} G_{\Gamma}^2, \end{aligned} \quad (2.46)$$

де

$$K_{мпр}^{роб} = \rho_{\Gamma}^{роб} d_{к}^{пер} / \rho_{\Gamma}^{пер};$$

$$K_{мг}^{роб} = 0,5 \left(\rho_{\Gamma}^{роб} / \rho_{\Gamma}^{пер} S_{сп}^2 - \zeta_{сп} / S_{сп}^o 2 \right).$$

$$M_{\Gamma} = K_{мг}^{роб} P_{го} + \left(K_{мг}^{роб} + K_{мг}^{пер} / \rho_{\Gamma}^{пер} \right) G_{\Gamma}^2 = K_{мг}^{роб} P_{го} + K_{мг\Sigma} G_{\Gamma}^2, \quad (2.47)$$

де

$$K_{мг\Sigma} = K_{мг}^{роб} + K_{мг}^{пер} / \rho_{\Gamma}^{пер}.$$

З урахуванням виразів (2.41), (2.42) та (2.47) рівняння динаміки ротора турбокомпресора (2.30) запишеться у вигляді:

$$J_{пр} \ddot{\phi} + |M_{ст}| \text{sign}\{\dot{\phi}\} + k_{жг} \dot{\phi} + C_{св} (\phi_k - \phi_t) = K_{мпр}^{роб} P_{го} + K_{мг\Sigma} G_{г}^2, \quad (2.48)$$

2.3. Математичне моделювання системи керування газоперекачувальними агрегатами

З метою покращення показників якості систем керування та створення прецизійних регуляторів ГПС необхідно розробити математичні моделі газотурбінної установки, компресору та виконавчого механізму системи регулювання витрати природного газу.

Математична модель ГПС повинна включати окремі моделі таких елементів [73, 74, 75]:

- відцентрового компресора;
- газової турбіни;
- електрогідравлічного виконавчого механізму (включно пропорційний сервоклапан та силовий гідроциліндр);
- система клапанів, які регулюють параметри виконавчого механізму.

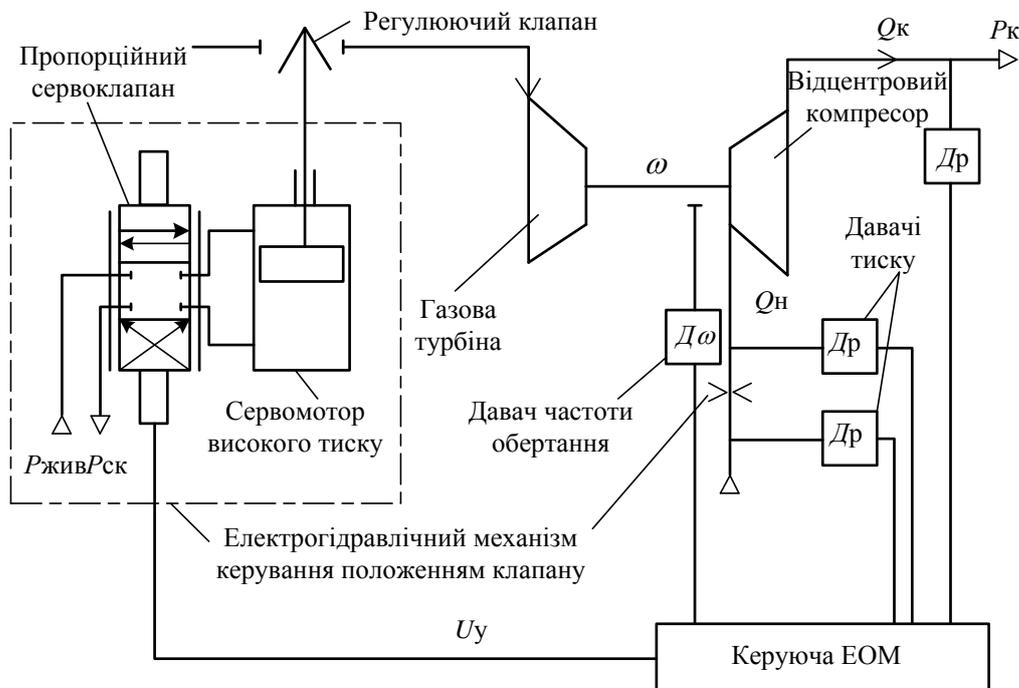


Рис. 2.1. – Принципова схема електрогідравлічного виконавчого механізму регулювання частоти обертання ГПА

2.3.1. Математичне моделювання електрогідравлічного виконавчого механізму

2.3.1.1. Математичне моделювання електрогідравлічного підсилювача

Частотні характеристики електромеханічних перетворювачів сервоклапанів у всьому діапазоні робочих частот задовільно описуються передавальною функцією послідовно з'єднаних аперіодичних і коливальних ланок [77, 78]:

$$W_{\text{емп}}(S) = \frac{X_3(S)}{U_y(S)} = \frac{K_{\text{емп}}}{(T_e S + 1)(T_m^2 S^2 + 2\xi_m T_m S + 1)}, \quad (2.49)$$

де $K_{\text{емп}} = \frac{X_3^{\text{max}}}{U_y^{\text{max}}}$, м/В – статичний коефіцієнт передачі ЕМП;

X_3 – переміщення золотника сервоклапану, м;

U_y – керуюча напруга на вході в ЕМП, В;

T_e – електрична постійна часу ЕМП

T_m – електромеханічна постійна часу золотника, с;

ξ_m – коефіцієнт відносного демпфування золотника.

В діапазоні частот до 40 Гц задовільний збіг розрахункових та експериментальних характеристик забезпечується при поданні моделі ЕМП аперіодичною ланкою з діапазоном значень $T_e = (0,39-1,4) \cdot 10^{-3}$ с (залежно від типорозміру сервоклапану):

$$T_e \dot{X}_3 + X_3 = K_{\text{емп}} U_y. \quad (2.50)$$

У діапазоні частот від 40 до 100 Гц частотні характеристики ЕМП задовільно описуються моделлю коливальної ланки:

$$T_m^2 \ddot{X}_3 + 2\xi_m T_m \dot{X}_3 + X_3 = K_{\text{емп}} U_y \quad (2.51)$$

при значеннях $T_m = (1,33-7) \cdot 10^{-3}$ та $\xi_m = 1$.

При більш високих частотах необхідно використовувати модель (2.48),

утворену послідовним з'єднанням аперіодичного та коливального ланок.

2.3.1.2. Математичне моделювання гідродвигуна

Вихідна модель гідродвигуна поступального руху, розрахункова гідравлічна схема якого наведена на рис. 2.2, має наступний вигляд [90]:

$$\begin{cases} Q_{гд1} = S_{п} \frac{dX_{п}}{d\tau} + C_{гду} P_{гд1} + C_{гдп} (P_{гд1} - P_{гд2}) + \left(\frac{V_{гд1}}{\chi} + \frac{F_{п}^2}{C_{оп}} \right) \frac{dP_{гд1}}{d\tau}; \\ Q_{гд2} = (S_{п} - S_{шт}) \frac{dX_{п}}{d\tau} + C_{гду} P_{гд2} + C_{гдп} (P_{гд1} - P_{гд2}) + \\ + \left(\frac{V_{гд2}}{\chi} + \frac{F_{шт}^2}{C_{оп}} \right) \frac{dP_{гд2}}{d\tau}. \end{cases} \quad (2.52)$$

Рівняння руху вихідної ланки (поршня) з наведеним до неї навантаженням:

$$\begin{aligned} S_{п} P_{гд1} - S_{шт} P_{гд2} = & (m_{гд}^{пр} + m_{оп}^{пр}) \frac{d^2 X_{п}}{d\tau^2} + (K_{тр}^{гд} + K_{тр}^{оп}) \frac{dX_{п}}{d\tau} + \\ & + |(F_{ст}^{гд} + F_{ст}^{оп})| \operatorname{sign} \left\{ \frac{dX_{п}}{d\tau} \right\} + C_{оп}^{пр} X_{п} + F_{в}^{оп}. \end{aligned} \quad (2.53)$$

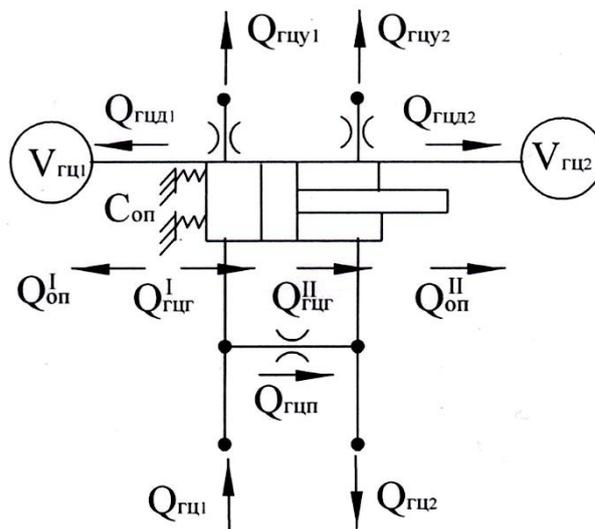


Рис. 2.2 –Розрахункова гідравлічна схема гідродвигуна (гідроциліндра)

У рівняннях (2.52) та (2.53)

$Q_{гд1}$ і $Q_{гд2}$ – витрати робочої рідини через порожнини гідродвигуна,

m^3/c ;

$X_{\text{п}}$ – переміщення поршня, м;

$P_{\text{гд1}}$ і $P_{\text{гд2}}$ – тиски в робочих порожнинах, Па;

$V_{\text{гд1}}$, $V_{\text{гд2}}$, $S_{\text{п}}$, $S_{\text{шт}}$ – об'єми та ефективні площі поршневої та штокової порожнин гідродвигуна, відповідно, м³ та м²;

$C_{\text{п}}$ і $C_{\text{оп}}$ – наведені значення жорсткостей опор гідродвигуна та об'єкта регулювання, Н/м;

$m_{\text{гд}}^{\text{пр}}$ і $m_{\text{оп}}^{\text{пр}}$ – наведені маси вихідної ланки гідродвигуна та об'єкта регулювання, кг;

$F_{\text{ст}}^{\text{гд}}$ і $F_{\text{ст}}^{\text{оп}}$ – сили сухого тертя в опорах гідродвигуна та об'єкта регулювання, Н;

χ – адіабатичний модуль пружності робочої рідини, Па;

τ – час, с;

$F_{\text{в}}^{\text{оп}}$ – зовнішнє навантаження, що діє на вихідну ланку гідродвигуна з боку об'єкта регулювання, Н.

Рівняння руху робочого органу гідродвигуна, корпусу, встановленого на пружних опорах та навантаження (об'єкта управління) представлені у вигляді:

$$I_{\text{п}} \ddot{X}_{\text{д}} + k_{\text{ргд}} \dot{X}_{\text{д}} + C_{\text{св}} X_{\text{д}} = (P_{\text{гд1}} \Pi_{\text{гд1}} - P_{\text{гд2}} \Pi_{\text{гд2}}) + C_{\text{св}} X_{\text{н}} \quad (2.54)$$

$$I_{\text{н}} \ddot{X}_{\text{н}} + k_{\text{ргн}} \dot{X}_{\text{н}} + (C_{\text{св}} + C_{\text{н}}) X_{\text{н}} = C_{\text{св}} X_{\text{д}} \quad (2.55)$$

$$I_{\text{к}} \ddot{X}_{\text{к}} + k_{\text{ргк}} \dot{X}_{\text{к}} + C_{\text{оп}} X_{\text{к}} = P_{\text{гд2}} \Pi_{\text{гд2}} - P_{\text{гд1}} \Pi_{\text{гд1}} \quad (2.56)$$

де $X_{\text{д}}$, $\dot{X}_{\text{д}}$, $\ddot{X}_{\text{д}}$; $X_{\text{н}}$, $\dot{X}_{\text{н}}$, $\ddot{X}_{\text{н}}$; $X_{\text{к}}$, $\dot{X}_{\text{к}}$, $\ddot{X}_{\text{к}}$ – вихідні координати, швидкості та прискорення робочого органу гідродвигуна;

$I_{\text{д}}$, $I_{\text{н}}$, $I_{\text{к}}$ – наведені інерційні характеристики робочого органу гідродвигуна;

$k_{\text{ргд}}$, $k_{\text{ргн}}$, $k_{\text{ргк}}$ – коефіцієнти рідинного тертя в опорах гідродвигуна, навантаження і корпусу;

$C_{\text{н}}$, $C_{\text{св}}$, $C_{\text{оп}}$ – наведені жорсткості навантаження, зв'язку гідродвигуна з навантаженням та опор корпусу гідродвигуна;

$P_{\text{гд1}}, P_{\text{гд2}}$ – тиски в напірній та зливній порожнинах гідродвигуна;

$\Pi_{\text{гд1}}, \Pi_{\text{гд2}}$ – характерні параметри (ефективні площі або характерні об'єми) напірної та зливної порожнин гідродвигуна;

Рівняння (2.51)-(2.53) у типовій динамічній формі подаються у вигляді:

$$T_{\text{д}}^2 \ddot{X}_{\text{д}} + 2\xi_{\text{д}} T_{\text{д}} \dot{X}_{\text{д}} + XE = (K_{\text{р1}}^{\text{хд}} P_{\text{гд1}} - K_{\text{р2}}^{\text{хд}} P_{\text{гд2}}) + X_{\text{н}} \quad (2.57)$$

$$T_{\text{н}}^2 \ddot{X}_{\text{н}} + 2\xi_{\text{н}} T_{\text{н}} \dot{X}_{\text{н}} + X_{\text{н}} = K_{\text{хд}}^{\text{хн}} X_{\text{д}} \quad (2.58)$$

$$T_{\text{к}}^2 \ddot{X}_{\text{к}} + 2\xi_{\text{к}} T_{\text{к}} \dot{X}_{\text{к}} + X_{\text{к}} = K_{\text{р2}}^{\text{хк}} P_{\text{гд2}} - K_{\text{р1}}^{\text{хк}} P_{\text{гд1}} \quad (2.59)$$

У рівняннях (2.40)-(2.42):

$$T_{\text{д}} = \sqrt{\frac{I_{\text{д}}}{C_{\text{св}}}}; \quad T_{\text{н}} = \sqrt{\frac{I_{\text{н}}}{C_{\text{св}} + C_{\text{н}}}}; \quad T_{\text{к}} = \sqrt{\frac{I_{\text{к}}}{C_{\text{оп}}}};$$

$$\xi_{\text{д}} = \frac{k_{\text{ргд}}}{2T_{\text{д}} C_{\text{св}}}; \quad \xi_{\text{н}} = \frac{k_{\text{ргн}}}{2T_{\text{н}} (C_{\text{св}} + C_{\text{н}})}; \quad \xi_{\text{к}} = \frac{k_{\text{ргк}}}{2T_{\text{к}} C_{\text{оп}}};$$

$$K_{\text{р1}}^{\text{хд}} = \Pi_{\text{гд1}} / C_{\text{св}}; \quad K_{\text{р2}}^{\text{хд}} = \Pi_{\text{гд2}} / C_{\text{св}}; \quad K_{\text{хд}}^{\text{хн}} = C_{\text{св}} / (C_{\text{н}} + C_{\text{св}});$$

$$K_{\text{р1}}^{\text{хк}} = \Pi_{\text{гд1}} / C_{\text{оп}}; \quad K_{\text{р2}}^{\text{хк}} = \Pi_{\text{гд2}} / C_{\text{оп}};$$

– відповідно, постійні часу, коефіцієнти відносного демпфування та статичні коефіцієнти передачі гідродвигуна, навантаження та корпусу.

2.3.1.3. Математичне моделювання системи регулюючих клапанів

На клапани з боку потоку пари діє неврівноважена газодинамічна сила, що створює відповідне навантаження на сервомоторний шток. Конструктивну схему клапана наведено на рис. 2.3.

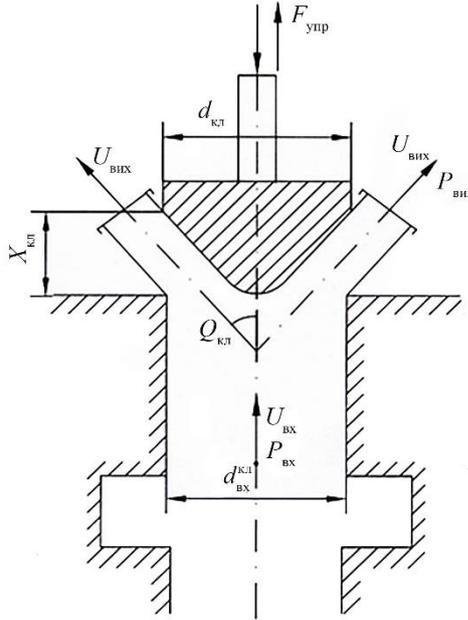


Рис. 2.3 – Принципова схема клапана

При цьому рівняння перебігу пари в прохідних каналах клапана, гідродинамічна сила, що діє на затвор клапана та функція площі прохідного перерізу можуть бути представлені виразами:

$$F_{\text{ГД}}^{\text{кл}} = (P_{\text{вх}}^{\text{кл}} - P_{\text{вих}}^{\text{кл}}) S_{\text{вх}} K_{\text{кл}},$$

$$\text{де } K_{\text{кл}} = 1 - 8 \frac{\mu_{\text{кл}}^2 X_{\text{кл}}}{\mu_{\text{кл}} d_{\text{кл}}} \sin \theta_{\text{кл}} \cos \theta_{\text{кл}} + 32 \mu_{\text{кл}}^2 \frac{X_{\text{кл}}}{d_{\text{кл}}^2} \sin^2 \theta_{\text{кл}}.$$

Площа поперечного перерізу вхідного каналу клапана $S_{\text{вх}}^{\text{кл}} = 0,25\pi d_{\text{вх}}^2$.

Площа прохідного перерізу клапана $S_{\text{кл}}(X_{\text{кл}})$ може бути визначена за наближеною залежністю:

$$S_{\text{кл}}(X_{\text{кл}}) = \pi d_{\text{вх}} X_{\text{кл}} \sin \theta_{\text{кл}}.$$

Ці вирази можуть бути приведені до вигляду:

$$Q_{\text{кл}} = K_{\text{QS}}^{\text{кл}} X_{\text{кл}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{\text{вх}}^{\text{кл}} - P_{\text{вих}}^{\text{кл}})}; \quad (2.60)$$

$$F_{\text{ГД}}^{\text{кл}} = (P_{\text{вх}}^{\text{кл}} - P_{\text{вих}}^{\text{кл}}) (S_{\text{вх}} - K_1^{\text{кл}} X_{\text{кл}} + K_2^{\text{кл}} X_{\text{кл}}^2), \quad (2.61)$$

де

$$K_{QS}^{кл} = \mu_{кл} \pi d_{вх} \sin \theta_{кл} ;$$

$$K_1^{кл} = 8 \frac{\mu_{кл}}{d_{кл}} \sin \theta_{кл} \cos \theta_{кл} S_{вх} ;$$

$$K_2^{кл} = 32 \mu_{кл}^2 \sin^2 \theta_{кл} S_{вх} / d_{кл}^2 .$$

Тут $X_{кл}$ – переміщення регулюючого елемента клапана (величина зміщення від вихідного положення);

$P_{вх}^{кл}$ і $P_{вих}^{кл}$ – тиск газу в перерізах до та після регулюючого елемента клапана;

$\mu_{кл}$ – коефіцієнт витрати клапана;

$S_{вх} = 0,25\pi d_{вх}^2$ – площа перерізу каналу перед входом у клапан.

З урахуванням послідовного спрацьовування регулюючих клапанів інтегральна функція витрати газу через клапани може бути представлена у вигляді:

$$Q_{кл} = \begin{cases} K_{QS}^{кл} X_{см} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{вх}^{кл} - P_{вих}^{кл})} & \text{при } 0 \leq X_{см} \leq X_{кл_1}^{max} ; \\ K_{QS}^{кл} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{вх}^{кл} - P_{вих}^{кл})} (X_{кл_1}^{max} - X_{см}) & \text{при } X_{кл_1}^{max} \leq X_{см} \leq X_{кл_2}^{max} ; \\ \dots \dots \dots \\ K_{QS}^{кл} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{вх}^{кл} - P_{вих}^{кл})} (X_{кл_1}^{max} + \dots + X_{см}) & \text{при } X_{кл_{n-1}}^{max} \leq X_{см} \leq X_{кл_n}^{max} . \end{cases} \quad (2.62)$$

У лінеаризованій околиці малих відхилень параметрів математичної моделі САР, яка може використовуватися для структурно-параметричного синтезу регулятора, функція витрати газу може бути обмежена складовою першого клапана, тобто:

$$Q_{кл} = K_{QS}^{кл} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{вх}^{кл} - P_{вих}^{кл})} X_{см} . \quad (2.63)$$

Відповідно, гідродинамічна сила, що діє на клапан (2.63)

визначатиметься виразом:

$$F_{ГД}^{КЛ} = (P_{ВХ}^{КЛ} - P_{ВИХ}^{КЛ}) (S_{ВХ} - K_1^{КЛ} X_{КЛ} + K_2^{КЛ} X_{КЛ}^2), \quad (2.64)$$

а значення масової витрати газу, що входить до рівняння обертального руху ротора турбіни, становитиме:

$$G_{Г} = \rho_{Г} Q_{КЛ}, \quad (2.65)$$

де щільність газу визначається рівнянням його термодинамічного стану:

$$\rho_{Г} = \rho_{Г}(P_{Г}, T_{Г}), \quad (2.66)$$

Як рівняння стану (2.61) для газу може використовуватися рівняння Ван-дер-Ваальса:

$$(P_{Г} + a\rho_{Г}^2) \left(\frac{1}{\rho_{Г}} - b \right) = R_{Г} T_{Г}, \quad (2.67)$$

де $P_{Г}, R_{Г}, T_{Г}$ – середні (взяті за перерізами на вході та на виході з клапана) значення тиску, температури та газової постійної природного газу; a і b – Константи Ван-дер-Ваальса.

Вирази (2.64), (2.65) та (2.67) є замикаючими співвідношеннями для рівняння динаміки ротора компресора та поршня гідравлічного сервомотора.

2.4. Загальна динамічна модель

2.4.1. Динаміка тиску у нагнітальному каналі

Механічний масовий баланс у порожнині:

$$\frac{d}{dt}(p_s V_s) = RT_s (\dot{n}_{ВХ} - \dot{n}_{ВХ.КОМПР}) \quad (2.68)$$

в більш звичній формі (через масу):

$$\frac{dp_s}{dt} = \frac{RT_s}{V_s} (\dot{m}_{ВХ} - \dot{m}) \frac{1}{Z} \quad (2.69)$$

аналогічно для нагнітальної порожнини:

$$\frac{dp_d}{dt} = \frac{RT_d}{V_d} (\dot{m} - \dot{m}_{ВИХ}) \frac{1}{Z} \quad (2.70)$$

Тут $\dot{m}_{\text{вх}}$ – масовий притік від мережі; $\dot{m}_{\text{вих}}$ – виток у магістраль (через вимірювальний трубопровід/клапан).

Більш точний варіант враховує зміну температури T_s, T_d ; для простоти можна вважати їх постійними або моделювати енергобаланс.

2.4.2. Рівняння динаміки валу

Момент балансу на валу:

$$J \frac{d\omega}{dt} = T_e - T_c(\omega, \dot{m}) - B\omega \quad (2.71)$$

де:

T_e – електричний момент від двигуна (керований привід),

T_c – момент, який витрачається на стиск ($T_c = \frac{\dot{m}}{\omega} \Delta h$, або $T_c = \frac{\dot{m} \Delta h}{\omega}$ при

коректних одиницях),

B – демпфуючий коефіцієнт (передача втрат).

2.4.3. Зв'язок масової витрати з регулюючим клапаном

Масова витрата через компресор на даній ω визначається як функція тисків:

$$\dot{m} = f_{\text{карта}}(\omega, p_s, p_d) \quad (2.72)$$

у практичній реалізації: при відомих p_s, p_d, ω знаходимо $\Pi = p_d/p_s$ і визначаємо $\dot{m}_{\text{вих}}$ (інтерполяція). Якщо використовуємо модель мережі, то $\dot{m}_{\text{вих}}$ через клапан трубопроводу :

$$\dot{m}_{\text{вих}} = C_v \sqrt{2\rho(p_d - p_{\text{мер}})} \quad (\text{приблизно})$$

або проводимо повний розрахунок.

2.5. Математична модель нестабільності роботи компресору (дименсіональні рівняння – базова нелінійна модель)

Класичний підхід для визначення характеристик нестабільності представляє компресорну систему як суму елементів:

- акумулятор – об'єм повітря перед компресором, в якому змінюється тиск;
- інерційна лінія (вхідний тракт) – дає інерцію потоку (динаміка масопотоку);
- компресор – характеризується статичною характеристикою (тиск як функція масопотоку й швидкості).

Основні стан-змінні: тиск у резервуарі $p_t(t)$ (або надлишковий тиск) і масовий потік через компресор $\dot{m}_c(t)$ (або швидкість в тракті). Коливальна взаємодія між компресором (негативний нахил статичної характеристики) та акумулятором породжує автоколивання.

Розглянемо дименсіональні рівняння, які є базовою нелінійною моделлю.

Позначення:

V – об'єм газу,

$p_t(t)$ – тиск газу (абсолютний або надлишковий),

$\dot{m}_c(t)$ – масова витрата через компресор,

$\dot{m}_d(t)$ – масова витрата випуску (якщо є) – для простоти можна вважати заданим усталеним або залежним від дроселю,

p_a – атмосферний тиск на вході,

$p_c(\dot{m}_c(t), n)$ – тиск після компресора (тиск підйому), задається компресорною характеристикою (функція від $\dot{m}_c(t)$ та частоти n),

Вхідний тракт: рух маси в каналі описується рівнянням імпульсу (нерідко в термінах швидкості u або масового потоку \dot{m}) із інерційним членом.

Маса газу:

$$m_p = \frac{p_t V}{RT} \Rightarrow \frac{dm_p}{dt} = \frac{V}{RT} \frac{dp_t}{dt} = \dot{m}_d - \dot{m}_c.$$

Отже

$$\frac{dp_t}{dt} = \frac{RT}{V} (\dot{m}_d - \dot{m}_c). \quad (2.73)$$

Динаміка потоку в тракці (інерція).

Зручно працювати зі швидкістю u у вході (площа A), або прямо з масовим потоком $\dot{m} = \rho Au$. Моментальна рівновага імпульсу дає (спрощено, одномірно):

$$L \frac{d\dot{m}_c}{dt} + R_f (\dot{m}_c) = A(p_a - p_t) - A(p_c(\dot{m}_c, n) - p_a), \quad (2.74)$$

де L – «інерційний» коефіцієнт (пропорційний густині і довжині тракту), R_f – тертя. Практично зручно записати:

$$M \frac{d\dot{m}_c}{dt} = p_a - p_t - \Delta p_c(\dot{m}_c, n) - F(\dot{m}_c), \quad (2.75)$$

де M – параметр інерції (масошвидкісний коефіцієнт), Δp_c – перепад тиску, який дає компресорна характеристика, F – втрати у тракці.

Компресорна характеристика (статична).

Практично використовують апроксимацію поліномом (побудована з карти компресора):

$$\Delta p_c(\dot{m}_c, n) = a_0 n + a_1(n) \dot{m}_c + a_2(n) \dot{m}_c^2 + \dots \quad (2.76)$$

Зазвичай $a_1 < 0$ (негативний нахил, джерело нестабільності).

Навколо робочої точки можна лінеаризувати:

$$\delta \dot{p}_t = -K_p \delta \dot{m}_c + \dots, \quad M \delta \ddot{m}_c = - \left. \frac{\partial \Delta p_c}{\partial \dot{m}} \right|_0 \delta \dot{m}_c - \delta p_t - \quad (2.77)$$

(лінійні втрати).

Позначивши $S_c = -\left. \frac{\partial \Delta p_c}{\partial \dot{m}} \right|_0$ (позитивне число при негативному нахилі),

отримаємо типову лінійну двохпараметричну систему 2-го порядку, яку можна нормалізувати у безрозмірну модель з параметром B та параметром потоку Φ .

B містить відношення інерції потоку (довжина/площа тракту, густина) і ємності (V) – великий B = сильніша інерція та менший об'єм \rightarrow тенденція до осциляційного режиму. У літературі даються точні визначення B після конкретної нормалізації. При B більше критичного значення система переходить у автоколивальний режим.

2.6. Математичні моделі показників якості газоперекачувальних станцій

I. Показники роботи ГПС.

1. Енергетичні показники.

1) ККД компресорної установки:

$$\eta = \frac{P_{\text{газ}}}{P_{\text{вх}}} \quad (2.78)$$

де $P_{\text{газ}}$ – корисна потужність, що йде на стискання газу; $P_{\text{вх}}$ – потужність, споживана приводом (електродвигуном або газотурбіною).

Чим більший η , тим менші непродуктивні втрати потужності.

2) Питома енерговитрата на транспортування газу:

$$e_{\text{сп}} = \frac{P_{\text{вх}}}{Q} \quad (2.79)$$

де Q – об'ємна витрата газу, приведена до стандартних умов, м³/с.

Використовується у вигляді кВт·год/1000 м³. Менше значення – краща енергоефективність.

3) Коефіцієнт паливної економічності газотурбінного приводу:

$$b_e = \frac{\dot{B}}{P_{\text{вх}}} \quad (2.79)$$

де B – масова або об’ємна витрата палива. Зниження b_e означає менші витрати палива на одиницю потужності.

2. Газодинамічні показники.

4) Продуктивність компресора:

$$Q = \rho_1 v A \quad (2.80)$$

де v – осереднена швидкість потоку, A – площа проходу.

Визначає пропускну здатність ГПС.

5) Ступінь стискання (тисковий показник):

$$\pi = \frac{P_2}{P_1} \quad (2.81)$$

Чим більша π , тим вищий напір і можливість транспортування на більшу відстань.

6) Віддаленість робочої точки від помпажної межі:

$$k_{\text{помп}} = \frac{Q - Q_{\text{помп}}}{Q_{\text{ном}}} \quad (2.82)$$

де $Q_{\text{помп}}$ – витрата на межі помпажу.

Малий $k_{\text{помп}}$ – високий ризик нестабільності.

3. Технічні та експлуатаційні показники.

7) Коефіцієнт готовності агрегату:

$$K_{\text{гот}} = \frac{T_{\text{роб}}}{T_{\text{роб}} + T_{\text{прост}}} \quad (2.83)$$

де $T_{\text{роб}}$ – напрацювання в роботі, $T_{\text{прост}}$ – час простою через ремонти, аварії.

8) Середній час напрацювання на відмову:

$$T_{\text{від}} = \frac{\sum T_{\text{роб}}}{N_{\text{від}}} \quad (2.84)$$

де $N_{\text{відм}}$ – кількість відмов за період спостереження.

II. Показники якості систем керування газоперекачувальними станціями

1. Часові показники.

9) Час перехідного процесу:

$$t_s = \text{час, після якого } |e(t)| \leq \Delta e_{\text{доп}} \quad \forall t \geq t_s \quad (2.85)$$

Зазвичай $\Delta e_{\text{доп}} = 0,02 u_{\text{зад}}$.

10) Перерегулювання

$$\sigma = \frac{y_{\text{макс}} - y_{\text{уст}}}{y_{\text{уст}}} \cdot 100\% \quad (2.86)$$

де $y_{\text{уст}}$ – усталене значення, $y_{\text{макс}}$ – максимальний викид у перехідному процесі. Велике σ небажане через ризик перевищення допустимого тиску.

11) Статична похибка:

$$e_{\text{ст}} = y_{\text{зад}} - y_{\text{уст}} \quad (2.87)$$

Характеризує точність підтримання тиску або витрати у сталому режимі.

2. Інтегральні критерії якості.

12) ISE – інтеграл квадрата похибки:

$$\text{ISE} = \int_0^T e^2(t) dt \quad (2.88)$$

13) IAE – інтеграл модуля похибки:

$$\text{IAE} = \int_0^T |e(t)| dt \quad (2.89)$$

14) ITAE – інтеграл часу помноженого на модуль похибки:

$$\text{ITAE} = \int_0^T t |e(t)| dt \quad (2.90)$$

15) Енергетичні витрати за перехід:

$$I_{E(\theta)} = \int_0^T P(t) dt \quad (2.91)$$

Менші значення цих критеріїв відповідають кращій якості регулювання (малий розкид, швидке згасання).

III. Комплексний показник якості газоперекачувальної станції

1. Нормування часткових показників.

Щоб об'єднати різні показники (з різними одиницями вимірювання) в один критерій, вводять нормовані безрозмірні показники $k_i \in [0;1]$.

Приклади нормування:

Енергетичний індекс:

$$k_\eta = \frac{\eta}{\eta_{\text{етал}}} \quad (2.92)$$

де $\eta_{\text{етал}}$ – еталонне (референтне) (максимально можливе або паспортне) значення.

Індекс питомої енерговитрати:

$$k_e = 1 - \frac{e_{\text{сп}}}{e_{\text{сп, доп}}} \quad (2.93)$$

де $e_{\text{сп, доп}}$ – максимально допустима питома витрата енергії.

Динамічний індекс (за часом перехідного процесу):

$$k_t = 1 - \frac{t_s}{t_{s, \text{доп}}} \quad (2.94)$$

Індекс перерегулювання:

$$k_\sigma = 1 - \frac{\sigma}{\sigma_{\text{доп}}} \quad (2.95)$$

Індекс надійності:

$$k_{\text{над}} = K_{\text{гот}} \quad (2.96)$$

Усі k_i обрізаються до діапазону $[0;1]$.

2. Загальна формула комплексного показника якості

Загальний вигляд:

$$KPI = \sum_1^n I_i \cdot w_i; \quad \sum_1^n w_i = 1 \quad (2.97)$$

де w_i – вагові коефіцієнти, що відображають важливість кожного показника.

$$KPI = w_1 I_\eta + w_2 I_{\text{газ}} + w_3 I_{\text{дин}} + w_4 I_{\text{над}} + w_5 I_{\text{екол}} \quad (2.98)$$

Наприклад, якщо основний акцент – на енергоефективність і надійність, можна взяти $w_1=0,3$; $w_2=0,2$; $w_3=0,2$; $w_4=0,2$; $w_5=0,1$.

Для оцінки системи керування та її впливу на ефективність роботи, можна використовувати спрощений комплексний показник якості:

$$KPI = w_1 I_\eta + w_2 I_E + w_3 I_{ISE} + w_4 I_{IAE} + w_5 I_{ITAE} + w_6 I_{E(\theta)} \quad (2.99)$$

2.7. Висновки за розділом 2

1. Проведено математичне моделювання сталих режимів роботи газоперекачувальних агрегатів. Модель описує технологічний процес в елементах газоперекачувальних станцій: компресори, газові турбіни, вентилятори охолодження, ділянки магістрального газопроводу. Модель враховує схеми групового включення на паралельну, послідовну або каскадну структуру роботи, визначає основні зв'язки між характеристиками компресора і параметрами природного газу.

2. Розроблено математичну модель системи автоматичного керування газоперекачувальних агрегатів, що включає моделі блоку регулюючих клапанів, електрогідравлічного підсилювача, керуючого сервоклапану, гідравлічного сервомотора. Модель включає нелінійні функції з урахуванням сил і моментів сухого та рідинного тертя, рівняння динаміки гідродвигуна та золотника сервоклапану, нелінійні функції витрати пари через регулюючі клапани. Отримано замикаюче співвідношення для рівняння динаміки ротора компресора та поршня гідравлічного сервомотора.

3. Розроблено загальну динамічну модель компресорної установки, до якої входить модель динаміки тиску у нагнітальному каналі, рівняння динаміки валу, зв'язок масової витрати з регулюючим клапаном. Розроблено математичну модель нестабільності роботи компресору. Моделі дозволяють моделювати динамічні характеристики компресорних установок, синтезувати ефективні системи керування та визначати показники якості роботи компресорних установок в динамічних режимах експлуатації.

4. Розроблена модель може ефективно використовуватись для аналізу перехідних процесів у системі регулювання, проведення експериментів з метою отримання високих показників якості систем керування

газоперекачувальних станцій. Також математична модель може бути використана для створення спрощених математичних моделей, які використовуються в структурно-параметричному синтезі.

РОЗДІЛ 3. СИНТЕЗ ЕФЕКТИВНИХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ З МЕТОЮ ПІДВИЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ СТАНЦІЙ

3.1. Аналіз функцій та задач систем регулювання компресорних станцій

Структурну схему автоматизованої системи керування технологічним процесом компресорної станції (АСУТП КС) представлено на рис. 3.1.

До складу АСУТП КС входять:

- системи автоматичного управління та регулювання (САУ та САР) ГПА, у тому числі пристрої подання інформації (ППІ) та пожежний контролер (ПК 4510) автоматичної системи пожежогасіння (АСП);

- система централізованого контролю та управління КС, що включає: автоматизоване робоче місце диспетчера КС (АРМД КС), мнемощит КС і шафа загальностанційної сигналізації та управління (ШЗС);

- системи безпеки КС, що включають: систему управління кранами вузла підключення, загальностанційними та охоронними кранами (ЩТУ), систему пожежної сигналізації, в т.ч. будову подання інформації АСП, систему контролю загазованості та ключ аварійної зупинки станції (КАОС);

- САУ та САР АПО (апарати повітряного охолодження) газу;

- САУ допоміжних об'єктів;

- Система лінійної телемеханіки (СЛТМ).

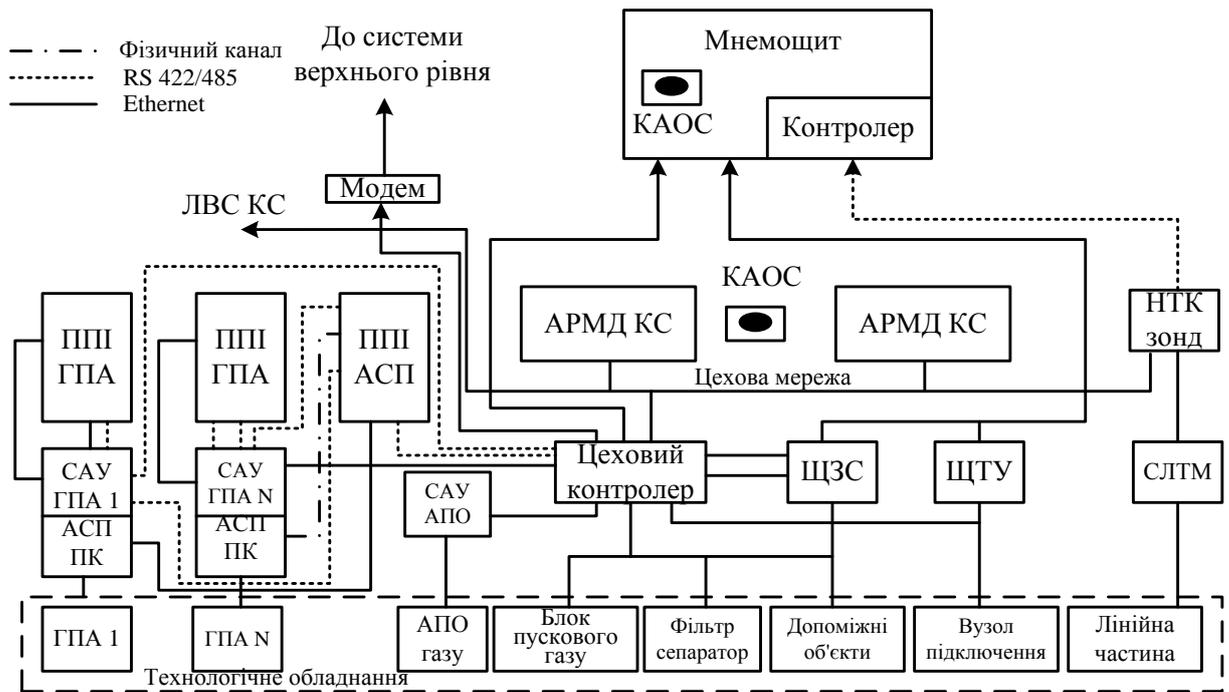


Рис. 3.1 – Типова структурна схема АСУ ТП КС

Система автоматичного керування ГПА призначена для виконання функцій керування, регулювання та контролю, що забезпечують тривалу безаварійну роботу ГПА.

1.САУ ГПА забезпечує автоматичне виконання наступних функцій:

а) Функції керування:

- автоматична перевірка готовності до пуску, включаючи перевірку захисту;
- автоматичний пуск ГПА – за командою САУ ВК верхнього рівня або за командою оператора зі стійки управління (СУ);
- зміна завдання за частотою обертання турбіни, нагнітача за командами САУ КС або оператора з СУ;
- автоматична нормальна зупинка ГПА – за командою САУ ВК або оператора з СУ;
- автоматична аварійна зупинка ГПА за сигналами пристроїв захисту, за командою САУ ВК або оператора з СУ. До основних захистів пристроїв відносяться: захист за температурою камери згоряння; захист з перепаду

"мастило-газ"; захист по тиску олії мастила; захист з вібрації та осьового зсуву; захист по перевищенню оборотів ТВТ та ТНТ та захист за температурою підшипників;

- екстрена зупинка – за командою оператора з СУ;
- холодне прокручування газотурбінного двигуна (ВМД);
- технологічне прокручування ВМД;
- включення засобів пожежогасіння – автоматичне або за командою оператора з СУ;
- дистанційне управління основними та допоміжними механізмами на непрацюючому ГПА;

б) Інформаційні функції:

- збір та обробка аналогових технологічних параметрів ГПА;
- збір та обробка дискретних параметрів, що характеризують стан та положення виконавчих механізмів ГПА;
- обмін інформацією із САУ ВК;
- обмін інформацією між пристроями САУ ГПА;
- безперервне відображення та запис низки найважливіших параметрів, що характеризують роботу ГПА, таких як: частота обертання ТНТ, ТВТ; температура газу камері згоряння; перепад тиску олія-газ; вібрація двигуна, нагнітача; тиск газу до та після нагнітача;
- відображення на запит оператора інформації про поточні значення технологічних параметрів, положення виконавчих механізмів та пристроїв ГПА;
- оцінний розрахунок низки непрямих параметрів: витрата паливного газу; об'ємна продуктивність; ефективна потужність та ККД; облік напрацювання ГПА при роботі в трасу та кількість пусків та зупинок;
- автоматичне подання інформації про запобіжні та аварійні ситуації, пов'язані з виходом технологічних параметрів за встановлені межі або спрацьовуванням захисту ГПА;

- автоматичне запам'ятовування спрацювання аварійної сигналізації до моменту зняття її оператором;

- подання інформації про невиконані передпускові умови та відхилення від нормального перебігу процесів пуску та зупинки ГПА;

- сигналізація основних режимів роботи ГПА: готовність до пуску, пуск, кільце, магістраль, нормальна зупинка, аварійна зупинка, готовність до холодної або технологічної прокрутки, холодна прокрутка;

- звукова сигналізація про запобіжні та аварійні ситуації, пов'язані з виходом технологічних параметрів за встановлені межі або спрацюванням захисту ГПА (аварійна – безперервний звуковий сигнал, попереджувальна – переривчастий);

в) Функції регулювання САУ ГПА:

- регулювання частоти обертання забезпечує підтримку частоти обертання турбіни нагнітача відповідно до завдання вищого рівня або за командами оператора з урахуванням обмежень за температурою продуктів згоряння, прийомистості, частоти обертання турбін високого та низького тиску;

- антипомпажне регулювання забезпечує стабілізацію режиму роботи нагнітача поза зоною помпажу на підставі безперервного розрахунку відстані між робочою точкою нагнітача та лінією помпажу, а також швидкості наближення робочої точки до лінії помпажу.

3.2. Загальний принцип підвищення показників якості газоперекачувальних станцій шляхом енергозберігаючого керування

На рис. 3.2. представлена функціональна схема, яка формалізує технологічні процеси стиснення з нагріванням вхідного газу (компресори), охолодження його після компримування (АПО газу) та транспорту його вихідною ділянкою газопроводу.

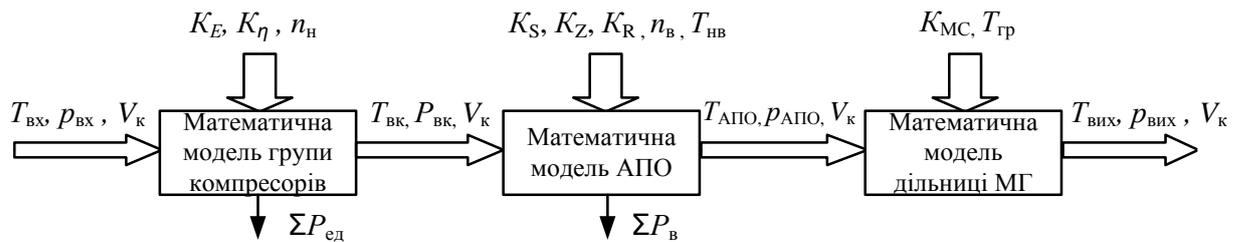


Рис. 3.2 – Схема формалізації взаємодії агрегатів КС

На рис. 3.2: $T_{вх}, P_{вх}$ – значення температури та тиску природного газу на вході/виході агрегатів; V_k – комерційна витрата природного газу; n_H – частота обертання валу нагнітача; K_E, K_η – коефіцієнти приведення паспортних характеристик ступеня стиснення та політропного ККД до реальних умов; $\Sigma N_{ед}, \Sigma N_B$ – відповідно сумарні потужності приводів нагнітачів і вентиляторів АПО газу; $T_{нв}, T_{гр}$ – відповідно температури зовнішнього повітря та ґрунту; n_B – кількість включених вентиляторів; K_S, K_Z, K_R – коефіцієнти, що враховують ступінь забруднення АПО з оребреною і з внутрішньої поверхні, а також технічний стан ущільнень; $K_{МС}$ – коефіцієнт місцевого опору трубопроводу.

Виходячи з загальних принципів енергозберігаючого автоматизованого керування, схему на рис. 2.1. можна спростити, як показано на рис. 3.3.

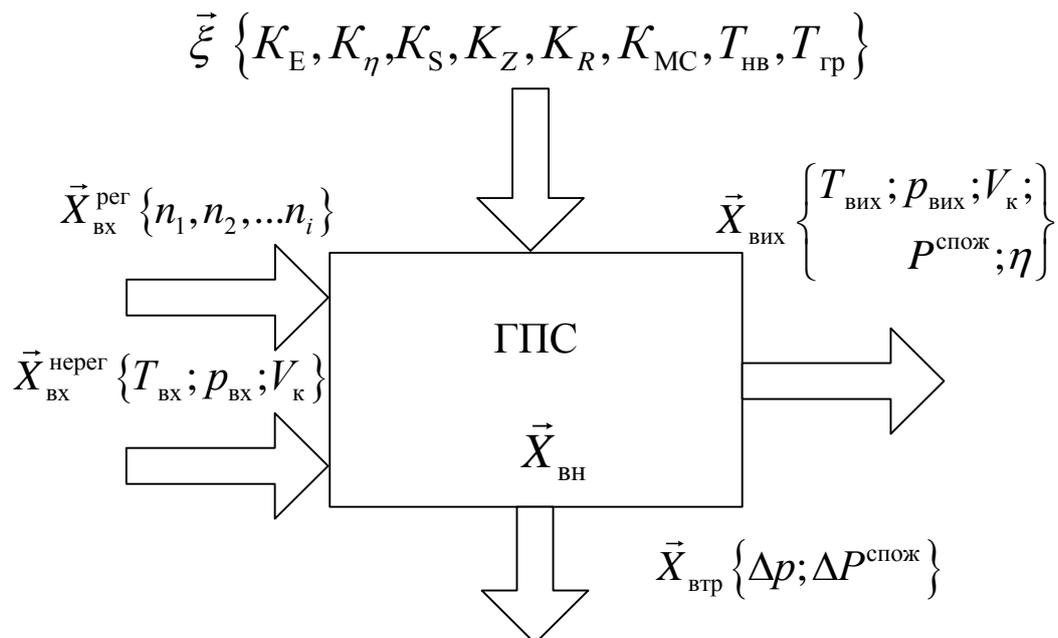


Рис. 3.3 – Векторна структурна схема ГПС як об'єкта керування

Регульовані параметри (вхідні) містять частоти обертання роторів компресорів, кількість яких залежить від схеми газоперекачувальної станції. Регульовані параметри мають змогу змінюватись відповідними газотурбінними установками (газовими турбінами) за яким завгодно алгоритмом, який формується в ЕОМ енергозберігаючим регулятором.

Вхідні нерегульовані параметри складаються з параметрів газу на вході до ГПС, а саме: тиск, температура та комерційний обсяг.

Вихідними параметрами є тиск природного газу з ГПС ($p_{\text{вих}}$), температура природного газу на виході ($T_{\text{вих}}$) та комерційна витрата газу. Також споживана енергія ($P^{\text{спож}}$) та ККД (η) окремих газоперекачувальних агрегатів та загальний ККД ГПС.

Внутрішні параметри $\vec{X}_{\text{вн}}$ характеризують конструктивні особливості ГПА, компресорів, турбін, гідравлічної мережі. Вони оптимізуються окремо на етапі проектування елементів ГПС, за різними критеріями якості: надійність, безпека, енергоефективність тощо.

Зовнішні впливи $\vec{\xi}$ викликані відхиленнями та коливаннями параметрів від номінальних, відхиленнями параметрів оточуючого середовища, робочого тіла та інше.

Підвищення показників якості роботи ГПС можна забезпечити шляхом розв'язування задачі оптимізації:

$$\begin{cases} \vec{V} = \min \sum_{X_{\text{вх}}^{\text{рег}}, R} \Delta P (\vec{X}_{\text{вх}}, \vec{X}_{\text{вих}}, \vec{R}, \vec{H}, \vec{\xi}); \\ \vec{R}(\vec{X}_{\text{вх}}, \vec{X}_{\text{вих}}, \vec{\xi}) \geq 0; \\ \vec{H}(\vec{X}_{\text{вх}}, \vec{X}_{\text{вих}}) = 0, \end{cases} \quad (3.1)$$

де: V – функція мети;

$$\vec{R} = \{r_1^{\text{min,max}} \dots r_k^{\text{min,max}}\} \quad (3.2)$$

- функція обмежень-нерівностей;

$$\vec{H} = \{h_1 \dots h_L\} \quad (3.3)$$

- функція обмежень-рівностей.

На обмеження впливають технічний стан елементів ГПС, особливості технологічного процесу, бажані параметри безпеки, надійності та інше.

Функція мети ГПА та ГПС в цілому визначається шляхом мінімізації сумарних втрат енергії в елементах ГПС:

$$V = \min \left[\begin{array}{l} \Delta P_{\text{мех}} + \Delta P_{\text{гд}} + \Delta P_{\text{вит}} + \Delta P_{\text{рк}} + \\ + \Delta P_{\text{диф}} + \Delta P_{\text{терм}} + \Delta P_{\text{дв}} + \Delta P_{\text{ред}} \end{array} \right] = \min \Delta P_{\Sigma} \quad , \quad (3.4)$$

де $\Delta P_{\text{мех}}, \Delta P_{\text{гд}}, \Delta P_{\text{вит}}, \Delta P_{\text{рк}}, \Delta P_{\text{диф}}, \Delta P_{\text{терм}}, \Delta P_{\text{дв}}, \Delta P_{\text{ред}}$ – втрати відповідно механічні, газодинамічні (аеродинамічні, якщо повітря), втрати через витоки, втрати в робочому колесі, втрати в дифузорі, термодинамічні втрати, втрати в привідному двигуні, втрати в редукторі.

Взаємозв'язки між векторами (параметрами) на вході, виході та внутрішніми параметрами визначається шляхом натурних випробувань відповідних елементів ГПС, або теоретично (попередньо) з урахуванням впливу зовнішніх та внутрішніх збурень, які діють на обладнання.

Формальна модель оптимізації параметрів газоперекачувальних агрегатів ГПС має такий вид:

– втрати енергії в елементах ГПС:

$$\Delta \vec{P} = \begin{pmatrix} \Delta P_{\text{мех}} \\ \Delta P_{\text{гд}} \\ \Delta P_{\text{вит}} \\ \Delta P_{\text{рк}} \\ \Delta P_{\text{диф}} \\ \Delta P_{\text{терм}} \\ \Delta P_{\text{дв}} \\ \Delta P_{\text{ред}} \end{pmatrix} ; \quad (3.5)$$

– параметри на вході та на виході:

$$\vec{X}_{\text{вх}}^{\text{рег}} = \begin{pmatrix} n_1 \\ n_2 \\ \dots \\ n_i \end{pmatrix}; \quad \vec{X}_{\text{вих}} = \begin{pmatrix} T_{\text{вих}} \\ p_{\text{вих}} \\ V_{\text{к}} \end{pmatrix}; \quad (3.6)$$

– зовнішні збурювання:

$$\vec{\xi} = \begin{pmatrix} K_i \\ T_i \end{pmatrix}; \quad (3.7)$$

– обмеження:

$$\begin{pmatrix} n_1^{\min} \\ n_2^{\min} \\ \dots \\ n_i^{\min} \end{pmatrix} \leq \vec{R}_{\text{Хвх}} \leq \begin{pmatrix} n_1^{\max} \\ n_2^{\max} \\ \dots \\ n_i^{\max} \end{pmatrix}; \quad \begin{pmatrix} p^{\min} \\ T^{\min} \\ V_{\text{к}}^{\min} \end{pmatrix} \leq \vec{R}_{\text{Хвих}} \leq \begin{pmatrix} p^{\max} \\ T^{\max} \\ V_{\text{к}}^{\max} \end{pmatrix}. \quad (3.8)$$

У всьому діапазоні роботи ГПС визначаються частоти обертання n_i окремих ГПА за яких сумарні енергетичні втрати в ГПС будуть мінімальними.

3.3. Моделювання втрат енергії в компресорі

3.3.1. Загальний енергетичний баланс (на одиницю маси або на потужність)

Для масової витрати \dot{m} (кг/с):

- Ізоентропна (теоретична) специфічна робота (дж/кг):

$$w_s = c_p T_1 \left(\Pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \quad \Pi = \frac{p_2}{p_1} \quad (3.9)$$

Фактична специфічна робота, яка виконується компресором:

$$w = \frac{P_{\text{вх}}}{\dot{m}} \quad (3.10)$$

де $P_{\text{вх}}$ – електрична потужність на вході (коригована на ефективність приводу та втрати в двигуні).

Сумарні втрати на одиницю маси (дж/кг):

$$\Delta w = w - w_s = \sum_i \Delta w_i \quad (3.11)$$

а в потужностях:

$$\Delta P = \dot{m} \Delta w = P_{\text{ел.дв}} - \dot{m} w_s \quad (3.12)$$

Тобто основна задача – розкласти Δw на складові.

3.3.2. Втрати за видами

1. Механічні втрати (підшипники, ущільнення, тертя в муфтах, редуктор)

Оцінюються як втрати потужності:

$$\Delta P_{\text{мех}} = T_{\text{тер}} \omega \quad (3.13)$$

Якщо маємо емпіричну оцінку крутного моменту тертя $T_{\text{тер}}$, або моделюємо як в'язке тертя:

$$T_{\text{тер}} = C_f \omega, \quad \Delta P_{\text{мех}} = C_f \omega^2 \quad (3.14)$$

Підшипники часто дають залежність $\Delta P_{\text{під}} \approx k_b \omega^2$ або $\Delta P \approx C \cdot I^2$ (за електричним навантаженням).

2. Гідродинамічні / аеродинамічні втрати (потоківі втрати)

Це втрати через відновлення енергії в лопатках, вихрові зони, неоднорідні потоки, дифузори, вихідні втрати тощо.

Загальна форма через локальний коефіцієнт втрат K :

$$h_L = K \frac{v^2}{2g} \quad (3.15)$$

де v – характерна швидкість потоку (м/с).

Потужність втрат:

$$\Delta P_{\text{гд}} = \rho g h_L Q = \rho Q \frac{K v^2}{2} \quad (3.16)$$

Оскільки $v \sim Q/A$, то можна записати через Q :

$$\Delta P_{\text{гд}} = \rho \frac{K}{2} \frac{Q^3}{A^2} \quad (3.17)$$

Це зручно для дифузорів, каналів, вихрових зон (рециркуляція).

3. Втрати через щілини та витоки

Енергетична втрата при протіканні через щілину підтиску:

$$\dot{m}_{\text{вит}} \text{ (кг/с)} \Rightarrow \Delta P_{\text{вит}} = \dot{m}_{\text{вит}} \Delta h_{\text{вит}} \quad (3.18)$$

де $\Delta h_{\text{вит}} = \frac{p_2 - p_1}{\rho}$ – (еквівалентна втрата ентальпії) або більш точно –

$\Delta h_{\text{вит}} = c_p (T_2 - T_1)$ Якщо виразити через об'ємну витрату:

$$Q_{\text{вит}} = C_{\text{ущілення}} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad \Delta P_{\text{вит}} = \rho g H Q_{\text{вит}} \quad (3.19)$$

4. Втрати в робочих колесах – профільні та вихрові

Втрати від відставання країв, відривного потоку, втрат у прикордонному шарі, формуються як частина аеродинамічної дисипації:

$$\Delta P_{\text{рк}} = \rho Q \frac{K_{\text{рк}} v^2}{2} \quad (3.20)$$

5. Втрати у дифузорі та улягових каналах

Можна використовувати коефіцієнт відновлення тиску σ або коефіцієнт втрат K_d :

$$\Delta p_{\text{диф}} = \frac{1 - \sigma}{\sigma} p_{\text{дин}}, \quad p_{\text{дин}} = \frac{\rho v^2}{2} \quad (3.22)$$

Потужність втрат:

$$\Delta P_{\text{диф}} = Q \Delta p_{\text{диф}} \quad (3.23)$$

6. Втрати через компресійні та термодинамічні неідеальності (теплові втрати)

Якщо процес не ізоентропний ($\eta_s < 1$), додаткове енергоспоживання:

$$\Delta w_{\text{терм}} = w - w_s = w_s \left(\frac{1}{\eta_s} - 1 \right). \quad (3.24)$$

Це «термодинамічна» (внутрішньо-аеродинамічна + тепловіддача) втрата, яку зручно віднести до аеродинаміки в сукупності.

7. Інші втрати (електричні й перетворювач)

- Втрати у приводі/двигуні:

$$\Delta P_{\text{дв}} = P_{\text{ел.дв}} - P_{\text{мех.вал}} \quad (\text{втрати ізоляції, струмові, магнітні})$$

часто оцінюють як % від $P_{\text{ел.дв}}$ або через I^2R .

Втрати в редукторі:

$$\Delta P_{\text{ред}} = \omega T_{\text{ред}} (1 - \eta_{\text{ред}}). \quad (3.25)$$

8. Сумарна формула втрат

Сумарні втрати потужності:

$$\Delta P_{\Sigma} = \Delta P_{\text{мех}} + \Delta P_{\text{гд}} + \Delta P_{\text{вит}} + \Delta P_{\text{рк}} + \Delta P_{\text{диф}} + \Delta P_{\text{терм}} + \Delta P_{\text{дв}} + \Delta P_{\text{ред}} \quad (3.26)$$

Співвідношення між вхідною і корисною потужностями:

$$P_{\text{ел.дв}} = \dot{m}\omega_s + \Delta P_{\Sigma} \Rightarrow \eta = \frac{\dot{m}\omega_s}{P_{\text{ел.дв}}} = \frac{1}{1 + \Delta P_{\Sigma} / \dot{m}\omega_s} \quad (3.27)$$

3.3.3. Ексергійний підхід аналізу втрат

Ексергійне руйнування пов'язане з ентропією:

$$\dot{E}_d = T_0 \dot{S}_{\text{gen}}, \quad (3.28)$$

де T_0 – температура навколишнього середовища. Для аеродинамічних втрат ексергійне руйнування часто більше, ніж просто ΔP_{Σ} , і добре показує «якісність» втрат (втрата корисної роботи).

3.3.4. Чисельна оцінка втрат

Для чисельної оцінки та мінімізації втрат необхідно:

- Виміряти: $P_{\text{ел.дв}}$ (електроенергія), p_1 , p_2 , T_1 , T_2 , Q , I , U , вібрацію, температури підшипників.

- Обчисліть ізоентропну роботу w_s і корисну потужність $\dot{m}w_s$.

Сума втрат: $\Delta P_{\Sigma} = P_{\text{ел.дв}} - \dot{m}\omega_s$ Це дає загальний ΔP_{Σ} .

Оцінка:

$\Delta P_{\text{мех}}$ оцінюють за даними про підшипники/крутний момент тертя або як $P_{\text{ел.дв}}$ при холостому ході (наближено).

$\Delta P_{\text{вит}}$ оцінюють за виотком ($Q_{\text{вит}}$) або по падаючому тиску через ущільнення.

$\Delta P_{\text{гд}}$ – по різниці між $\Delta w_{\text{терм}}$ (тобто $w-w_s$) і сумою відомих механічних втрат; можна звернути її на аеродинамічні втрати.

Паралельно виконуються стендове випробування для розділення видів втрат.

3.4. Мінімізація функції енергетичних втрат в газоперекачувальних агрегатах

Контроль за енергоефективністю режимів роботи ГПА зводиться до спільного аналізу режимів роботи газотурбінної установки та відцентрового компресора.

Завдання оптимізації режимів роботи ГПА КС у процесі магістрального транспорту газу зводиться до визначення необхідних технологічних параметрів режимів роботи ГТУ та ВК у складі ГПА за заданих умов транспорту газу з одночасним дотриманням оптимальних значень політропного коефіцієнта корисної дії ВК та ефективності ККД ГТУ.

У фактичних умовах експлуатації газотранспортних систем не завжди можливо досягти оптимальних показників режимів роботи ГПА через режимно-технологічні причини або обмежений технічний стан обладнання, у цьому випадку завдання оптимізації зводиться до визначення умов раціональних режимів роботи ГПА.

У сучасних умовах експлуатації існують універсальні наведені дросельні (статистичні) характеристики режимів роботи ГТУ (рис. 3.4), що описують залежність потужності ГТУ $N_{\text{ГТУпр}}$ від оборотів компресора (КВТ) або турбіни (ТВТ) високого тиску – ротора високого тиску (РВТ) $n_{\text{РВТпр}}$ з урахуванням ефективного ККД ГТУ $\eta_{\text{еГТУпр}}$.

Характеристики наводяться в формулярах ГТУ (за результатами стендових випробувань у заводських умовах). Зазначені характеристики можуть бути побудовані по результатам інструментальних вимірів в умовах промислової експлуатації ГПА на компресорній станції, що є кращим варіантом, оскільки передбачає ідентифікацію характеристик ГТУ та ВК у складі ГПА з урахуванням їх фактичного технічного стану.

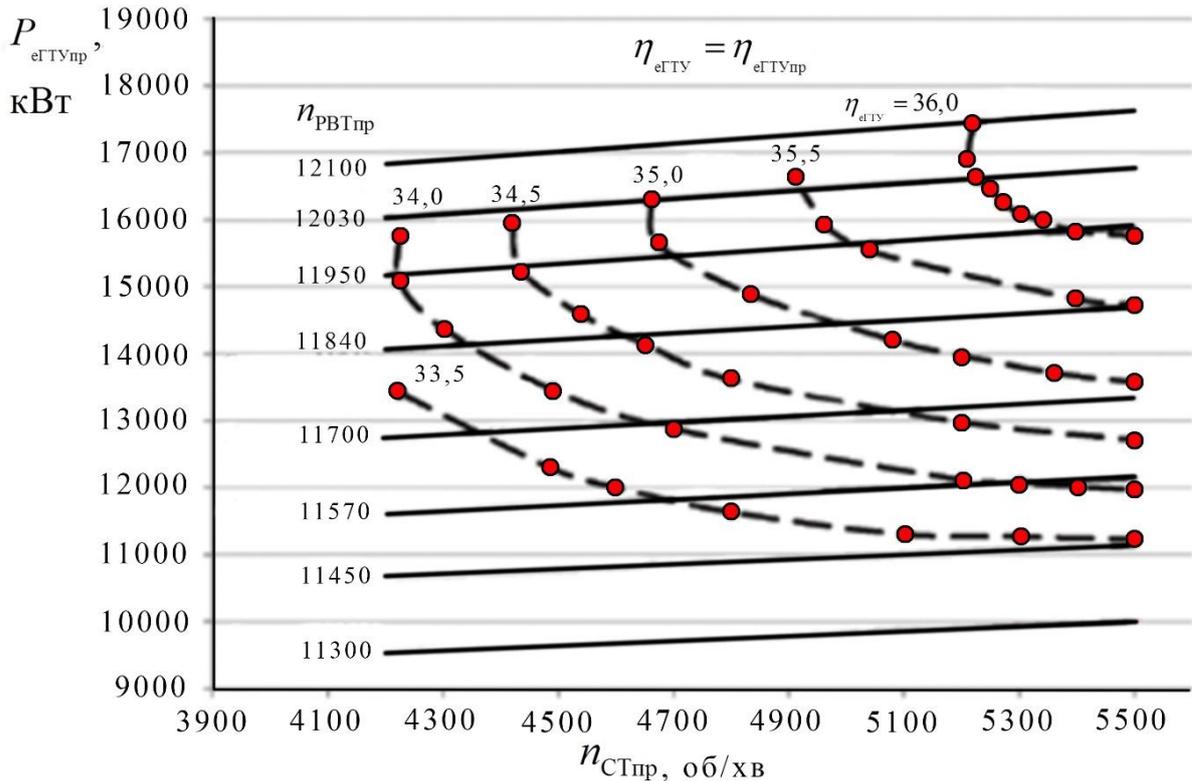


Рис. 3.4 – Дросельна характеристика ГТУ у складі ГПА потужністю 16 МВт при $p_0=0,1013$ МПа та $T_0=15^\circ\text{C}$

Складна характеристика ГТУ (рис. 3.4) апроксимована та представлена у вигляді системи рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} n_{\text{РВТпр}} = \psi_1 \cdot n_{\text{СТпр}}^{\chi_1} \cdot P_{\text{ГТУпр}}^{\gamma_1} \\ n_{\text{РВТпр}} = \psi_2 \cdot (\eta_{\text{еГТУ}}) \cdot \left(\frac{n_{\text{СТпр}}}{100} \right)^{\chi_1(\eta_{\text{еГТУ}})} \cdot \left(\frac{P_{\text{ГТУпр}}}{P_{\text{ном}}} \right)^{\gamma_2(\eta_{\text{еГТУ}})} \\ \psi_2 \cdot (\eta_{\text{еГТУ}}) = a_0 + a_1 \cdot \eta_{\text{еГТУ}} + a_2 \cdot \eta_{\text{еГТУ}}^2 + a_3 \cdot \eta_{\text{еГТУ}}^3 + a_4 \cdot \eta_{\text{еГТУ}}^4 \\ \gamma_2 \cdot (\eta_{\text{еГТУ}}) = c_0 + c_1 \cdot \eta_{\text{еГТУ}} + c_2 \cdot \eta_{\text{еГТУ}}^2 + c_3 \cdot \eta_{\text{еГТУ}}^3 + c_4 \cdot \eta_{\text{еГТУ}}^4 \\ \eta_{\text{еГТУ}} = \eta_{\text{еГТУпр}} \end{array} \right. \quad (3.31)$$

де ψ_1 , χ_1 , γ_1 – коефіцієнти Кобба-Дугласа, залежні від технічного стану та індивідуальні для кожній ГТУ;

$\psi_2(\eta_{\text{еГТУ}})$, $\chi_2(\eta_{\text{еГТУ}})$, $\gamma_2(\eta_{\text{еГТУ}})$ – коефіцієнти, що залежать від значення ефективного ККД ГТУ.

Політропний ККД ВК може бути записаний у вигляді відомого рівняння [3,4] на основі полінома 3-го ступеня:

$$\eta_{\text{ЦБК}} = K_0 + K_1 \cdot Q_{\text{пр}} + K_2 \cdot Q_{\text{пр}}^2 + K_3 \cdot Q_{\text{пр}}^3 \quad (3.32)$$

Витрата газу через проточну частину ВК в діапазоні $Q_{\text{пр.мін}} \leq Q_{\text{пр.опт}} \leq Q_{\text{пр.макс}}$, при якому дотримується оптимальне значення політропного ККД ВК ($\eta_{\text{ВКопт}}$), визначається як максимум функції (3.32) рішенням рівняння:

$$\frac{d(\eta_{\text{ВК}})}{d(Q_{\text{пр}})} = K_1 + 2K_2 \cdot Q_{\text{пр}} + 3K_3 \cdot Q_{\text{пр}}^2 = 0 \quad (3.33)$$

Наведена потужність, що споживається ВК (без урахування теплових та механічних втрат), представлена у вигляді системи рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} \left(\frac{P_i}{\rho_{\text{ВК}}} \right)_{\text{пр}} = C_0 + C_1 \cdot Q_{\text{пр}} + C_2 \cdot Q_{\text{пр}}^2 + C_3 \cdot Q_{\text{пр}}^3 \\ P_{\text{пр}} = \rho_{\text{ВК}} \left(\frac{P_i}{\rho_{\text{ВК}}} \right)_{\text{пр}} \cdot \left(\frac{n_{\text{СТ}}}{n_{\text{н}}} \right)^3 \cdot \left(\frac{p_0}{p_a} \sqrt{\frac{T_0}{T_a}} \right) \end{array} \right. \quad (3.34)$$

Для визначення робочої точки енергоефективної роботи ГПА необхідно

накласти характеристику ВК, що описується системою (3.34), на характеристику ГТУ, що описується системою (3.1), за умов:

$$\eta_{\text{ЦБКмакс}} = \eta_{\text{ЦБКопт}} = f(Q_{\text{пр.опт}}) \quad (3.35)$$

$$Q_{\text{пр}} = Q_{\text{пр.опт}} \quad (3.36)$$

$$\left(\frac{P_i}{\rho_{\text{BC}}} \right)_{\text{пр.опт}} = f(Q_{\text{пр.опт}}) \quad (3.37)$$

Рівняння для розрахунку наведеної потужності (3.34), що споживається ВК за умови оптимального політропного ККД (3.35), (3.36), (3.37), набуде приватного вигляду:

$$P_{\text{пр}} = \rho_{\text{BC}} \left(\frac{P_i}{\rho_{\text{BC}}} \right)_{\text{пр.опт}} \cdot \left(\frac{n_{\text{ст}}}{n_{\text{н}}} \right)^3 \cdot \left(\frac{p_0}{p_a} \sqrt{\frac{T_0}{T_a}} \right) \quad (3.38)$$

Таким чином отримана математична модель мінімізації енергетичних втрат в газоперекачувальних агрегатах, яка може скласти основу алгоритму систем автоматизованого керування ГПС з метою гарантованого забезпечення високих показників якості режимних параметрів ГПС.

3.5. Розробка лінійаризованої математичної моделі для синтезу регулятора системи керування

Для проектування ПІД потрібна лінійаризована модель навколо робочої точки $(\bar{p}_s, \bar{p}_d, \bar{\omega}, \bar{\dot{m}})$. Лінійаризуючи отримаємо:

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (3.39)$$

де $x = [\Delta p_s, \Delta p_d, \Delta \omega]^\top$, та $u = [\Delta T_e, \Delta \dot{m}_{\text{вх}}, \Delta \text{valve}]^\top$. Елементи матриці A виходять з часткових похідних функцій карти: $\partial \dot{m} / \partial p_d, \partial \dot{m} / \partial p_s, \partial \dot{m} / \partial \omega$. Ці похідні можна знайти чисельно з оптимальних режимних карт.

Динамічна модель у диференційній формі буде така:

$$\begin{cases} \frac{dp_d}{dt} = \frac{RT_d}{V_d Z} (\dot{m}(\omega, p_s, p_d) - \dot{m}_{\text{вих}}(p_d)) \\ \frac{dp_s}{dt} = \frac{RT_s}{V_s Z} (\dot{m}_{\text{вх}}(t) - \dot{m}(\omega, p_s, p_d)) \\ J \frac{d\omega}{dt} = T_e(t) - \frac{\dot{m}(\omega, p_s, p_d) \Delta h(\omega, p_s, p_d)}{\omega} - B\omega \end{cases} \quad (3.40)$$

де $\dot{m}(\cdot)$ і $\Delta h(\cdot)$ задаються режимною картою. Для $\dot{m}_{\text{вих}}(p_d)$ можна взяти квазістатичну формулу через клапан або трубопровід.

3.5.1. Система станів і введення

Візьмемо стани (маленькі відхилення навколо робочої точки)

$$x = \begin{bmatrix} \Delta p_s \\ \Delta p_d \\ \Delta \omega \end{bmatrix} \quad (3.41)$$

і управляючі впливи (вхід)

$$u = \begin{bmatrix} \Delta T_e \\ \Delta \dot{m}_{\text{вх}} \\ \Delta p_{\text{мережа}} \end{bmatrix} \quad (3.42)$$

де T_e – електромеханічний момент двигуна; $\Delta \dot{m}_{\text{вх}}$ – притік у всмоктування; $\Delta p_{\text{мережа}}$ – тиск мережі, що впливає на витік.

Нелінійна модель:

$$\begin{cases} \dot{p}_d = \frac{RT_d}{V_d Z} (\dot{m}(\omega, p_s, p_d) - \dot{m}_{\text{вих}}(p_d, p_{\text{мережа}})) \\ \dot{p}_s = \frac{RT_s}{V_s Z} (\dot{m}_{\text{вх}} - \dot{m}(\omega, p_s, p_d)) \\ J \dot{\omega} = T_e - T_c(\dot{m}, \Delta h, \omega) - B\omega \end{cases} \quad (3.43)$$

3.5.2. Загальні (символічні) вирази для елементів матриць A та B

Позначимо часткові похідні (всі оцінюються у робочій точці):

$$\begin{aligned}
m_{p_s} &= \frac{\partial \dot{m}}{\partial p_s}, m_{p_d} = \frac{\partial \dot{m}}{\partial p_d}, m_{\omega} = \frac{\partial \dot{m}}{\partial \omega}, \\
D_{h,\dot{m}} &= \frac{\partial \Delta h}{\partial \dot{m}}, D_{h,\omega} = \frac{\partial \Delta h}{\partial \omega}, \\
m_{\text{вих},p_d} &= \frac{\partial \dot{m}_{\text{вих}}}{\partial p_d}
\end{aligned} \tag{3.44}$$

Одержимо проміжні коефіцієнти:

$$\text{fac}_s = \frac{RT_s}{V_s Z}, \text{fac}_d = \frac{RT_d}{V_d Z} \tag{3.45}$$

Далі – похідні моменту компресії $T_c = \frac{\dot{m} \Delta h}{\omega}$:

$$\frac{\partial T_c}{\partial \dot{m}} = \frac{\Delta h}{\omega} + \frac{\dot{m}}{\omega} D_{h,\dot{m}}, \quad \frac{\partial T_c}{\partial \omega} = \frac{\dot{m}}{\omega} D_{h,\omega} - \frac{\dot{m} \Delta h}{\omega^2} \tag{3.46}$$

Тепер елементи матриці A (3×3):

Рядок 1 (для p_s)

$$A_{11} = -\text{fac}_s m_{p_s}, \quad A_{12} = -\text{fac}_s m_{p_d}, \quad A_{13} = -\text{fac}_s m_{\omega}$$

Рядок 2 (для p_d)

$$A_{21} = \text{fac}_d m_{p_s}, \quad A_{22} = \text{fac}_d (m_{p_d} - m_{\text{вих},p_d}), \quad A_{23} = \text{fac}_d m_{\omega}$$

Рядок 3 (для ω) – беремо ланцюгове правило (через залежність $T_c(\dot{m}, \omega)$ та $\dot{m}(p_s, p_d, \omega)$):

$$A_{31} = -\frac{1}{J} \frac{\partial T_c}{\partial \dot{m}} m_{p_s}, \quad A_{32} = -\frac{1}{J} \frac{\partial T_c}{\partial \dot{m}} m_{p_d}, \quad A_{33} = -\frac{1}{J} \left(\frac{\partial T_c}{\partial \omega} + \frac{\partial T_c}{\partial \dot{m}} m_{\omega} \right) - \frac{B}{J} \tag{3.47}$$

Матриця B (3×3) для входів $u = [\Delta T_e, \Delta \dot{m}_{\text{вих}}, \Delta p_{\text{мережа}}]$ – типовий вибір:

- вплив моменту T_e на ω : $\partial \omega / \partial T_e = 1/J$,
- вплив $\dot{m}_{\text{вих}}$ на p_s : $\partial p_s / \partial \dot{m}_{\text{вих}} = \text{fac}_s$,
- вплив $p_{\text{мережа}}$ на p_d через $\dot{m}_{\text{вих}}$: якщо $\dot{m}_{\text{вих}} = \dot{m}_{\text{вих}}(p_d, p_{\text{мережа}})$, то

$$B_{23} = -\text{fac}_d \frac{\partial \dot{m}_{\text{вих}}}{\partial p_{\text{мережа}}} \tag{3.48}$$

Інші елементи, що не мають прямого впливу, – нуль.

Отже,

$$B = \begin{bmatrix} 0 & \text{fac}_s & 0 \\ 0 & 0 & -\text{fac}_d \frac{\partial \dot{m}_{\text{вих}}}{\partial p_{\text{мережа}}} \\ 1/J & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.49)$$

На практиці m_{ps} , m_{pd} , m_{ω} – оцінюються чисельно з компресорної карти: при фіксованій ω змінюйте p_d і дивіться як змінюється \dot{m} → числова похідна; аналогічно по p_s і ω . Якщо карта подана у вигляді таблиці (\dot{m} , Π , η), то інтерполуються і диференціюються чисельно;

$D_{h,m}$ і $D_{h,\omega}$ – із карти роботи або з емпіричних залежностей для $\Delta h(\omega, \dot{m})$. Можна обчислити з $\Delta h = w_s / \eta$ і диференціювати;

$\dot{m}_{\text{вих},pd}$ і $\partial \dot{m}_{\text{вих}} / \partial p_{\text{мережа}}$ – з гідравлічної характеристики вихідної магістралі/клапана.

3.6. Оптимізація параметрів регулятора

1. Об'єкт керування – компресорна установка

Нехай керуємо тиском на виході $p_d(t)$ (або витратою $Q(t)$) за допомогою частоти обертання ротора $n(t)$, яку задає ПІД-регулятор через частотний перетворювач.

Лінеаризуємо компресор біля робочої точки p_{d0} , Q_0 , n_0 і записуємо модель у вигляді:

1.1. Передаточна функція

$$G_c(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{K_c e^{-Ls}}{(T_1 s + 1)(T_2 s + 1)} \quad (3.50)$$

де

$Y(s)$ – відхилення керованої величини (тиск/витрата);

$U(s)$ – відхилення керуючого впливу (частота обертання, положення направляючих апаратів тощо);

K_c – коефіцієнт підсилення компресора;

T_1, T_2 – часові сталі;

L – запізнення (інерція трубопроводу, вимірювача, виконавчого механізму).

Або у просторі станів:

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + Ed(t), \quad y(t) = Cx(t), \quad (3.51)$$

де $d(t)$ – збурення (зміна вхідного тиску, навантаження мережі).

2. Математична модель регулятора

Використаємо ПІД-регулятор у часовій області:

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (3.52)$$

де

$e(t) = r(t) - y(t)$ – похибка,

$r(t)$ – задавальний сигнал (наприклад, стрибок тиску),

K_p, K_i, K_d – параметри регулятора (змінні оптимізації).

Вектор параметрів:

$$\theta = [K_p \quad K_i \quad K_d]^T \quad (3.53)$$

У Лаплас-образі:

$$G_{\text{ПІД}}(s, \theta) = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d s \quad (3.54)$$

3. Замкнена система «регулятор–компресор»

Передаточна функція замкненого контуру за завданням:

$$T(s, \theta) = \frac{G_{\text{ПІД}}(s, \theta) G_c(s)}{1 + G_{\text{ПІД}}(s, \theta) G_c(s)} \quad (3.55)$$

Похибка за одиничного стрибка:

$$E(s) = \frac{1}{s} - T(s, \theta) \frac{1}{s} \quad (3.56)$$

У часовій області (узагальнено):

$$\dot{x}_{cl}(t) = f(x_{cl}(t), r(t), d(t), \theta), \quad y(t) = h(x_{cl}(t)) \quad (3.57)$$

де

x_{cl} – вектор станів «компресор + регулятор».

4. Критерії якості для оптимізації

Класичні інтегральні критерії.

На основі перехідної характеристики (реакції на стрибок) вводимо:

ISE – інтеграл квадрата похибки:

$$ISE = \int_0^T e^2(t) dt \quad (3.58)$$

IAE – інтеграл модуля похибки:

$$IAE = \int_0^T |e(t)| dt \quad (3.59)$$

ITAE – інтеграл часу, помноженого на модуль похибки:

$$ITAE = \int_0^T t |e(t)| dt \quad (3.60)$$

що сильніше штрафує тривалі «хвости» перехідного процесу.

Енергетичний критерій (споживання компресора).

При керуванні частотою обертання потужність компресора приблизно:

$$P(t) = k_p n^3(t) \quad (3.61)$$

де

$n(t)$ пов'язана з керуючим сигналом $u(t)$.

Енергетичні витрати за перехід:

$$I_{E(\theta)} = \int_0^T P(t) dt \quad (3.62)$$

5. Обмеження.

Обмеження по параметрах регулятора:

$$K_p^{\min} \leq K_p \leq K_p^{\max}, \quad K_i^{\min} \leq K_i \leq K_i^{\max}, \quad K_d^{\min} \leq K_d \leq K_d^{\max} \quad (3.64)$$

Обмеження по виконавчому органу (частотник, заслінка):

$$u^{\min} \leq u(t, \theta) \leq u^{\max}, \quad \forall t \in [0, T_f] \quad (3.65)$$

Стійкість замкненої системи – усі корені характеристичного поліному в

лівій півплощині:

$$\Re\{\lambda_i(\boldsymbol{\theta})\} < 0 \quad (3.66)$$

Умова протисуржевої роботи (без наближення до лінії помпажу): для кожного моменту часу робоча точка $(\pi(t), \varphi(t))$ (тискова та витратна характеристики) повинна лежати в області стійкої роботи:

$$(\pi(t), \varphi(t)) \in \Omega_{\text{safe}}, \quad \forall t. \quad (3.67)$$

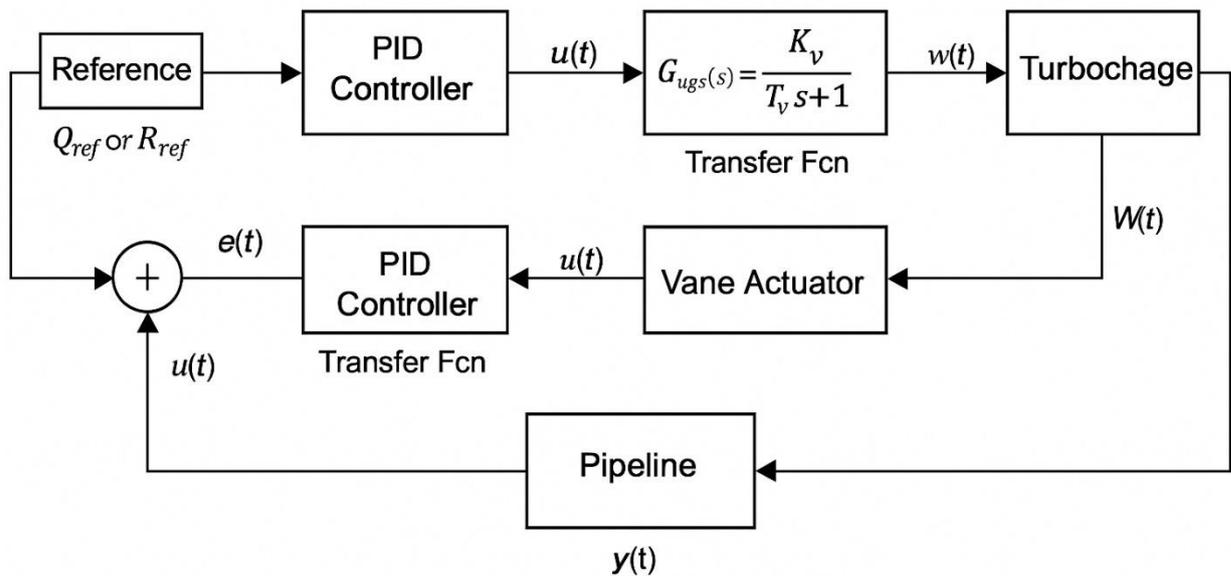


Рис. 3.5. – Функціональна модель для аналізу перехідних характеристик турбокомпресорного агрегату

3.7. Синтез структури енергозберігаючої системи керування компресором

Поставлена задача створення структурної схеми енергозберігаючої автоматизованої системи керування компресором розв’язується тим, що така система, яка складається з датчиків витрати рідини, датчиків частоти обертання робочого колеса, датчиків активної потужності, датчиків положення засувки, регуляторів, додатково містить блок еталонної моделі компресора, блок формування функції втрат енергії, блок формування функції мінімуму втрат енергії і блок регулювання.

Використання еталонної математичної моделі компресору, що у режимі реального часу може змінювати свої параметри залежно від конкретних умов, дозволяє більш точно і повно визначати функцію втрат енергії в будь-який час і виявляти шляхи їх зменшення без порушення основних технологічних показників роботи.

Сутність роботи такої схеми пояснюється на рис. 3.6.

Енергозберігаюча автоматизована система керування компресором складається з компресору 1, блока еталонної моделі компресора 2, давача витрати робочого тіла 3, датчика активної потужності 4, що споживається приводом компресору, давача частоти обертання компресору, давача тиску, блоку формування функції втрат, блоку формування функції визначення мінімальних втрат, блоку регулювання, регулятора частоти обертання, давача частоти обертання, регулятора положення засувки, давача положення засувки.

Пристрій працює таким чином: компресор надає руху робочому тілу, витрата якого визначається давачем витрати. Цифрові сигнали з давачів витрати, тиску, активної потужності, частоти обертання робочого колеса порівнюються з відповідними еталонними сигналами, які генеруються в блоці еталонної моделі компресора і визначаються різниці відповідних сигналів. За величинами цих сигналів і сигналу з давачів частоти обертання, давача положення засувки в блоці еталонної моделі генерується сигнал, що потрапляє до блока формування функції втрат, а далі залежно від рівня втрат, сигнал попадається в блок формування функції мінімуму втрат, сигнал з якого попадається в блок регулювання, що дає команди на регулятор частоти обертання і регулятор положення засувки, підтримуючи роботу компресора в максимально ефективному режимі з точки зору втрат енергії.

Формування керуючого впливу, за частотного керування приводом компресора здійснюється в блоках 2, 6, 7.

Таким чином, ми одержимо структуру системи керування компресором, за якої буде забезпечений мінімальні втрати енергії.

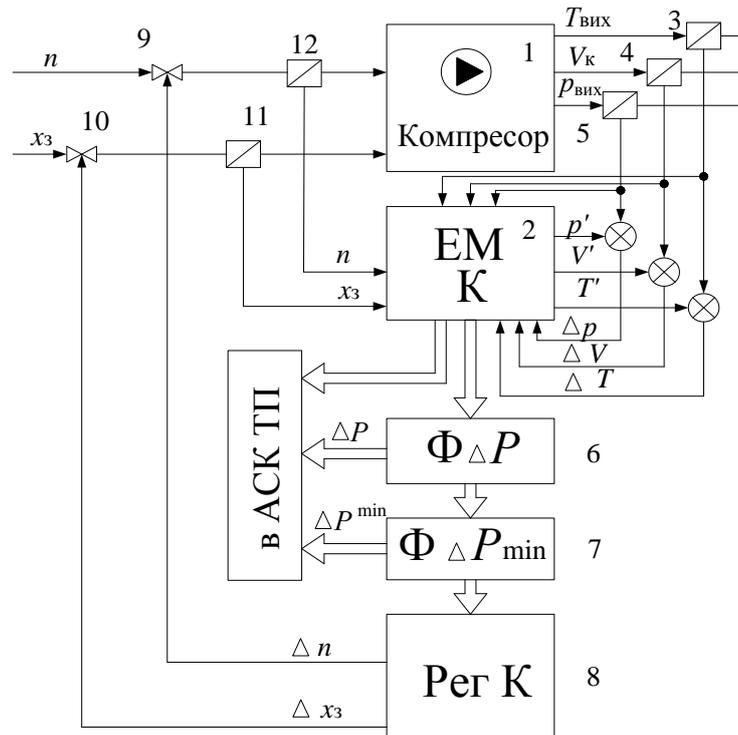


Рис. 3.6 – Структурна схема керування компресором

1 – компресор; 2 – блок еталонної моделі компресора; 3 – датчик температури газу $T_{\text{вих}}$; 4 – давач швидкості потоку V_k ; 5 – давач тиску $p_{\text{вих}}$; 6 – блок формування функції втрат $\Phi \Delta P$; 7 – блок формування функції визначення мінімальних втрат $\Phi \Delta P_{\text{min}}$; 8 – регулятор; 9 – регулятор частоти обертання; 10 – регулятор положення засувки; 11 – давач положення засувки; 12 – давач частоти обертання n ; p' – еталонний тиск; V' – еталонна швидкість потоку; T' – еталонна температура; Δp – різниця тиску еталону і натурі; ΔV_n – різниця швидкості потоку еталону і натурі; ΔT – різниця температури газу еталону і натурі.

У разі зміни характеристик компресора у процесі експлуатації (старіння, зношування елементів, погіршення стану привідного механізму) параметри компресору, вимірювані відповідними давачами, заносяться до математичної моделі. Модель змінює свої параметри і робить новий набір характеристик і законів керування, тобто процес керування є адаптивним.

3.8. Висновки за розділом 3

1. Формалізована задача підвищення показників якості роботи газоперекачувальних станцій шляхом оптимізації режимних параметрів їх роботи. Визначені вхідні та вихідні параметри, параметри збурювань. Визначена функція мети та вектори обмежень. Взаємозв'язки між векторами (параметрами) на вході, виході та внутрішніми параметрами визначається шляхом натурних випробувань відповідних елементів ГПС, або теоретично (попередньо) з урахуванням впливу зовнішніх та внутрішніх збурень.

2. Розроблена математична модель мінімізації енергетичних втрат в газоперекачувальних агрегатах, тобто визначення необхідних технологічних параметрів режимів роботи газоперекачувального агрегату (газова турбіна та компресор) за заданих умов транспорту газу з одночасним дотриманням оптимальних значень політропного коефіцієнта корисної дії компресору та високого коефіцієнту корисної дії газової турбіни. Отримана математична модель мінімізації енергетичних втрат в газоперекачувальних агрегатах може скласти основу алгоритму систем автоматизованого керування з метою гарантованого забезпечення високих показників якості режимних параметрів роботи газоперекачувальних станцій.

3. Для практичної реалізації розробленої математичної моделі мінімізації енергетичних втрат достатньо апроксимації відповідними поліномами експериментальних характеристик відцентрового компресора – ступеня стиснення та коефіцієнта корисної дії залежно від параметрів його роботи.

РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГАЗАПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ СТАНЦІЙ ТА ЇХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ

4.1. Підвищення показників якості газоперекачувальних станцій шляхом оптимізації режимів їх роботи

Дослідження проводились за характеристиками газотурбінної установки ГТУ GTU-T16 потужністю 16 МВт, та компресора Н-370-76-1,4/5300, характеристик якого наведені на рис. 4.1. Параметри ГТУ GTU-T16 наведені в таблиці 4.1.

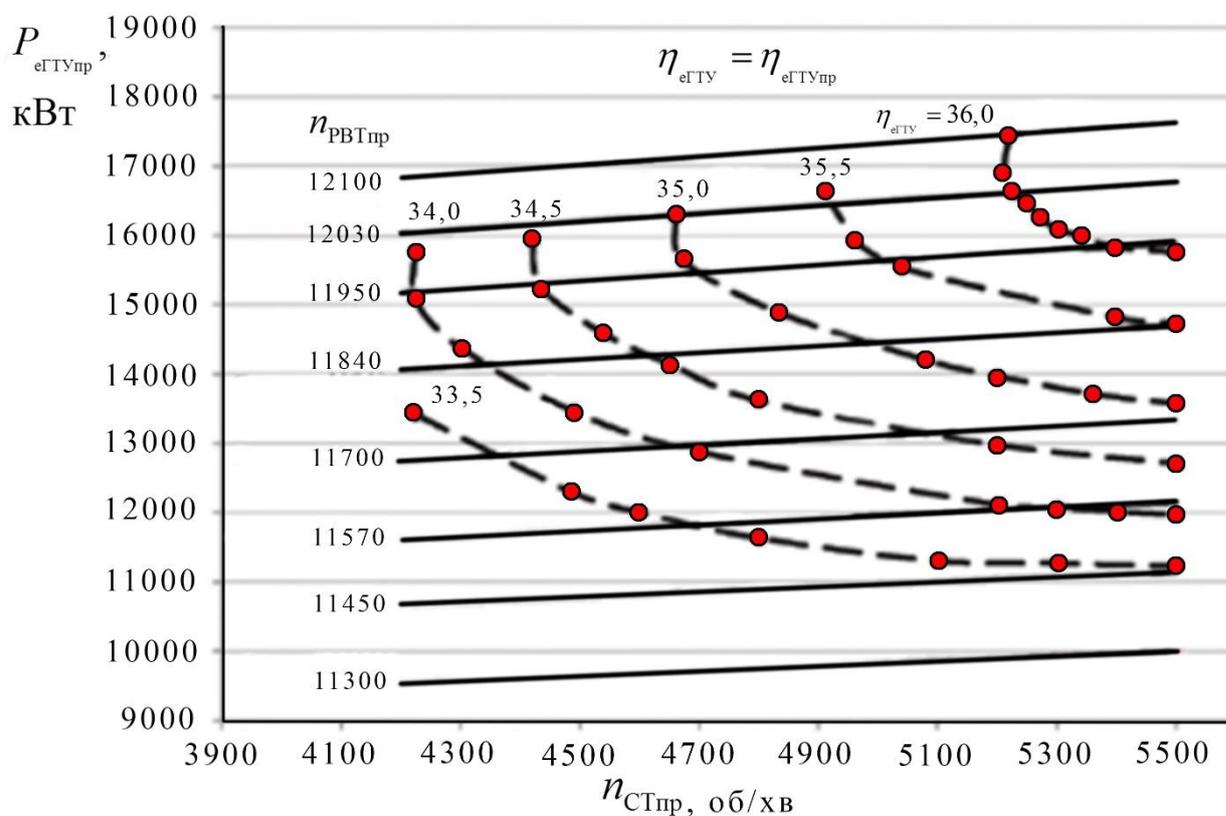


Рис. 4.1 – Дросельна характеристика ГТУ Н-370-76-1,4/5300 у складі ГПА потужністю 16 МВт при $P_0=0,1013$ МПа та $T_0=15^\circ\text{C}$

На рис 4.2. наведено приклад накладання потужності лінії характеристики компресору, що відповідає максимальному політропному ККД (лінія А) та описуваної рівнянням (2.72), на наведену потужну дросельну характеристику ГТУ у складі ГПА потужністю 16 МВт на всьому діапазоні

оборотів силової турбіни (СТ) при тиску у вхідному патрубку ВК 55 кгс/см² (5,4 МПа) та температурі 15 °С (щільність газу при цьому становитиме 42,5 кг/м³).

Таблиця 4.1. Параметри компресору ГТУ GTU-T16

Параметр	Типове значення / інтервал
Номінальна потужність на валу	≈ 16.5 МВт
Електричний / механічний ККД турбіни (у “приводному” режимі)	~ 37 %
Номінальна витрата палива	0,88 кг/с
Номінальна витрата газу (робоче тіло)	53,7 кг/с
Ступінь стиснення в компресорі турбіни	≈ 19:1
Частота обертання ротора (приводу)	Типово ~5300 об/хв для вихідного вала (для деяких агрегатів)
Ресурс (загальний термін служби)	до ~200 000 годин експлуатації; міжремонтний інтервал ~ 35 000 годин
Викиди NO _x (для сучасних турбін)	< 25 ppm при регламентованій підготовці палива/модифікаціях
Призначення	Привід газоперекачувальних агрегатів на магістральних газопроводах, можливість використання як «модульної ГПА-лінії»

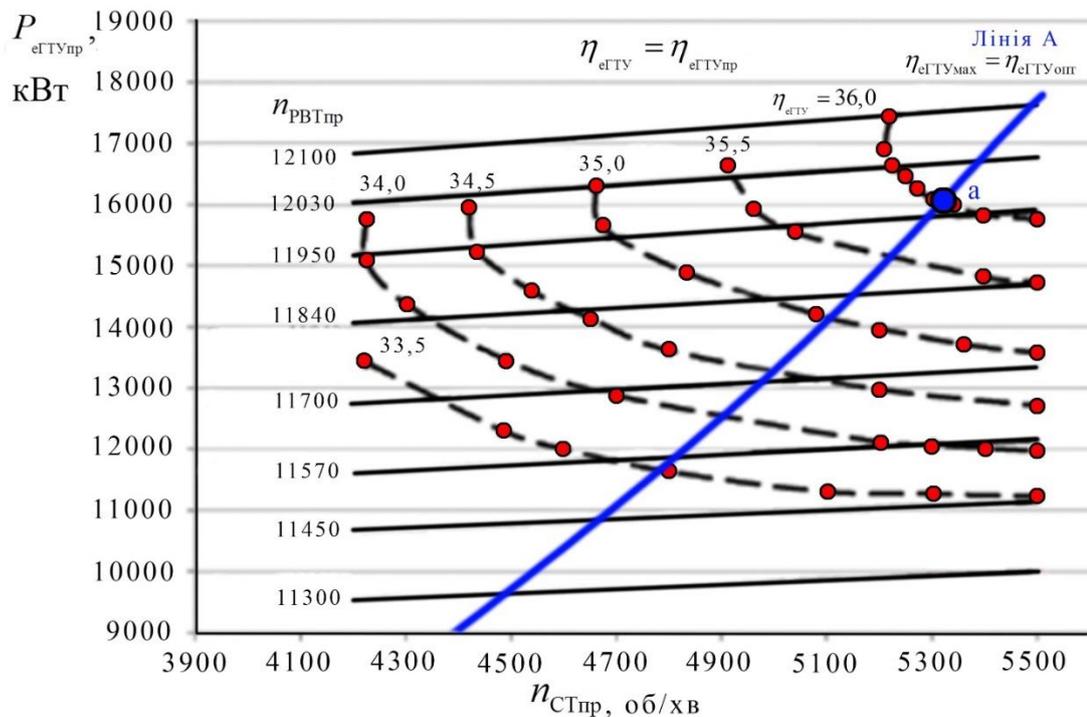


Рис. 4.2 – Суміщена характеристика компресору (при оптимальному політропному ККД) та ГТУ Н-370-76-1,4/5300 у складі ГПА

Положення лінії «А» визначається умовами (3.3), (3.5), (3.6), (3.7), (3.8) і залежить від щільності газу, що транспортується у вхідному патрубку ВК за робочих умов, а також параметрів атмосферного повітря на вході ГТУ (тиск p_0 і температура T_0). Щільність газу, що транспортується, за робочих умов залежить від складу, тиску і температур газу на вході в ВК.

Таким чином, при зміні властивостей газу на вході АК положення лінії «А» також змінюється згідно рівнянню (3.8). Точка «а» є перетином лінії максимального ефективного ККД ГТУ ($\eta_{\text{ГТУ}}=36\%$) з лінією, що відповідає максимальному політропному ККД ВК ($\eta_{\text{ВКopt}}=0,83$), і характеризує оптимальний режим роботи ГПА при заданій щільності газу, що транспортується при робочих умовах на вході в проточну частину ВК, а також тиску і температурі атмосферного повітря на вході ГТУ КС. Таким чином, рис. 4.2. показує варіант графо-аналітичного вирішення приватної задачі оптимізації режимів роботи ГПА. Для уніфікації та оперативного розв'язання задачі оптимізації режимів ГПА побудовано універсальну суміщену характеристику ГТУ та ВК (рис. 4.3).

Зручність зазначеної характеристики полягає в тому, що на наведену дросельну характеристику ГТУ нанесено потужну наведену характеристику ВК за умови оптимального політропного ККД ВК та наведеної витрати газу через проточну частину ВК на всім діапазоні щільностей ($\rho_{\text{нд}}$) транспортованого газу у вхідному патрубку ВК. Як зазначено вище, у фактичних умовах експлуатації газотранспортних систем не завжди можливо досягти оптимальних показників режимів роботи ГПА через режимно-технологічні причини або обмежений технічний стан обладнання, у цьому випадку завдання оптимізації зводиться до визначення умов раціональних режимів роботи ГПА. Умови раціонального ККД ГТУ (або ВК) визначаються відхиленням від оптимальних значень у прийнятому для підприємства діапазоні, наприклад 3% (рис. 4.4).

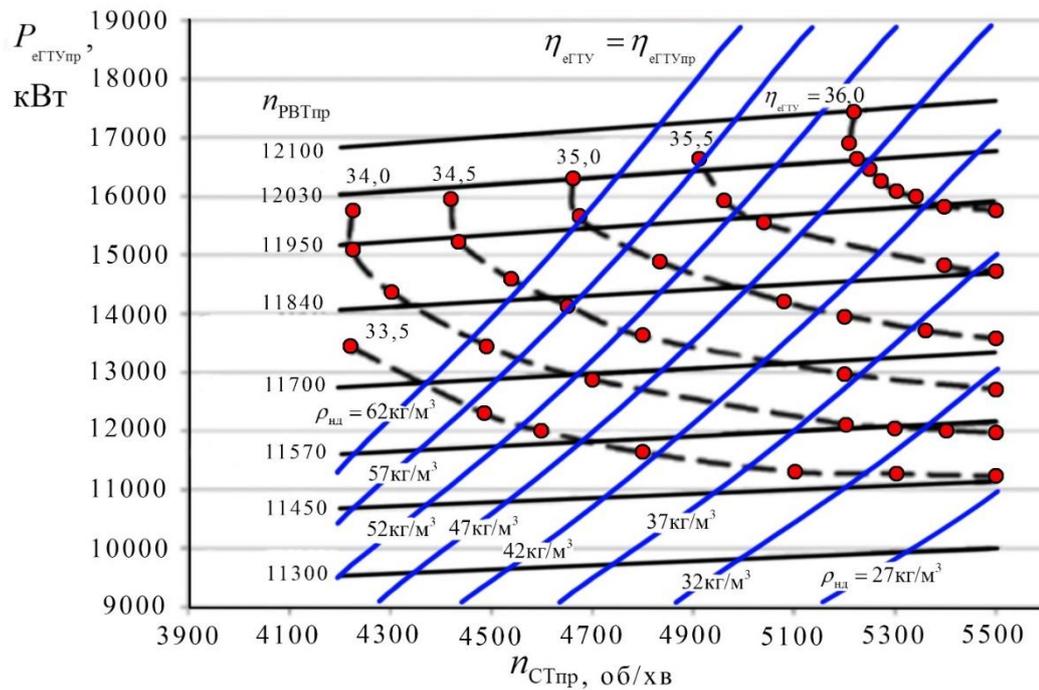


Рис. 4.3 – Суміщена дросельна характеристика ГТУ в складі ГПА (при $p_0=0,1013$ МПа та $T_0=15^0\text{C}$) та характеристика потужності компресору Н-370-76-1,4/5300 (приведена до $p_0=0,1013$ МПа та $T_0=15^0\text{C}$, за умов $\eta_{\text{BKmax}} = \eta_{\text{BKонт}}$, $Q_{\text{пр}} = Q_{\text{пр.онт}}$)

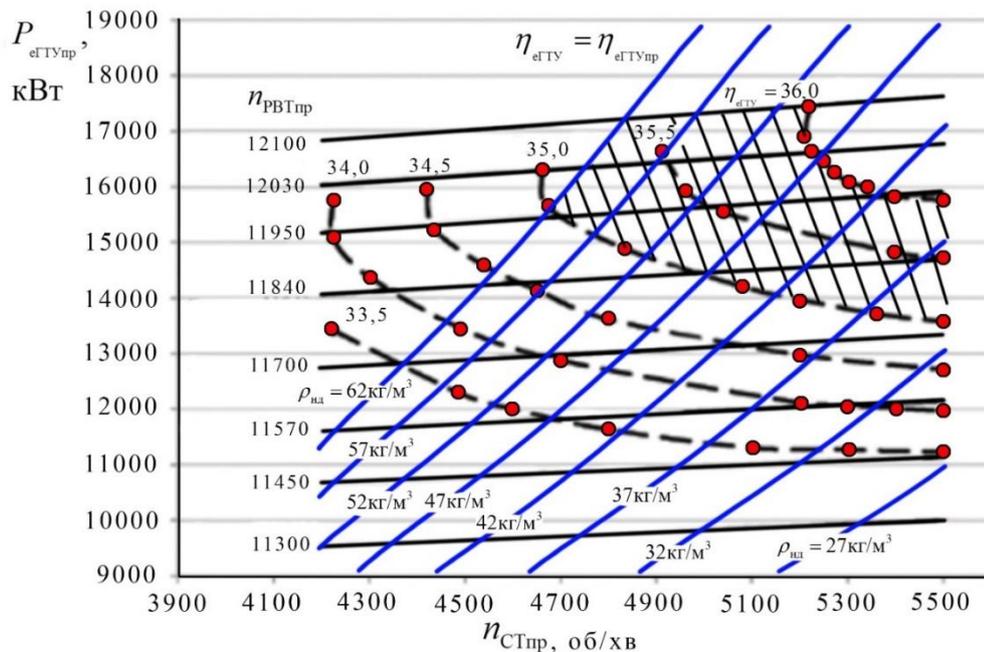


Рис. 4.4 – Суміщена характеристика ГТУ Н-370-76-1,4/5300 та ВК із заштрихованою областю раціональних режимів роботи ГТУ
Сучасні засоби дозволяють решати завдання оптимізації аналітичним

способом з використанням рівнянь, що описують режими роботи ГТУ та ВК у складі ГПА.

Діапазон раціональних режимів ВК визначається значеннями витрати через проточну частину ВК (рис. 4.5), при яких фактичне значення політропного ККД менше оптимального в прийнятому діапазоні (наприклад, 3%).

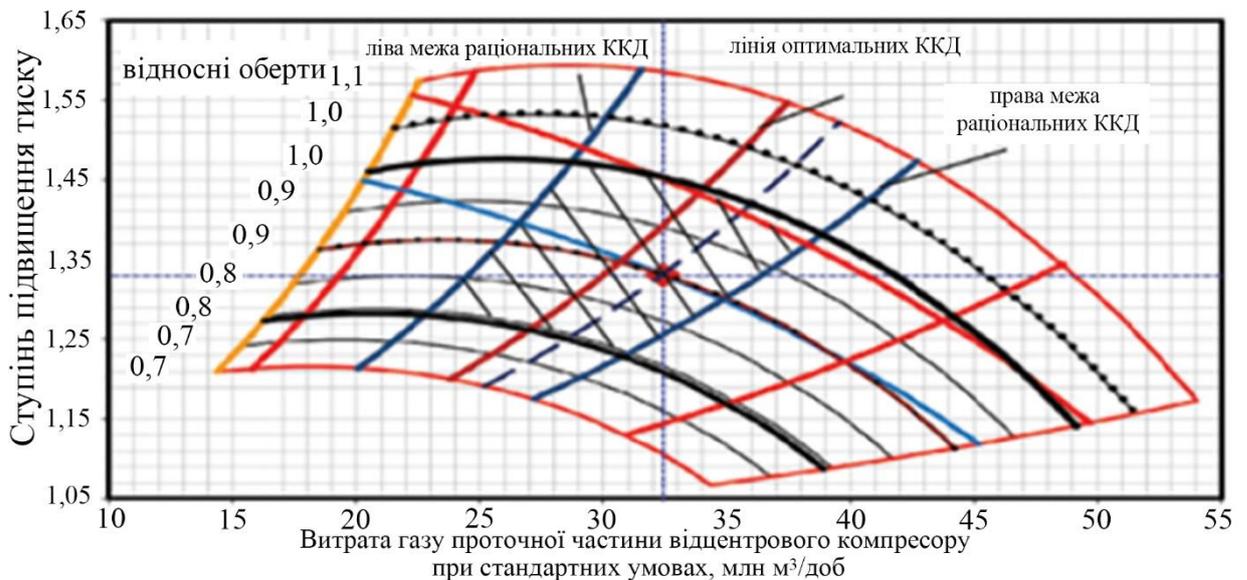


Рис. 4.5 – Характеристика ВК із заштрихованою областю раціональних режимів роботи з урахуванням обмежень за мінімальними та максимальними обертами

Результати можуть застосовуватися для розрахунку, оптимізації, управління та контролю режимів роботи ГПА у процесі виробничо-диспетчерського управління магістральним транспортом газу; складання алгоритмів систем автоматичного управління та регулювання ГПА.

Енергетичні характеристики ГТУ GTU-T16 показані на рис. у додатку Б.

4.2. Параметричний синтез регулятора

Параметри компресору:

$R=287 \text{ J/(кг}\cdot\text{K)}$, $T_s=300 \text{ K}$, $T_d=320 \text{ K}$, $Z=1$, $V_s=V_d=0.5 \text{ м}^3$, $J=50 \text{ J кг}\cdot\text{м}^2$, $B=5 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}$, номінальні: $m_0=50 \text{ кг/с}$, $\omega_0=300 \text{ рад/с}$, похідні з карти: $m_{ps}=1.0\cdot 10^{-4}$

$\text{кг}\cdot\text{с}^{-1}\cdot\text{Па}^{-1}$, $m_{pd}=-1.2\cdot 10^{-4}$, $m_{\omega}=0.02 \text{ кг}\cdot\text{с}^{-1}\cdot(\text{рад}\cdot\text{с}^{-1})^{-1}$, $\partial m_{out}/\partial p_d=2.0\cdot 10^{-5}$
 $\text{кг}\cdot\text{с}^{-1}\cdot\text{Па}^{-1}$, $D_{h,m}=-500 \text{ J}\cdot\text{кг}^{-1}\cdot(\text{кг}\cdot\text{с}^{-1})^{-1}$, $D_{h,\omega}=100 \text{ J}\cdot\text{кг}^{-1}\cdot(\text{рад}\cdot\text{с}^{-1})^{-1}$,
 $\Delta h_0=1.0\cdot 10^5\text{J}/\text{кг}$.

Обчислення:

$$A = \begin{bmatrix} -17.2200 & 20.6640 & -3444.0000 \\ 18.3680 & -25.7152 & 3673.6000 \\ -6.333\cdot 10^{-4} & 7.600\cdot 10^{-4} & -7.111\cdot 10^{-2} \end{bmatrix},$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 1.7220\cdot 10^5 & 0 \\ 0 & 0 & 3.6736 \\ 0.02 & 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (4.1)$$

(У виводі числа – у СІ одиницях: тиск у Па, час у секундах, ω в рад/с; відхилення – ті самі одиниці.)

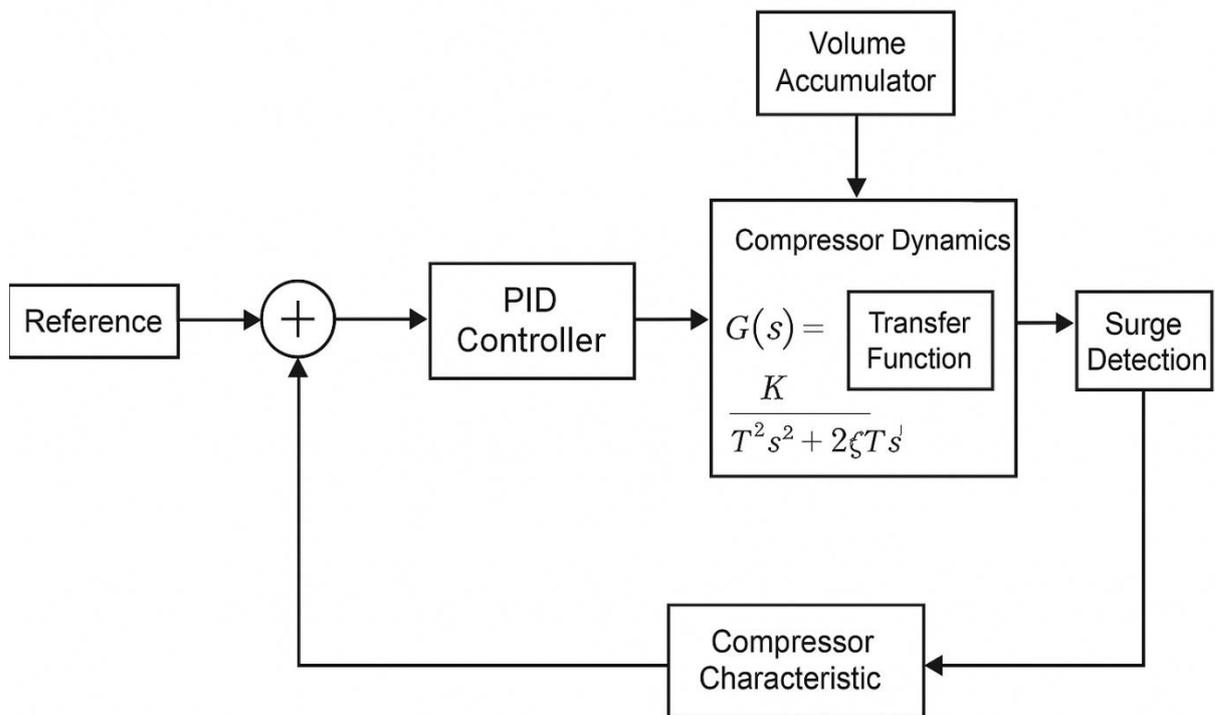


Рис. 4.6 – Схема імітаційної моделі

4.3. Синтез системи керування компресорною установкою з електропривідом

Для виконання розрахункового аналізу розроблені математичні моделі різних схем циклів скраплення: одноступінчасті і двоступінчасті схеми циклів. Моделі реалізовані в діапазоні тисків і температур газу на вході відповідно 3,5..5,5 МПа і 233..288К.

Моделювання динаміки механізму руху компресора з урахуванням зазорів дозволяє визначити силові параметри у вузлах, необхідні для проведення розрахунку на статичну і втомну міцність. У цей час ці розрахунки проводяться відповідно до методик, вище, де нормальні і дотичні складових реакцій визначаються методом кінетостатики. Однак як показали теоретичні дослідження, це справедливо лише в першому наближенні. Максимальні значення сил у моменти ударів можуть перевищувати відповідні значення реакцій у механізмі без обліку зазорів більш, ніж в 2 рази. Крім цього, як показано на рис.4.7, в умовах контактного руху деталей, спостерігаються модульовані високочастотні коливання циклічним характером напруження вузла. При цьому величина реакції періодично змінюється від максимального до мінімального значення. Частота цих коливань визначається швидкістю обертання колін валу, значеннями зазорів у всіх сполученнях механізму, їхнім режимом тертя тощо. Установлено, що ВЧ коливання з'являються внаслідок того, що рух деталей відносно один одного відбувається не плавно, а "ривками" – через вплив зазорів у підшипниках.

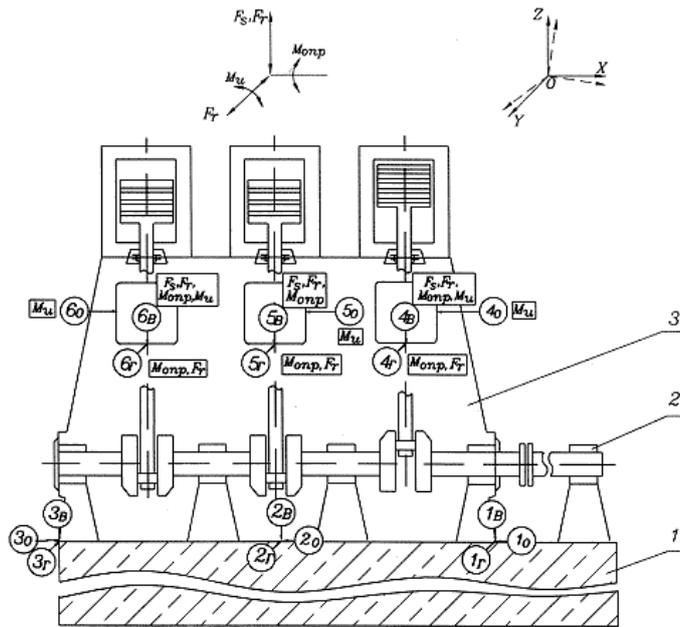


Рис. 4.7 – Схема компресора з контрольними точками виміру вібрації: 1-6 – контрольні точки; 1 – фундамент; 2 – електродвигун; 3 – станина компресора.

Для реалізації максимально оптимальних характеристик компресорної установки, на період адаптації, можна зневажити вібраціями високого порядку, а малі порівняно збігаються по частоті з режимом номінальної роботи двигуна в сталому режимі. Однак характеристику настановних ланок зв'язує число, наведене до загального рівня взаємодії, щодо опори. Тому, загальну формулу зв'язку вхідних вузлів компресора і вихідних параметрів проходження в трубопровід задаємо так:

$$W(p) = \frac{K_{п0}}{p(T_{a0}^2 p^2 + 2\xi T_{п0} p + 1)}; \quad (4.2)$$

При обліку наявності в системі мер стабілізації, які реалізується у вигляді контуру регулювання як швидкості, так і струму якоря двигуна, можна зневажити динамічними коефіцієнтами опору газу в трубопроводі і товчкообразні сигнали на виході.

4.3.1. Синтез системи керування електроприводом компресорної установки

Складемо структурні схеми вихідної системи. Визначимо передатні функції ланок.

Таблиця 4.2. Визначення передатної функції ланок

Назва ланки	Передатна функція	
	Формула	Розрахунок
Компресор	$W_K(p) = \frac{K_{п0}}{p(T_{п0}^2 \cdot p^2 + 2\xi T_{п0} \cdot p + 1)}$	$W_K(p) = \frac{0.7}{S(0.009S^2 + 0.0054S + 1)}$
Ланка ланцюга якоря	$W(p) = \frac{1}{R_J(T_J p + 1)}$	$W_{цЯ}(p) = \frac{1}{100(0.5S + 1)}$
Механічна частина двигуна	$W(p) = \frac{R_J}{cT_M p}$	$W_{мч}(S) = \frac{100}{10^5 \cdot 0.02S}$
Перетворювач	$W(p) = \frac{K_{п}}{T_{п} p + 1}$	$W_{п}(S) = \frac{7}{0.01S + 1}$

$$\begin{aligned}
 W_{ICX} &= W_{п} W_{цЯ} W_{мч} W_K = \\
 &= \frac{7}{0.01S + 1} \frac{1}{100(0.5S + 1)} \frac{100}{10^5 \cdot 0.02S} \frac{0.7}{S(0.009S^2 + 0.0054S + 1)} \\
 &= \frac{0.00245}{0.0078s^4 + 0.5154s^2 + s^2} \quad (4.4)
 \end{aligned}$$

Перевіримо вихідну систему на стійкість, тобто одержимо графік перехідного процесу (рис.4.8):

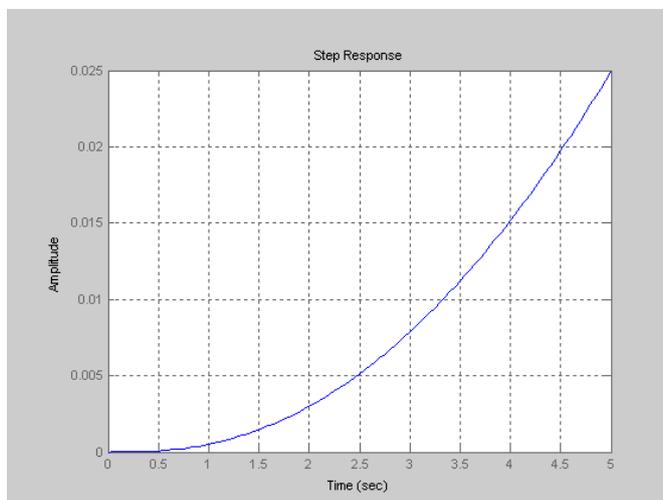


Рис. 4.8. – Графік перехідного процесу

З рисунку видно, що перехідний процес є розбіжної, отже вихідна система нестійка і вимагає регулювання.

Перший контур регулювання

Схема моделі наведена на рис. 4.9.

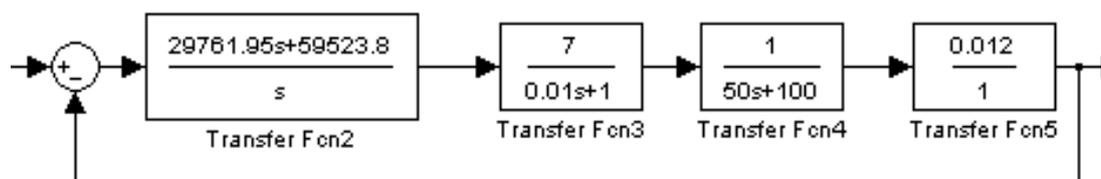


Рис.4.9 – Перший контур регулювання

Коефіцієнт:

$$K_T = 0.1/8 = 0.012, \quad (4.5)$$

Знайдемо вихідну передатну функцію 1 контуру:

$$W_{ICX1}(p) = W_n W_{ця} K_T, \quad (4.6)$$

$$W_{ICX1}(p) = \frac{7}{0.01s+1} \frac{1}{100(0.5s+1)} 0.012 = \frac{0.00084}{(0.01s+1)(0.5s+1)}, \quad (4.7)$$

Будемо набутовувати внутрішній контур на технічний оптимум.

При настроюванні на технічний оптимум бажана передатна функція має вигляд:

$$W_{ж1}(p) = \frac{1}{K_T 2T_{\mu} p (T_{\mu} p + 1)} = \frac{1}{0.012 \cdot 2 \cdot 0.02 p (0.02 p + 1)} = \frac{1}{0.00048 p (0.02 p + 1)} \quad (4.8)$$

З іншої сторони $W_{ж1}(p) = W_{пер1}(p) W_{icx1}(p)$, отже

$$W_{пер1}(p) = \frac{W_{ж1}(p)}{W_{icx1}(p)} \quad (4.9)$$

$$W_{пер1}(p) = \frac{59523.8(0.5p+1)}{p}, \quad (4.10)$$

Виконаємо перевірку. Знайдемо бажану передатну функцію замкнутої системи

$$\begin{aligned}\Phi_{ж1}(p) &= \frac{W_{ж1}(p)}{1+W_{ж1}(p)} = \frac{1}{1+\frac{1}{0.02p(0.01p+1)}} = \frac{1}{0.02p(0.01p+1)+1} = \\ &= \frac{1}{0.0002p^2+0.02p+1} \approx \frac{1}{0.02p+1}\end{aligned}\quad (4.11)$$

Знайдемо передатну функцію замкнутого першого контуру

$$\Phi_1(S) = \frac{W_{pez1} \cdot W_{ICX1}}{1+W_{pez1} \cdot W_{ICX1}} = \frac{1}{0.0002p^2+0.02p+1}, \quad (4.12)$$

Для подальших розрахунків прийmemo:

$$\Phi_1(S) \approx \frac{1}{0.02s+1}, \quad (4.13)$$

Розрахунки виконані вірно: $\Phi_1(S) = \Phi_{ж1}(S)$.

Другий контур регулювання

Уведемо другий контур регулювання:

$$K = 27.8/8 = 3.5 \quad (4.14)$$

$$\begin{aligned}W_{icx2}(p) &= K_T^{-1} \cdot \Phi_1(p) \cdot W_{MЧ}(p) \cdot K_C = \frac{1}{0.02p+1} \frac{1}{0.012} 3.5 \frac{100}{10^5 \cdot 0.02p} = \\ &= \frac{230}{0.02p(0.02p+1)}\end{aligned}\quad (4.15)$$

Імітаційна модель наведена на рис. 4.10.

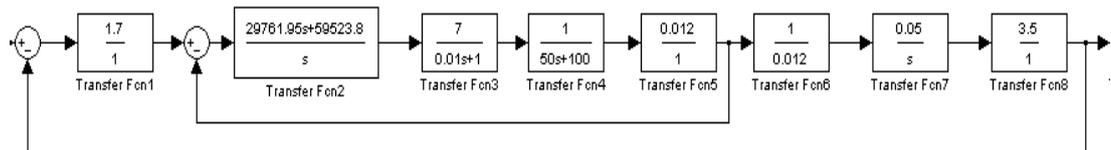


Рис. 4.10. – Другий контур регулювання

Бажана передатна функція 2 контури має вигляд:

$$W_{ж2}(p) = \frac{1}{4k_C T_{II} p (T_{II} p + 1)} \quad (4.16)$$

$$W_{ж2}(S) = \frac{0.07}{0.01S(0.02S + 1)} \quad (4.17)$$

$$W_{пер2}(p) = \frac{W_{ж2}(p)}{W_{ИCX2}(p)} = 0.85 \frac{0.02p}{0.01p} = 1.7 \quad (4.18)$$

Знайдемо бажану ПФ замкнутої системи:

$$\Phi_{ж2}(p) = \frac{W_{ж2}(p)}{1 + W_{ж2}(p)} = \frac{\frac{0.07}{0.01p(0.02p+1)}}{1 + \frac{0.07}{0.01p(0.02p+1)}} = \frac{0.07}{0.01p(0.02p+1) + 0.07} = \frac{1}{0.0028p^2 + 0.14p + 1}; \quad (4.19)$$

Знайдемо ПФ замкнутого першого контуру:

$$\Phi_2(p) = \frac{W_{пер2} * W_{ИCX2}}{1 + W_{пер2} * W_{ИCX2}} = \frac{1}{0.0028p^2 + 0.14p + 1}, \quad (4.20)$$

$$\Phi_2(S) \approx \frac{1}{0.14p + 1} \quad (4.21)$$

Третій контур регулювання

Уведемо третій контур регулювання:

$$K_D = 8/60 = 0.14 \quad (4.22)$$

$$W_{icx2}(p) = K_C^{-1} \cdot \Phi_2(p) \cdot W_K(p) \cdot K_D = \frac{1}{0.14p + 1} \frac{0.7}{p(0.009^2 p^2 + 0.0054p + 1)} \frac{1}{3.5} 0.17 =$$

$$= \frac{0.033}{(0.14p + 1)p(0.009^2 p^2 + 0.0054p + 1)} * 0.28 \quad (4.23)$$

Імітаційна модель наведено на рис. 4.11.

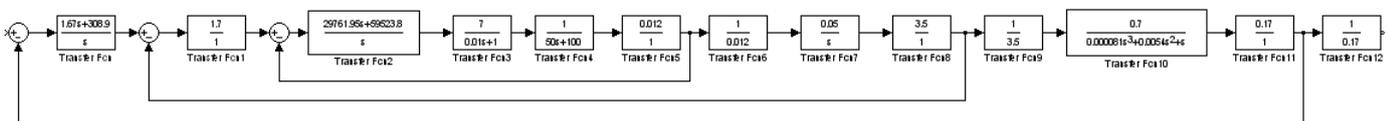


Рис. 4.11. – Третій контур регулювання

Бажана передатна функція 3 контури має вигляд

$$W_{ж2}(p) = \frac{1}{8k_D T_M p (T_M p + 1)}, \quad (4.24)$$

$$W_{ж2}(S) = \frac{0.74}{0.02S(0.02S + 1)} \quad (4.25)$$

$$W_{РЕГ3}(p) = \frac{W_{ж2}(p)}{W_{ICX2}(p)} = \frac{(0.0054p + 1)p \cdot 0.28}{1.36 \cdot 0.02p \cdot 0.033} = \frac{308.9(0.0054p + 1)}{p} \quad (4.26)$$

Знайдемо бажану ПФ замкнутої системи:

$$\Phi_{ж3}(p) = \frac{W_{ж3}(p)}{1 + W_{ж3}(p)} = \frac{\frac{0.74}{0.02p(0.02p + 1)}}{1 + \frac{0.74}{0.02p(0.02p + 1)}} = \frac{0.74}{0.02p(0.02p + 1) + 0.74} = \frac{37}{0.02p^2 + p + 1}; \quad (4.27)$$

Знайдемо ПФ замкнутого першого контуру

$$\Phi_2(p) = \frac{W_{pe2} \cdot W_{ICX2}}{1 + W_{pe2} \cdot W_{ICX2}} = \frac{37}{0.02p^2 + p + 1}, \quad (4.28)$$

Знайдемо ПФ замкнутої і розімкнутої системи:

$$W_{раз} = \Phi_3 \frac{1}{K_D} = \frac{37}{p(0.02p + 1)} \frac{1}{0.17} = \frac{217.6}{p(0.02p + 1)}, \quad (4.29)$$

$$W_{зам} = \frac{W_{раз}}{1 + W_{раз}} = \frac{1}{0.00009p^2 + 0.0046p + 1}, \quad (4.30)$$

Перевіримо систему на стійкість, тобто одержимо графік перехідного процесу (рис.4.12):

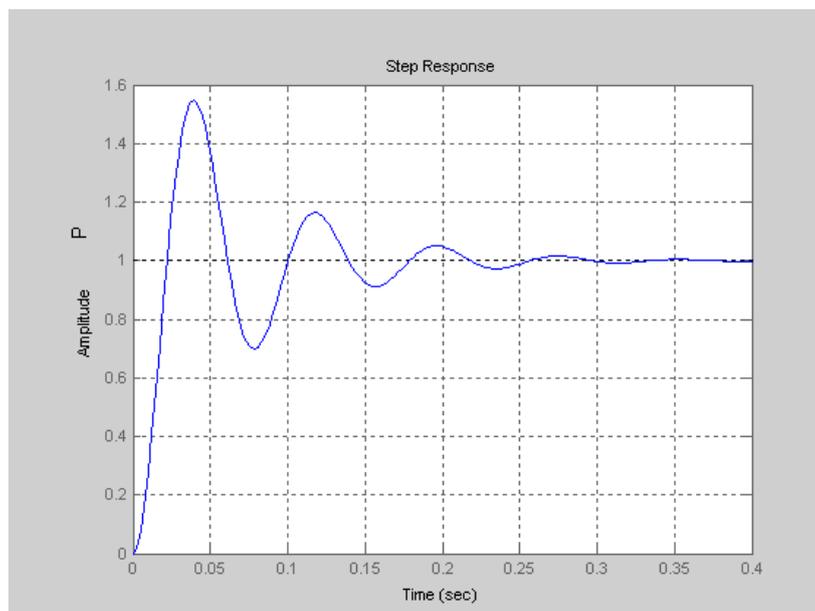


Рис. 4.12. – Графік перехідного процесу

З рисунку видно, що час перехідного процесу дорівнює 0.3 с., отже розрахований регулятор є оптимальним для даної системи і система є стійкою.

4.3.2. Дослідження коригувальних пристроїв

У зв'язку з тим, що контролер, використовуваний у системі керування ТП, працює дискретно, те і регулятори повинні бути представлені в дискретному виді (апроксимація Тустена або Z-перетворення).

Існують різні методи синтезу цифрових регуляторів, засновані на теорії Z-перетворення і простори станів. Ці методи вимагають дуже громіздких математичних перетворень і використовуються в особливо точних системах керування.

Розглянемо більше простий підхід, що складається в попередньому синтезі безперервних регуляторів відомими методами теорії автоматичного регулювання для безперервних систем і наступному переході до цифрового регулятора, еквівалентному синтезованому аналоговому.

Завдання переустаткування аналогових регуляторів вирішується як завдання апроксимації передатної функції даного регулятора дискретною передатною функцією цифрового регулятора.

В інженерній практиці найбільше застосування знайшла апроксимація, отримана на основі білінійного перетворення або апроксимація Тустена.

Відповідно до цієї апроксимації:

$$z = \frac{1 + p \frac{T}{2}}{1 - p \frac{T}{2}}; p = \frac{2}{T} \cdot \frac{z - 1}{z + 1}, \quad (4.31)$$

де T – інтервал дискретизації за часом

Однак, цим методом можна користуватися тільки тоді, коли інтервал дискретизації за часом для цифрової системи T малий у порівнянні з найменшою постійною часу системи керування T_{μ} . Відповідно до теореми

Котельникова-Шеннона безперервний сигнал досить точно відновлюється по сукупності його дискретних значень, якщо

$$T \leq 0,5 T_{\mu}. \quad (4.32)$$

На практиці необхідно мати більший коефіцієнт запасу:

$$T \leq (0,1 - 0,2) T_{\mu}. \quad (4.33)$$

Визначимо період дискретизації (T): це зворотна величина від частоти контролера, але краще взяти частоту АЦП, що у нашому випадку дорівнює $48\text{кГц}=48000\text{Гц}$. Вибір частоти АЦП пов'язаний з тим, що швидкість обробки інформації в першу чергу залежить від швидкості роботи АЦП.

$$T = \frac{1}{48000} = 0.0000208, \quad (4.34)$$

Перевіримо дотримання умови (теорема Котельникова-Шеннона):

$$T \leq 0,5 T_{\mu}. \quad (4.35)$$

$$0.00001 \leq 0,5 * 0.02, \quad (4.36)$$

$$0.00001 < 0.01, \quad (4.37)$$

Умова дотримується, отже період дискретизації обраний правильно.

Зробимо переклад отриманих регуляторів у дискретні.

Синтез цифрових регуляторів по засобах програми MatLab

$$W_{\text{per1}}(p) = \frac{29761.95p + 59523.8}{p}, \quad (4.38)$$

$$W_{\text{per1}}(z) = \frac{2978z - 2976}{z - 1}, \quad (4.39)$$

$$W_{\text{per1}}(p) = 1.7, \quad (4.40)$$

$$W_{\text{per1}}(z) = 1.7, \quad (4.41)$$

$$W_{\text{per3}}(p) = \frac{1.67p + 308.9}{p}, \quad (4.42)$$

$$W_{\text{per3}}(z) = \frac{1.673z - 1.667}{z - 1}, \quad (4.43)$$

Існують різні методи синтезу цифрових регуляторів, засновані на теорії Z-перетворення і простори станів. Ці методи вимагають дуже громіздких математичних перетворень і використовуються в особливо точних системах

керування. Розглянуто більш простий підхід, що складається в попередньому синтезі безперервних регуляторів відомими методами теорії автоматичного регулювання для безперервних систем і наступному переході до цифрового регулятора, еквівалентному синтезованому аналоговому.

Система керування компресорною установкою підвищує ефективність роботи компресора.

4.3.3. Резерви енергозбереження при частотному керуванні електроприводу

Компресори із приводом змінної швидкості можуть бути встановлені в існуючих системах. Більше того, регулятором частоти може бути обладнаний уже наявний привод компресора, розрахований на експлуатацію з постійною швидкістю.

Як правило, на енергію доводиться 80% витрат за весь життєвий цикл компресора, що тоді як залишилися 20% доводяться на капітальні витрати й технічне обслуговування. Підприємство, де енергоспоживання компресора знижується на 15%, заощаджує 12% витрат за його життєвий цикл, у той час як додаткові витрати на придбання компресора із приводом змінної швидкості збільшує витрати за життєвий цикл усього на 2-5%

Існує значний потенціал енергозбереження за рахунок оснащення компресорів приводами змінної швидкості. Експериментальні дослідження, які мають місце в науковій літературі, продемонстрували високий рівень енергозбереження в умовах, що моделюють типові коливання споживання стисненого повітря на виробництві (рис 4.13)

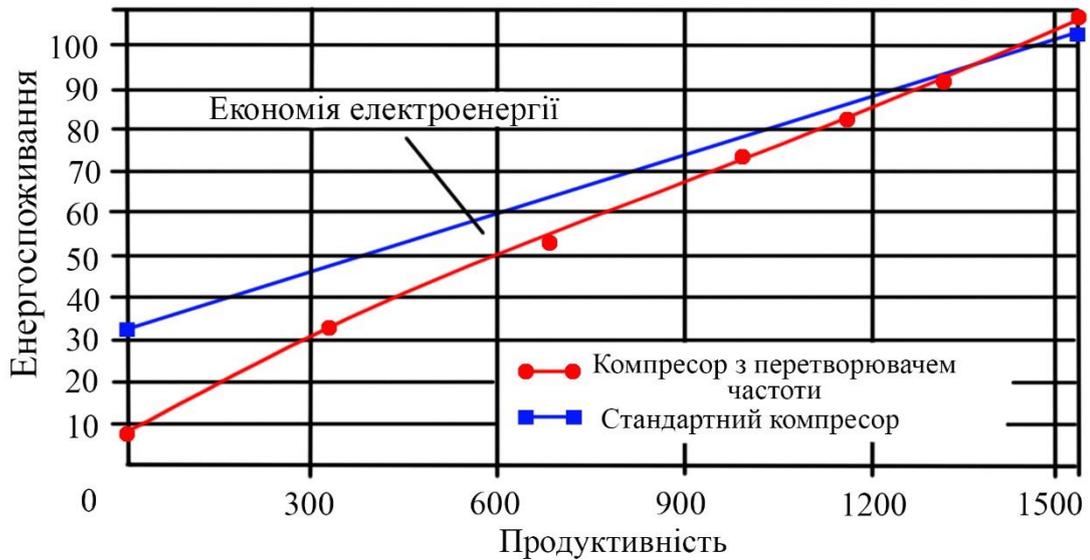


Рис. 4.13. – Енергоспоживання компресора з перетворювачем частоти в порівнянні зі стандартними компресорами

4.4. Розрахунок показників якості систем регулювання компресорних при оптимізації регуляторів

4.4.1. Оптимізація ПІД-регуляторів

1. Модель компресора

Прийнято спрощену лінеаризовану модель:

$$G_c(s) = \frac{K_c}{(T_1s + 1)(T_2s + 1)}, \quad K_c = 2, T_1 = 1,5 \text{ с}, T_2 = 0,5 \text{ с}.$$

ПІД-регулятор в ідеальній формі (для ПІ-регулятора $K_d=0$):

$$G_{PID}(s) = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d s. \quad (4.44)$$

Замкнена система за завданням:

$$T(s, \theta) = \frac{G_{PID}(s, \theta)G_c(s)}{1 + G_{PID}(s, \theta)G_c(s)}. \quad (4.45)$$

Моделюємо реакцію на одиничний стрибок завдання $r(t)=1$ на інтервалі $0 \dots 50$ с.

Нижче наведено графічні результати порівняльного аналізу оптимальної та неоптимальної настройки ПІД-регуляторів компресорної станції та їх вплив

на показники якості.

1. Перехідний процес тиску

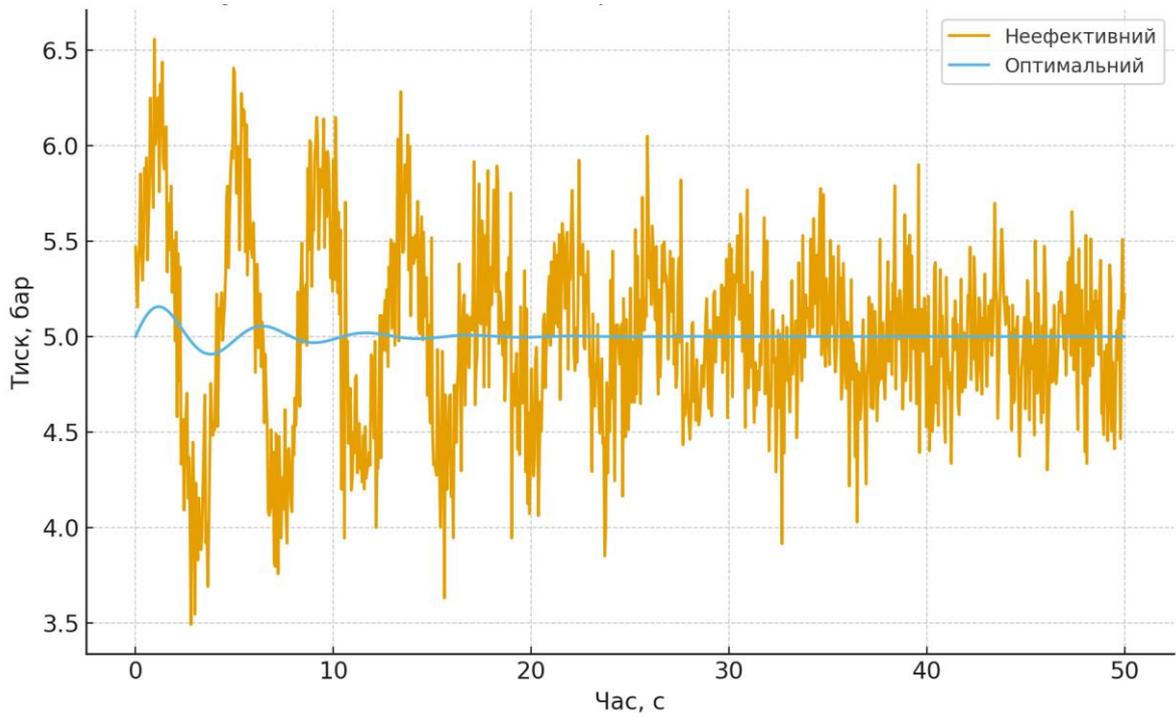


Рис. 4.14 – Порівняння перехідних процесів тиску

2. Перехідний процес швидкості

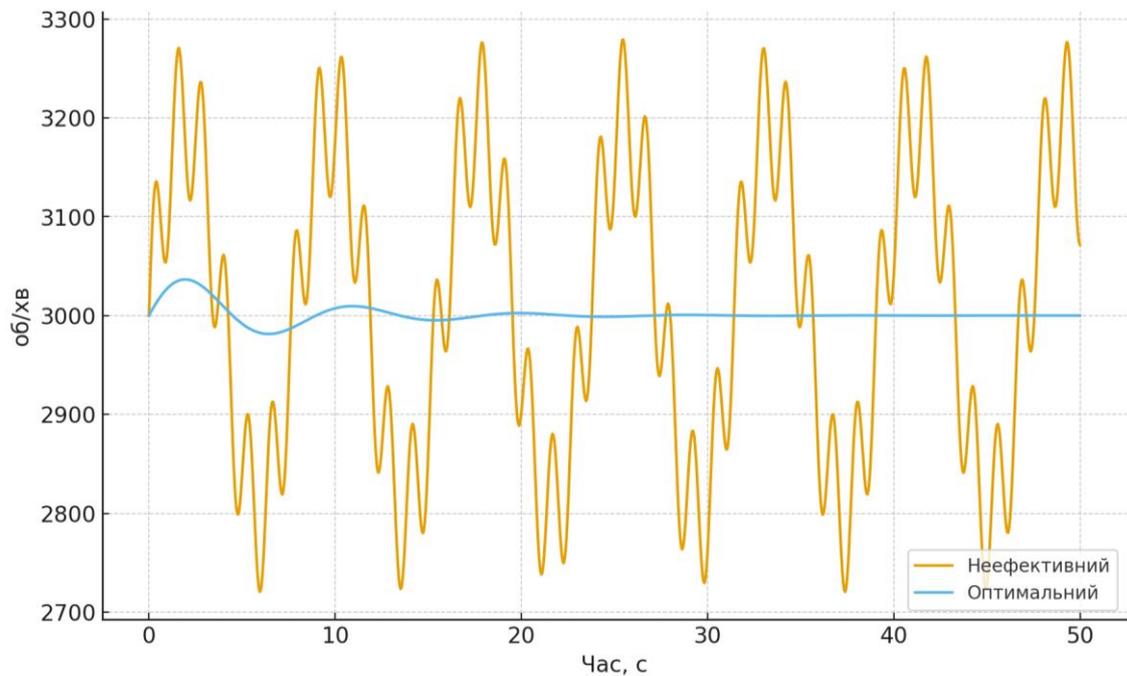


Рис. 4.15 – Порівняння перехідних процесів швидкості обертання

3. Перехідний процес потужності

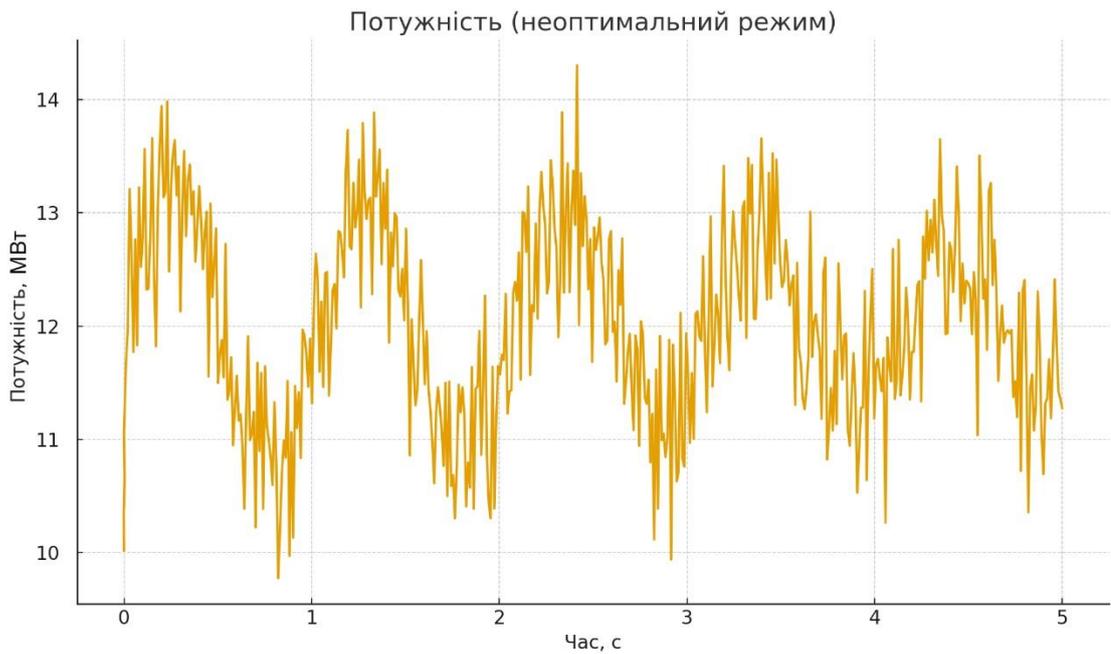


Рис. 4.16 – Перехідний процес потужність при неоптимальному налаштуванні та неоптимальному алгоритмі

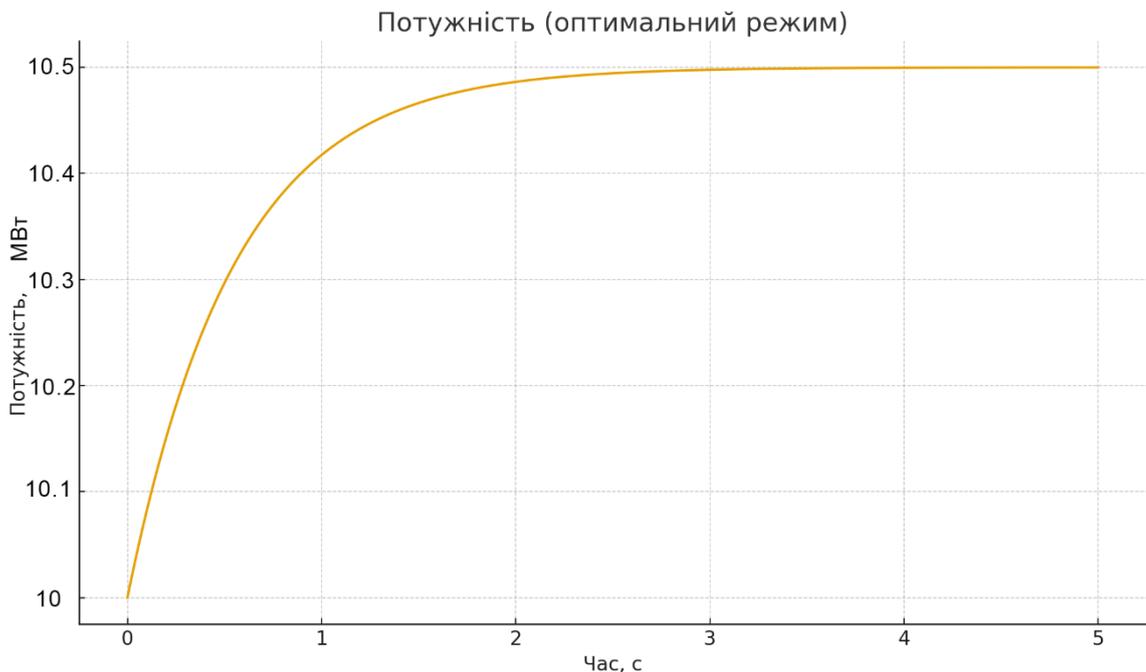


Рис. 4.17 – Перехідний процес потужність пр оптимальному налаштуванні та оптимальному алгоритмі

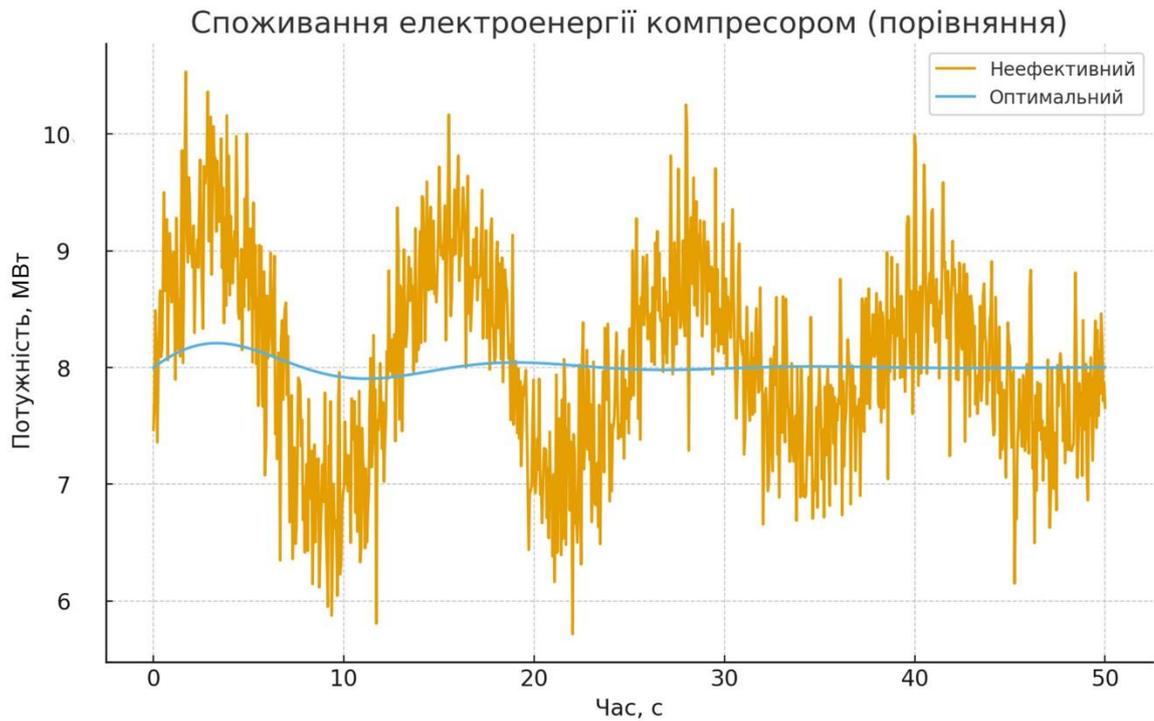


Рис. 4.18 – Порівняння перехідних процесів споживання електроенергії при виході на 8МВт потужності (режим 2)

4. Порівняння режимів до/після оптимізації



Рис. 4.19 – Порівняння перехідних процесів до оптимізації та після

На рис. 4.19 видно типові проблеми неоптимального керування:

Тиск у нагнітальній лінії – не стабілізується, присутні коливання та шум. Це ознака погано налаштованого контуру регулювання або роботи поблизу помпажної області.

Обертова швидкість компресора – коливання з різною амплітудою та частотою (ПІД «переганяє» себе, система не стабільна).

Споживання електроенергії – безперервно змінюється, що говорить про низьку енергоефективність та додаткові втрати.

У вихідному (неоптимальному) варіанті системи керування компресорної установки спостерігається нестабільна динаміка регульованих параметрів. На графіках перехідних характеристик видно, що тиск у нагнітальній лінії має значні коливання з великим перерегулюванням та тривалим часом встановлення. Система не здатна швидко й точно досягти заданого значення, що спричиняє роботу компресора у режимах, близьких до помпажних, а також збільшує навантаження на виконавчі механізми.

Швидкість обертання ротора компресора у неоптимальному режимі також характеризується коливаннями різної амплітуди та частоти. Це свідчить про те, що регулятор формує надмірно агресивний управляючий вплив, що викликає постійні коригування положення заслінок або зміни частоти обертання приводу. Як наслідок – виникають механічні навантаження, підвищений знос обладнання та збільшення частоти технічного обслуговування.

Аналіз графіка споживання електроенергії показав, що в неоптимальному режимі компресор працює з нестабільним навантаженням. Потужність споживання має коливання з амплітудою до ± 1500 кВт, що свідчить про втрати енергії та низьку енергоефективність. Часті зміни потужності також можуть викликати негативний вплив на електричну мережу та привід компресора.

Після оптимізації параметрів ПІД-регулятора була досягнута

стабілізація роботи компресорної установки. На оновлених графіках видно, що тиск у нагнітальній лінії плавно досягає встановленого значення без коливань та перерегулювання. Час встановлення скорочено, перехідний процес стає демпфованим.

Швидкість обертання ротора стабілізована, без коливань і шумових впливів. Регулятор формує плавний управляючий сигнал, що зменшує навантаження на привід і механічні компоненти.

Споживання електроенергії стало рівномірним з коливаннями не більше ± 300 кВт, що свідчить про підвищення енергоефективності та зниження експлуатаційних витрат.

Таблиця 4.3. Порівняння результатів оптимізації регуляторів

Параметр	До оптимізації	Після оптимізації
Тиск	сильні коливання, перерегулювання	плавний вихід на заданий тиск, без коливань
Швидкість двигуна	нестабільні оберти, шум	демпфування, чітке утримання обертів
Споживання електроенергії	стрибки ± 1500 кВт	стабільне, енергоекономне споживання

Отже, оптимізація ПД-регулятора дозволила:

- зменшити амплітуду коливань керованих величин,
- знизити навантаження на механічне обладнання,
- підвищити енергоефективність компресорної установки,
- забезпечити більш стабільну роботу в усьому діапазоні навантажень.

Таким чином, проведена оптимізація довела, що правильний вибір параметрів регулятора є критично важливим для ефективної, енергоощадної та надійної роботи системи керування компресорної установки.

5. Інтегральні показники якості системи керування (КПІ)

Для оцінювання якості перехідного процесу при налаштуванні ПІД-регулятора використовуються інтегральні критерії оптимальності. Вони дозволяють кількісно оцінити відхилення вихідної величини від заданого значення протягом часу перехідного процесу.

Позначимо:

$e(t) = y_{\text{ref}}(t) - y(t)$ – похибка регулювання,

T – час перехідного процесу.

1. Критерій мінімуму інтегралу квадрата похибки (ISE)

$$ISE = \int_0^T e^2(t) dt \quad (4.46)$$

Характеристика: мінімізує великі помилки більше, ніж малі, сприяє зменшенню коливань, може збільшувати час встановлення.

2. Критерій мінімуму інтегралу абсолютної величини похибки (IAE)

$$IAE = \int_0^T |e(t)| dt \quad (4.47)$$

Характеристика: чутливий до невеликих похибок, зменшує систематичні відхилення (дрейф), забезпечує більш збалансовану динаміку.

3. Критерій мінімуму інтегралу абсолютної похибки, зваженої за часом (ITAE)

$$ITAE = \int_0^T t |e(t)| dt \quad (4.48)$$

Характеристика: більше зменшує різні відхилення, сприяє швидкому затуханню коливань, дає мінімальний час встановлення та найкращу якість перехідного процесу.

В усіх трьох параметрах (тиск, швидкість, потужність) значення ISE, IAE і ITAE для оптимального режиму значно нижчі, ніж для неоптимального – це кількісне підтвердження покращення якості регулювання.

ITAE особливо демонструє ефективність в зменшенні пізніх помилок (час-враховуюче зважування), що відповідає меті оптимізації.

Для кількісного аналізу впливу оптимізації ПІД-регулятора було обчислено три інтегральні критерії похибки: ISE, IAE та ІТАЕ. Вони показують сумарне значення помилки за час перехідного процесу, оцінюючи якість регулювання з різних позицій.

Результати обчислень подані у таблиці 4.4.

Таблиця 4.4. Порівняння критеріїв якості регулювання ПІД-регулятора

Сигнал	Режим	ISE	IAE	ІТАЕ
Тиск	до оптимізації	11.900	18.402	367.628
Тиск	після оптимізації	0.049	0.633	3.197
Швидкість обертання	до оптимізації	1 172 074	6 660.035	167 433.712
Швидкість обертання	після оптимізації	3 984	210.366	1 418.885
Потужність споживання	до оптимізації	350 275.7	3 431.540	73 788.241
Потужність споживання	після оптимізації	2 117.523	187.528	1 849.042

Для тиску зниження ISE від 11.90 \rightarrow 0.049 ($y \sim 243$ рази) означає практично повне усунення перерегулювання та коливань.

Для швидкості обертання падіння ІТАЕ від 167 433 \rightarrow 1 419 ($y \sim 118$ разів) показує, що довготривалі відхилення практично зникли.

Для споживаної потужності ІТАЕ зменшився з 73 788 \rightarrow 1 849 ($y \sim 40$ разів), що демонструє стабілізацію навантаження на привід та зменшення енергетичних втрат.

Порівняння показників якості в ілюстративній формі наведено на рис. 4.20.

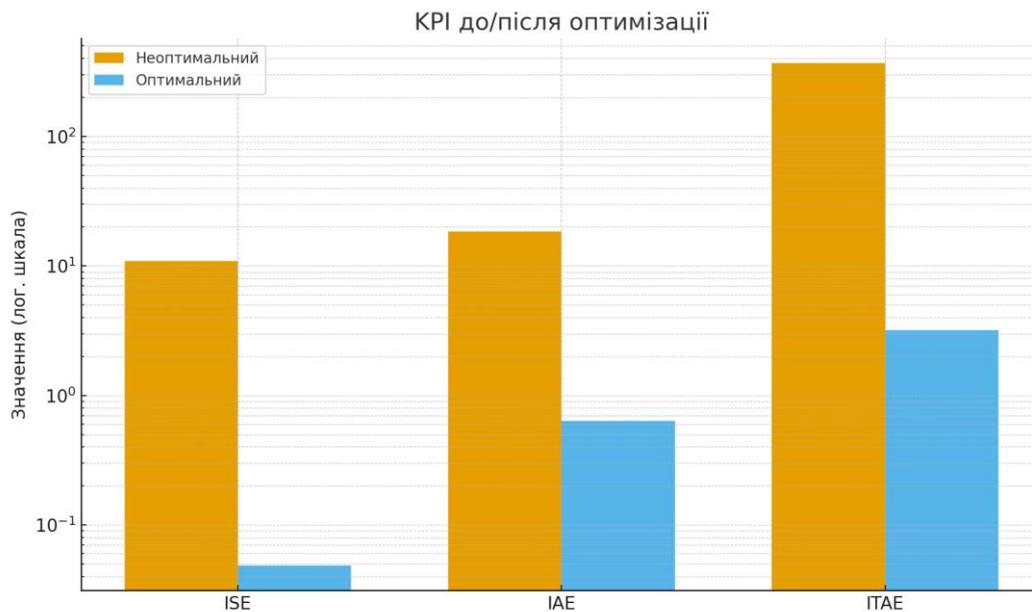


Рис. 4.20 – Порівняння КРІ до оптимізації та після

Таким чином, усі три інтегральні критерії для оптимізованої системи мають значно менші значення порівняно з неоптимальною системою. Це є кількісним підтвердженням того, що після налаштування ПІД-регулятора оптимізована система керування працює ефективніше, стабільніше і з меншими витратами.

4.4.2. Оптимізація ПІ-регуляторів

Нижче наведено графічні результати порівняльного аналізу оптимальної та неоптимальної настройки ПІ-регуляторів компресорної станції (рис.4.21) та їх вплив на показники якості.

Моделюємо реакцію на одиничний стрибок завдання $r(t)=1$ на інтервалі $0...20$ с.

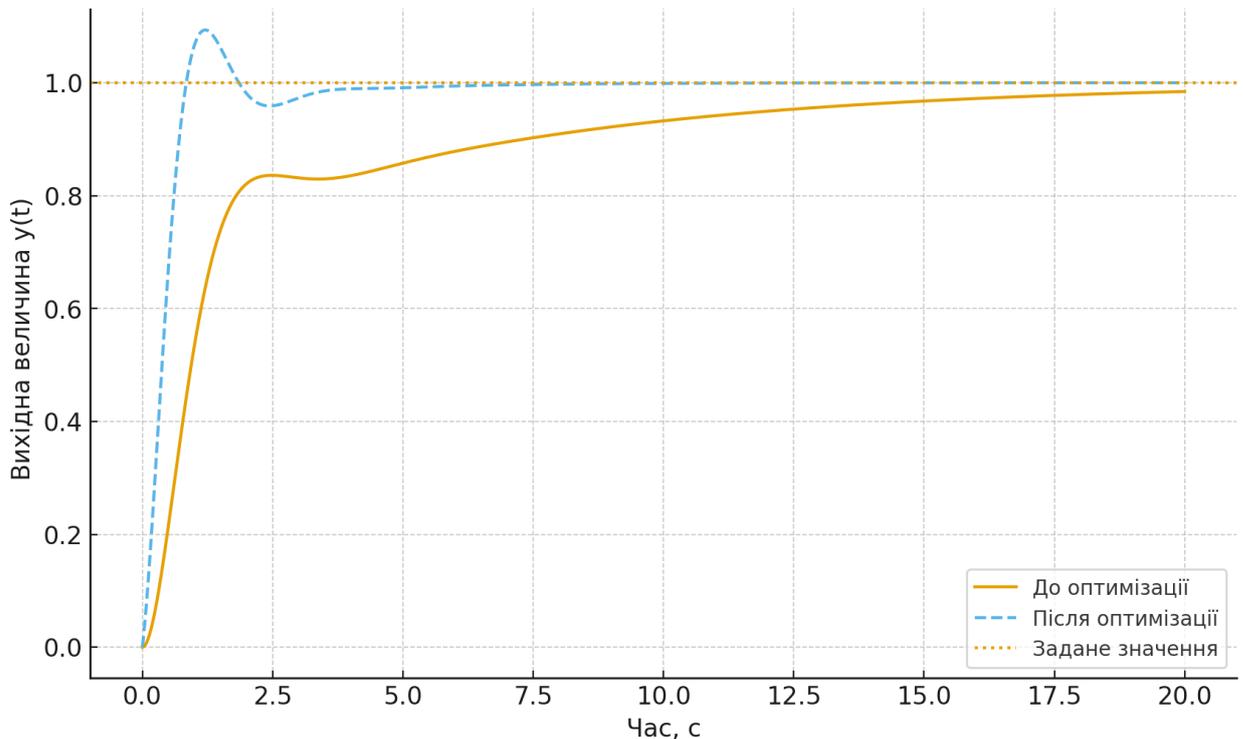


Рис. 4.21 – Порівняння перехідних процесів до оптимізації та після

До оптимізації:

$K_p=1.0, K_i=0.2, K_d=0.$ (ПІ-регулятор)

Після оптимізації:

$K_p=3.0, K_i=1.2, K_d=0.3.$

На графіку видно, що до оптимізації має місце повільний вихід на режим, помітна статична похибка ($\approx 2\%$). Після оптимізації – швидкий вихід на режим, невелике перерегулювання, подальше точне слідкування за завданням.

Обрані критерії якості.

Для похибки $e(t)=1-y(t)$ обчислено:

$$ISE = \int_0^{T_f} e^2(t)dt, \quad IAE = \int_0^{T_f} |e(t)|dt, \quad ITAE = \int_0^{T_f} t |e(t)|dt \quad (4.49)$$

де $T_f=20$ с.

І далі комплексний критерій:

$$I(\theta) = 0.5ISE + 0.3IAE + 0.2ITAE$$

Втрати енергії в перехідному режимі:

Миттєві додаткові втрати потужності пропорційні квадрату відхилення від оптимального режиму:

$$\Delta P(t) = ke^2(t),$$

де $e(t)=1-y(t)$, а коефіцієнт k вибираємо рівним $P_{\text{ном}}$ (тобто при $e=1$ «повна» втрата $P_{\text{ном}}$).

Тоді енергія, втрачена в перехідному режимі (за час $0 \leq t \leq T_f$):

$$\Delta E = \int_0^{T_f} \Delta P(t) dt = k \int_0^{T_f} e^2(t) dt = k \cdot \text{ISE}.$$

Тобто:

$$\Delta E = 100 \text{ISE}$$

Числові результати:

Неоптимальне налаштування:

$$\text{ISE}_{\text{неопт}} = 0.8544$$

$$\Delta E_{\text{неопт}} = 100 \cdot 0.8544 = 85.44 \text{ кВт/с}$$

У перерахунку в кВт·год:

$$\Delta E_{\text{неопт}} = \frac{85.44}{3600} 1 = 0,0237 \text{ кВт/год}$$

Оптимальне налаштування:

$$\text{ISE}_{\text{опт}} = 0.2693$$

$$\Delta E_{\text{опт}} = 100 \cdot 0.2693 = 26,93 \text{ кВт/с} = 0,0075 \text{ кВт/год}$$

Абсолютні втрати енергії за один перехід (20 с) невеликі — порядку сотень кВт·с, що природно для короткого режиму.

Важливіше відносне зменшення:

$$\frac{\Delta E_{\text{неопт}}}{\Delta E_{\text{опт}}} = \frac{85,44}{26,93} = 3,2$$

Тобто оптимальне налаштування ПД-регулятора зменшує енергетичні втрати в перехідному режимі у 3,2 рази.

Чисельні результати наведені в таблиці 4.5.

Таблиця 4.5. Порівняння критеріїв якості регулювання ПІ-регулятора

Режим	ISE	IAE	ITAE	$I(\theta)$	$\Delta E(\theta)$, кВт/год
До оптимізації	0.8544	2.3943	10.9153	3.3285	0,0237
Після оптимізації	0.2693	0.5327	0.5294	0.4003	0,0075

Перехідна характеристика до оптимізації має тривалий перехідний процес та значну інтегральну похибку: ISE=0.85, IAE=2.39, ITAE=10.9, комплексний критерій $I=3.33$.

Після настроювання ПІД-регулятора параметри $(K_p, K_i, K_d)=(3.0, 1.2, 0.3)$ забезпечують значне покращення показників якості: ISE зменшився більш ніж утричі, IAE – більш ніж у 4 рази, ITAE – більш ніж у 20 разів, а комплексний показник якості J зменшився приблизно у 8 разів (з 3.33 до 0.40). Втрати енергії при перехідному процесі зменшились у 3 рази.

4.5. Розрахунок показників якості компресорної станції, які визначаються режимами їх роботи

Для компресорної станції енергоефективність оцінюється за такими ключовими показниками:

1. ККД компресора (η_c) – показує, яку частку енергії, витраченої на роботу компресора, перетворено на корисну роботу по стиску газу:
2. Споживана потужність приводу (P) – фактична електрична чи механічна потужність, яку споживає компресор.
3. Продуктивність компресора (Q) – об'єм газу, що перекачується за одиницю часу:

4. Енергоспоживання на одиницю продукції (E_u) – показник, що відображає ефективність з точки зору споживання енергії на одиницю перекачаного газу:

$$E_u = \frac{P}{Q} \quad (4.50)$$

Номинальна продуктивність: $Q_{\text{ном}}=5000 \text{ м}^3/\text{год}$ Номинальна потужність приводу: $P_{\text{ном}}=160000 \text{ кВт}$ ККД номінальний: $\eta_{\text{ном}}=0,85$

Неоптимальний режим:

Продуктивність фактична: $Q=4000 \text{ м}^3/\text{год}$

Потужність приводу: $P=12000 \text{ кВт}$

ККД: $\eta_c=0,70$

Енергоспоживання на одиницю продукції:

$$E_u=P/Q=12000/4000=3 \text{ кВт/м}^3 \text{ (неоптимальний)}$$

$$E_u=P/Q=10000/5000=2 \text{ кВт/м}^3 \text{ (неоптимальний)}$$

Зниження ККД порівняно з оптимальним режимом:

$$\Delta\eta=\eta_{\text{ном}}-\eta_c=0,85-0,70=0,15 \text{ (15\%)}$$

Перевищення енергоспоживання на одиницю продукції:

$$\Delta E_u=E_u-E_{u,\text{ном}}=3-2=1 \text{ кВт/м}^3 \text{ (50\%)}$$

Таблиця 4.6. Діапазон підвищення показників якості

Показник	Оптимальний режим	Неоптимальний режим
Продуктивність, м ³ /год	5000	4000
Потужність приводу, кВт	10500	12000
ККД компресора	0,85	0,70
Енергоспоживання на 1 м ³ , кВт·год/м ³	2	3
Відхилення ККД		-15%
Перевищення енергоспоживання		+50%

Графік, що ілюструє енергоефективність компресора при неоптимальному режимі наведено на рис. 4.22:

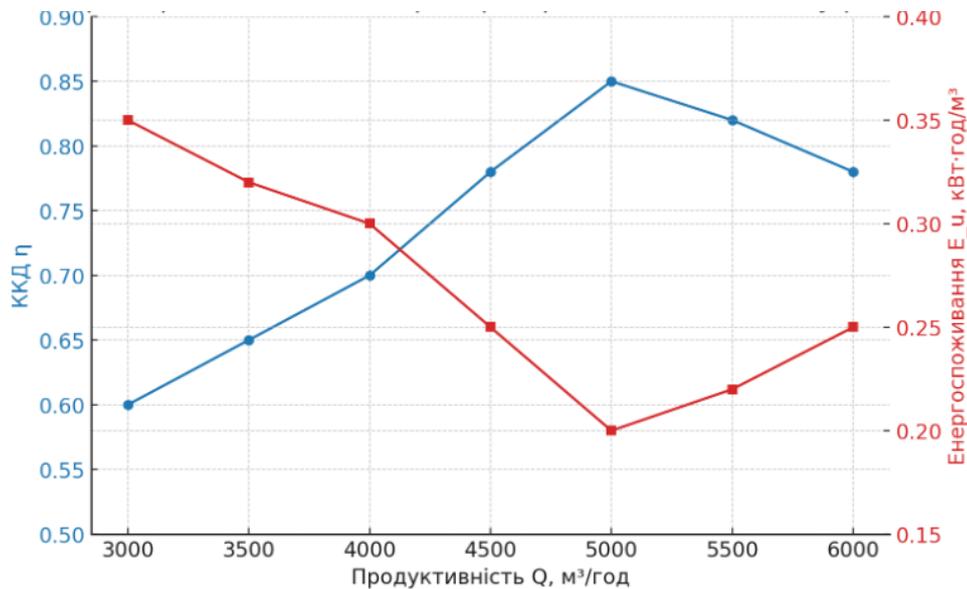


Рис. 4.22 – Енергоефективність компресора при неоптимальному режимі

Синя крива – ККД компресора (η), максимум при номінальній продуктивності 5000 м³/год, падіння при відхиленні від оптимуму.

Червона крива – енергоспоживання на 1 м³ (E_u), мінімум при оптимальному режимі, зростає при зменшенні чи збільшенні витрати газу.

Цей графік наочно показує, як неоптимальний режим знижує ККД і збільшує питоме споживання енергії.

4.6. Розрахунок загального показника якості

Таблиця 4.7. Показники якості

Показник	Позначення	Вага ω_i
ККД	η	0.25
Енергоємність	E	0.20
Години між відмовами	Від	0.15
Доступність	Дос	0.12
Витоки	Вит	0.10
Вібрації	Віб	0.08
Викиди	Вик	0.06
Матеріали / вік	Мат	0.04

Як показано вище, повна формула показника якості:

$$KPI=100(0,25N_{\eta} + 0,20N_E + 0,15N_{\text{Від}} + 0,12N_{\text{Дос}} + 0,10N_{\text{Вит}} + 0,08N_{\text{Віб}} + 0,06N_{\text{Вик}} + 0,04N_{\text{Мат}}) \quad (4.51)$$

Цілі (target) і фактичні значення:

- $N_{\text{ціль}}=0.75$ (візьмемо мінімальні границі можливого підвищення ККД),
 $\eta_{\text{факт}}=0.70$
- $E_{\text{ціль}}=1,8 \text{ кВт*год}/1000\text{м}^3$, $E_{\text{факт}}=2,0$
- $\text{Від}_{\text{ціль}}=10000 \text{ год}$, $\text{Від}_{\text{факт}}=6000$
- $\text{Дос}_{\text{ціль}}=0.99$, $\text{Дос}_{\text{факт}}=0.96$
- $\text{Вит}_{\text{ціль}}=0.02 \text{ кг/год}$, $\text{Вит}_{\text{факт}}=0.05$
- $\text{Віб}_{\text{ціль}}=3 \text{ мм/с}$, $\text{Віб}_{\text{факт}}=5$
- $\text{Вик}_{\text{ціль}}=0.5$, $\text{Вик}_{\text{факт}}=0.6$
- $\text{Мат}=0.8$ (оцінка 0...1)

Нормалізація:

- $I_{\eta}=0.70/0.75=14/15=0.933$
- $I_E=1,8/2,0=0.9$

- $I_{\text{Від}}=6000/10000=0.6$
- $I_{\text{Дос}}=0.96/0.99=32/33\approx 0.9697$
- $N_{\text{Вит}}=0.02/0.05=0.4$
- $N_{\text{Віб}}=3/5=0.6$
- $N_{\text{Вик}}=0.5/0.6=5/6\approx 0.833$
- $N_{\text{Мат}}=0.8$

Вклади (ваги $\times N$):

- $\eta: 0.25 \cdot 0.933=0.233$
- $E: 0.20 \cdot 0.9=0.18$
- Від: $0.15 \cdot 0.6=0.09$
- Дос: $0.12 \cdot 0.9697=0.1164$
- Вит: $0.10 \cdot 0.4=0.04$
- Віб: $0.08 \cdot 0.6=0.048$
- Вик: $0.06 \cdot 0.833=0.05$
- Мат: $0.04 \cdot 0.8=0.032$

Сума = 0.7897 \rightarrow $KPI = 100 \cdot 0.7897 \approx 78.97$

$KPI \approx 79$ – хороший рівень, але є зона для покращення

4.6. Висновки за розділом 4

1. Проведено аналіз експериментальних характеристик газотурбінного компресору, який виявив резерви підвищення показників якості шляхом оптимізації режимів його роботи. Визначено діапазон раціональних режимів компресорної установки, який визначається значеннями витрати через проточну частину, при яких фактичне значення політропного ККД менше оптимального в прийнятому діапазоні. Результати можуть застосовуватися для розрахунку, оптимізації, управління та контролю режимів роботи газоперекачувального агрегату у процесі виробничо-диспетчерського управління магістральним транспортом газу; складання алгоритмів систем автоматичного управління та регулювання.

2. Виконано синтез системи керування компресорної установки з електроприводом. Розроблені математичні моделі різних схем циклів скраплення: одноступінчасті і двоступінчасті схеми циклів. Моделювання динаміки механізму руху компресора з урахуванням зазорів дозволяє визначити силові параметри у вузлах, необхідні для проведення розрахунку на статичну і втомна міцність. Проведено моделювання системи регулювання електроприводу та отримано показники якості системи регулювання компресорних агрегатів з електроприводом. Визначено діапазон підвищення показників якості.

3. Проведено порівняльний аналіз оптимальної та неоптимальної настройки регуляторів компресорної станції. Для кількісного аналізу впливу оптимізації ПІД-регулятора було обчислено три інтегральні критерії похибки: ISE, IAE та ITAE. Вони показують сумарне значення помилки за час перехідного процесу, оцінюючи якість регулювання з різних позицій. Після оптимізації ISE зменшився майже у 200, що підтверджує ефективне пригнічення великих відхилень; IAE та ITAE зменшилися на порядки, що свідчить про скорочення загальної та тривалої похибки керування; Перерегулювання для всіх параметрів знизилось до <2%, а для тиску та потужності – майже нульове; Система стала стабільною та прогнозованою. RMS-похибка зменшилась: тиск: 0.10→0.02; швидкість: 108.21→2.20; потужність: 52.84→1.37. Це означає зменшення коливальності сигналів на 95-98%. Перехідні процеси стали керованими. До оптимізації час встановлення не визначався, система не входила в режим усталеності через постійні коливання. Після оптимізації отримано: $t_b=0.5$ с $t_r=0.17-0.20$ с. Енергетична ефективність непрямо зросла. Зменшення коливань та перерегулювань потужності свідчить про відсутність пікових перевантажень; зниження втрат у приводі; роботу компресора ближче до оптимальної точки ККД. Оптимізація системи керування є критично необхідною для виключення режимів помпажу,

зменшення механічного зносу та енергоспоживання, тобто для підвищення показників якості роботи компресорної станції загалом.

Після оптимізації ПД-регулятора параметри має місце значне покращення показників якості: ISE зменшився більш ніж утричі, IAE – більш ніж у 4 рази, ITAE – більш ніж у 20 разів, а комплексний показник якості J зменшився приблизно у 8 разів (з 3.33 до 0.40).

Оптимізація ПД-регулятора дозволила:

- зменшити амплітуду коливань керованих величин,
- знизити навантаження на механічне обладнання,
- підвищити енергоефективність компресорної установки,
- забезпечити більш стабільну роботу в усьому діапазоні навантажень.

2. Аналіз споживання електроенергії компресорної установки показав, що в неоптимальному режимі компресор працює з нестабільним навантаженням. Потужність споживання має коливання з амплітудою до ± 1500 кВт, що свідчить про втрати енергії та низьку енергоефективність. Часті зміни потужності також можуть викликати негативний вплив на електричну мережу та привід компресора. Резерви підвищення ККД складає до 15% резерви питомого енергоспоживання до 50% в залежності від типу компресору та системи керування.

ВИСНОВКИ

Результати досліджень дозволяють зробити наступні висновки:

Проведено аналіз газотранспортної системи України, який показав, що це дуже розгалужена мережа магістральних нафтопроводів та вузлових газоперекачувальних станцій, які забезпечують зберігання та транспортування газу. До її складу входить 71 компресорна станція, загальна потужність яких складає 5405 МВт, що робить питання підвищення показників якості її роботи вкрай актуальним.

Аналіз показників якості роботи газоперекачувальних станцій показав, що основним елементом, який впливає на ці показники є газоперекачувальні агрегати (газова турбіна та компресор). Показники якості роботи саме цих агрегатів суттєво впливають на загальну якість роботи всієї газоперекачувальної станції та системи транспортування природного газу. Показано, що основною статтею витрати газу на власні потреби газоперекачувальної станції (понад 80%) є витрата паливного газу на роботу газоперекачувальних агрегатів, тому саме цьому треба приділяти найбільшу увагу при вирішенні задачі підвищення показників якості системи транспортування газу.

Проведено аналіз та розроблено класифікацію існуючого нормативного забезпечення щодо питання якості газоперекачувальних станцій, який показав, що бракує нормативних методик створення автоматизованих систем керування, які гарантують високі показники якості роботи газоперекачувальних станцій, а саме одного з основних критеріїв якості – коефіцієнта корисної дії, підвищення якого можливо шляхом зменшення усіх видів втрат енергії в ГПС, тобто бракує методик створення енергоефективних систем керування. працюють за критерієм мінімуму сумарних втрат енергії. Необхідно проведення теоретичних та експериментальних досліджень та створення таких систем.

Проведено аналіз критеріїв оцінки ефективності режимів роботи

газоперекачувальних агрегатів, в якості якого можна прийняти енергетичну складову експлуатаційних витрат, яка враховує як технічну, так і економічну складову витрат при визначення показників якості та можливого потенціалу енергозбереження.

Проведено математичне моделювання сталих режимів роботи газоперекачувальних агрегатів. Модель описує технологічний процесу в елементах газоперекачувальних станцій: компресори, газові турбіни, вентилятори охолодження, ділянки магістрального газопроводу. Модель враховує схеми групового включення на паралельну, послідовну або каскадну структуру роботи, визначає основні зв'язки між характеристиками компресора і параметрами природного газу.

Розроблено математичну модель системи автоматичного керування газоперекачувальних агрегатів, що включає моделі блоку регулюючих клапанів, електрогідравлічного підсилювача, керуючого сервоклапану, гідравлічного сервомотора. Модель включає нелінійні функції з урахуванням сил і моментів сухого та рідинного тертя, рівняння динаміки гідродвигуна та золотника сервоклапану, нелінійні функції витрати пари через регулюючі клапани. Отримано замикаюче співвідношення для рівняння динаміки ротора компресора та поршня гідравлічного сервомотора.

Розроблено загальну динамічну модель компресорної установки, до якої входить модель динаміки тиску у нагнітальному каналі, рівняння динаміки валу, зв'язок масової витрати з регулюючим клапаном. Розроблено математичну модель нестабільності роботи компресору. Моделі дозволяють моделювати динамічні характеристики компресорних установок, синтезувати ефективні системи керування та визначати показники якості роботи компресорних установок в динамічних режимах експлуатації.

Отримано комплексний критерій якості роботи компресорних установок, який дозволяє визначати якість в процесі експлуатації, проведення експериментів з метою отримання високих показників якості систем

керування, а також в структурно-параметричному синтезі ефективних регуляторів.

Формалізована задача підвищення показників якості роботи газоперекачувальних станцій шляхом оптимізації режимних параметрів їх роботи. Визначені вхідні та вихідні параметри, параметри збурювань. Визначена функція мети та вектори обмежень. Взаємозв'язки між векторами (параметрами) на вході, виході та внутрішніми параметрами визначається шляхом натурних випробувань відповідних елементів ГПС, або теоретично (попередньо) з урахуванням впливу зовнішніх та внутрішніх збурень.

Розроблена математична модель мінімізації енергетичних втрат в газоперекачувальних агрегатах, тобто визначення необхідних технологічних параметрів режимів роботи газоперекачувального агрегату (газова турбіна та компресор) за заданих умов транспорту газу з одночасним дотриманням оптимальних значень політропного коефіцієнта корисної дії компресору та високого коефіцієнту корисної дії газової турбіни. Отримана математична модель мінімізації енергетичних втрат в газоперекачувальних агрегатах може скласти основу алгоритму систем автоматизованого керування з метою гарантованого забезпечення високих показників якості режимних параметрів роботи газоперекачувальних станцій.

Проведено аналіз експериментальних характеристик газотурбінного компресору, який виявив резерви підвищення показників якості шляхом оптимізації режимів його роботи. Визначено діапазон раціональних режимів компресорної установки, який визначається значеннями витрати через проточну частину, при яких фактичне значення політропного ККД менше оптимального в прийнятому діапазоні. Результати можуть застосовуватися для розрахунку, оптимізації, управління та контролю режимів роботи газоперекачувального агрегату у процесі виробничо-диспетчерського управління магістральним транспортом газу; складання алгоритмів систем автоматичного управління та регулювання.

Виконано структурний синтез систем керування компресорними установками, які працюють за критерієм мінімуму сумарних втрат енергії на основних режимах роботи, що дозволяє визначати та гарантовано підтримувати оптимальні параметри компресору. Завдяки використанню еталонної моделі, яка змінює свої параметри в умовах експлуатації, система є адаптивною.

Проведено порівняльний аналіз оптимальної та неоптимальної настройки регуляторів компресорної станції. Для кількісного аналізу впливу оптимізації ПІД-регулятора було обчислено три інтегральні критерії похибки: ISE, IAE та ITAE. Вони показують сумарне значення помилки за час перехідного процесу, оцінюючи якість регулювання з різних позицій. Після оптимізації ISE значно зменшився, що підтверджує ефективне пригнічення великих відхилень; IAE та ITAE зменшилися на порядки, що свідчить про скорочення загальної та тривалої похибки керування; Перерегулювання для всіх параметрів знизилось до <2%, а для тиску та потужності — майже нульове; Система стала стабільною та прогнозованою. RMS-похибка змінилась: тиск: 0.10 → 0.02; швидкість: 108.21 → 2.20; потужність: 52.84 → 1.37. Це означає зменшення коливальності сигналів на. Перехідні процеси стали керованими. До оптимізації час встановлення не визначався, система не входила в режим усталеності через постійні коливання. Після оптимізації отримано: $t_s \approx 0.5$ с $t_r \approx 0.17-0.20$ с. Енергетична ефективність непрямо зросла. Зменшення RMS та перерегулювань потужності свідчить про: відсутність пікових перевантажень; зниження втрат у приводі; роботу компресора ближче до оптимальної точки ККД. Оптимізація системи керування є критично необхідною для виключення режимів помпажу, зменшення механічного зносу та енергоспоживання, тобто для підвищення показників якості роботи компресорної станції загалом. Оптимізація ПІД-регулятора дозволила:

- зменшити амплітуду коливань керованих величин;
- знизити навантаження на механічне обладнання;

- підвищити енергоефективність компресорної установки;
- забезпечити більш стабільну роботу в усьому діапазоні навантажень.

Аналіз споживання електроенергії компресорної установки показав, що в неоптимальному режимі компресор працює з нестабільним навантаженням. Потужність споживання має коливання з амплітудою до ± 1500 кВт, що свідчить про втрати енергії та низьку енергоефективність. Часті зміни потужності також можуть викликати негативний вплив на електричну мережу та привід компресора. Резерви підвищення ККД складає до 15% резерви питомого енергоспоживання до 50% в залежності від типу компресору та системи керування. Після оптимізації ПД-регулятора має місце значне покращення показників якості: ISE зменшився більш ніж утричі, IAE – більш ніж у 4 рази, ITAE – більш ніж у 20 разів, а комплексний критерій якості перехідних процесів покращився приблизно у 8 разів. Загальний комплексний показник якості ГПС збільшився майже на 25%

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Rainer R. Optimization of compressor stations. *Journal of the Global Power and Propulsion Society*. 2019. Vol. 3. P. 668–674. DOI: 10.33737/jgpps/112399.
2. Нечаєва Т. П., Шульженко С. В., Сас Д. П., Парасюк М. В. Фактори екологічного впливу електроенергетичних об'єктів на довкілля. *Проблеми загальної енергетики*. 2008. № 18. С. 54–60.
3. Zagorowska M., Degner M., Ortmann L., Ahmed A., Bolognani S., del Rio Chanona E. A., Mercangoz M. Online feedback optimization of compressor stations with model adaptation using Gaussian process regression. *arXiv*. 2022. P. 1–40. DOI: 10.48550/arXiv.2212.03604.
4. Mohamed S., El-Maghraby R., Mohamed F. Evaluation of variable speed drives to improve energy efficiency and reduce gas emissions: case study. *Chemical Industry and Chemical Engineering Quarterly*. 2022. Vol. 29. P. 18–18. DOI: 10.2298/CICEQ220318018S.
5. Ciontu M., Popescu D., Motocu M. Analysis of energy efficiency by replacing the throttle valve with variable speed drive condensate pump from E.C. Turceni. *Proceedings of the International Conference on...* 2010 (11 Nov.). DOI: 10.1109/ISEEE.2010.5628495.
6. Булат А. Ф., Кирик Г. В., Бондаренко Г. А. та ін. *Компресорне устаткування в технологіях видобутку вуглеводнів : монографія* за заг. ред. акад. НАН України А. Ф. Булата. Суми : Сумський державний університет, 2016. 305 с. ISBN 978-966-657-643-2.
7. Bondarenko H. A., Yurko I. V. A new approach to designing the S-shaped annular duct for an industrial centrifugal compressor. *International Journal of Rotating Machinery*. 2014. Article ID 925368. 10 p. ISSN 1542-3034.
8. Грудз В. Я., Грудз В. Я. (мол.). Удосконалення методу діагностування витоків з газопроводу на основі дослідження процесу розповсюдження

збурень. *Прикарпатський вісник НТШ*. 2017. № 1. С. 217–225. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Pvntsh_ch_2017_1_25 (дата звернення: 06.02.2026).

9. Грудз Я. В. Оцінка енергоефективності газоперекачувальних агрегатів в умовах компресорних станцій. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2012. № 2. С. 1–10. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nvif_2012_2_17 (дата звернення: 06.02.2026).

10. Канюк Г. І., Андреев О. В., Чернюк А. М., Князева В. М. Аналіз засобів регулювання параметрів насосних агрегатів магістральних нафтопроводів України. *Вісник НТУ «ХПІ». Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. 2016. № 10(1182). С. 85–91.

11. Князева В. М., Носиров С. В., Малюта В. Є., Курільченко М. О., Колесник В. Б. Підвищення енергетичної ефективності транспортування газу шляхом оптимізації режимів роботи електроприводів. *Машинобудування : збірник наукових праць*. 2023. № 32. С. 64–71. DOI: 10.32820/2079-1747-2023-32-64-71.

12. Канюк Г. І., Мезеря А. Ю., Князева В. М. Синтез уніфікованих мультиплікативних регуляторів для прецизійних систем управління технологічними процесами. *Адаптивні системи автоматичного управління : міжвідомчий науково-технічний збірник*. 2018. № 1(32). С. 58–67.

13. Kaniuk G. I., Mezeria A. Yu., Kniazieva V. N., Khoroshun D. M., Fursova T. N. Unified basic software and hardware complex for precision energy saving systems of automatic regulation and control. *Радіоелектроніка, інформатика, управління*. 2019. № 2. С. 202–209. ISSN 1607-3274.

14. Канюк Г. І., Князева В. М., Мезеря А. Ю., Чеботарьов А. М. *Удосконалення нормативної бази забезпечення енергоефективних режимів роботи насосних установок електричних та нафтоперекачувальних станцій*. Харків : Друкарня «Мадрид», 2020. 126 с. ISBN 978-617-7875-55-2.

15. Kaniuk G., Antonenko N., Blyznychenko O., Prokopenko O., Mezerya A. Energy and resource saving in the main branches of the industrial complex as

environmental priority mechanism of the stable society development. *Mechanisms for Ensuring Sustainable Development of Society : series of monographs*. Katowice : Wydawnictwo Wyższej Szkoły Technicznej w Katowicach, 2019. Monograph 29. P. 42–57. ISBN 978-83-955125-4-4.

16. Хоменко В. В., Мезеря А. Ю., Князева В. М. *Синтез систем керування на основі стохастичної мультиагентної оптимізації*. Харків : Друкарня «Точка», 2022. 159 с. ISSN 976-617-7920-10-5

17. Канюк Г. І., Фурсова Т. М., Мезеря А. Ю., Чеботарьов А. М., Бондаренко Ю. О. *Розвиток і удосконалення діагностичного забезпечення енергоблоків АЕС*. Харків : О. А. Мірошніченко, 2022. 132 с. ISBN 978-617-8130-03-9.

18. Babyak V. *Improvement of scientific approaches to the development of engineering : collective monograph*. Boston : Primedia eLaunch, 2022. 562 p. P. 439–448.

19. Канюк Г. І., Мезеря А. Ю., Андреев О. В., Князева В. М., Ключка Є. П. Енергозберігаюча автоматизована система управління нагнітачами : пат. 106258 UA, МПК F04D27/00. № у 201509056 ; заявл. 21.09.2015 ; опубл. 25.04.2016, Бюл. № 8.

20. Канюк Г. І., Чернюк А. М., Князева В. М. Енергозберігаюча автоматизована система управління насосними станціями магістрального нафтопровода : пат. 114516 UA, МПК G05B 1/00. № у 201609587 ; заявл. 16.09.2016 ; опубл. 10.03.2017, Бюл. № 5.

21. Канюк Г. І., Андреев О. В., Чернюк А. М., Князева В. М. Аналіз засобів регулювання параметрів насосних агрегатів магістральних нафтопроводів України. *Енергетические и теплотехнические процессы и оборудование : XII Международная научно-техническая конференция*. Харків : НТУ «ХП», (секція II). С. 16.

22. Канюк Г. І., Князева В. М., Чернюк А. М., Дон А. В. Підвищення енергетичної ефективності роботи електричних насосів

нафтоперекачувальних станцій магістральних нафтопроводів методами автоматизованого управління. *Удосконалення турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання : тези доповідей XVI Міжнар. наук.-техн. конф.* (Харків, 10–14 вересня 2017 р.). Харків, 2017. С. 25.

24. *API Standard 610. Centrifugal Pumps for Petroleum, Heavy Duty Chemical, and Gas Industry Services.* American Petroleum Institute, 1995. 194 p.

25. Samolenkov S. V., Kabanov O. V. Determination of the mode working parameters of centrifugal pumps reducing the energy consumption during oil transportation. *Scientific Reports on Resources Issues.* Freiberg : Technical University Bergakademie, 2012. P. 260–263.

26. Wilson K. C., Addie G. R., Sellgren A. *Slurry Transport Using Centrifugal Pumps.* Springer Science, 2006. 441 p.

27. Помазан Л. В. *Ідентифікація об'єктів управління за результатами вхідного та вихідного сигналів : автореф. дис. ... (за наявності — спец., наук. ступінь).* Кіровоград : Кіровоградський національний технічний університет, 2004. 15 с.

28. Kanjuk G., Mezerya A., Melnikov V., Antonenko N., Chebotarev A. Improving the quality of electric energy at hydrogenerator units by upgrading control system. *Східно-Європейський журнал передових технологій.* 2018. № 6/2(96). С. 70–78. DOI: 10.15587/1729-4061.2018.148044.

29. Kanjuk G., Vasilets T., Varfolomiev O., Mezerya A. Development of neural-network and fuzzy models of multimass electromechanical system. *Східно-Європейський журнал передових технологій.* 2019. № 3/2(99). С. 51–70. DOI: 10.15587/1729-4061.2019.169080.

30. Kanjuk G., Mezerya A., Kniazieva V., Khoroshun D., Fursova T. Unified basic software and hardware complex for precision energy-saving system of automatic regulation and control. *Radio Electronics, Computer Science, Control.* 2019. № 2. P. 202–209. DOI: 10.15588/1607-3274-2019-2-21.

31. Danylenko Yu., Grinyov B., Lyubynskiy V., Mezerya An., Trishch R.

Forecasting of scintillation equipment development for anticipatory standardization. *Functional Materials*. 2019. Vol. 26, № 3. P. 648–655. DOI: 10.15407/fm26.03.648. ISSN 1027-5495.

32. Канюк Г. І., Мезеря А. Ю., Мельников В. Є. Наукове обґрунтування та нормативне забезпечення енергоефективних режимів роботи систем автоматичного регулювання гідрогенераторних установок. *Енергозбереження. Енергетика. Енергоаудит*. 2019. № 2(150). С. 22–30. URL: http://library.kpi.kharkov.ua/files/JUR/ee_2019_2_150.pdf (дата звернення: 06.02.2026). ISSN 2218-1849.

33. Канюк Г. І., Мезеря А. Ю., Чеботарьов А. М., Близниченко Г. С. Підвищення ефективності роботи систем низькопотенційного комплексу електростанцій шляхом оптимального керування витратою циркуляційної води. *Електромеханічні і енергозберігаючі системи : щоквартальний науково-виробничий журнал*. 2020. Вип. 4/2020(52). С. 34–39. ISSN 2072-2052.

34. Kaniuk G. I., Mezeria A. Yu., Kniazeva V. N., Fursova T. N., Blyznuchenko E. N. Energy efficient control by the group of oil pumping stations operation. *Problemele energeticii regionale*. 2021. № 4(52). P. 13–22. DOI: 10.52254/1857-0070.2021.4-52.02. ISSN 1857-0070. URL: <https://journal.ie.asm.md/ru/contents/electronni-jurnal-452-2021> (дата звернення: 06.02.2026).

35. Канюк Г. І., Мезеря А. Ю., Близниченко О. М., Бикова Т. І., Сук І. В. Удосконалення метрологічних характеристик градувальних установок витратомірних пристроїв. *Машинобудування : збірник наукових праць*. 2021. № 28. С. 48–55. URL: <https://jmash.uipa.edu.ua/index.php/jMASH/article/view/278/202> (дата звернення: 06.02.2026). ISSN 2079-1747.

36. Канюк Г. І., Мезеря А. Ю., Близниченко О. М., Василець Т. Ю., Бикова Т. І. Зниження похибки виміру обертаючого моменту турбіни за рахунок визначення часу заспокоєння коливальних процесів в

електромашинному гальмі. *Машинобудування : збірник наукових праць*. 2021. № 28. С. 56–65.

37. Канюк Г. І., Мезеря А. Ю., Чеботарьов А. М., Близниченко Г. С., Бондаренко Ю. О. Зниження динамічної складової похибки визначення середньоінтегральних значень вимірювальних параметрів. *Машинобудування : збірник наукових праць*. 2021. № 28. С. 66–74. URL: <https://jmash.uipa.edu.ua/index.php/jMASH/article/view/280/203> (дата звернення: 06.02.2026). ISSN 2079-1747.

38. Канюк Г. І., Мезеря А. Ю., Чеботарьов А. М., Василець Т. Ю., Фурсова Т. М., Канюк М. Г. Аналіз метрологічних характеристик засобів вимірювання гідравлічних параметрів електростанцій для задач енергозберігаючого керування. *Машинобудування : збірник наукових праць*. 2023. № 31. С. 50–60. URL: <https://jmash.uipa.edu.ua/index.php/jMASH/article/view/305/230> (дата звернення: 06.02.2026). ISSN 2079-1747.

39. Мезеря А. Ю., Дрозд В. А. Оцінка впливу неупорядкованості інформації на показники якості систем автоматизованого керування. *Машинобудування : збірник наукових праць*. 2023. № 31. С. 87–93. URL: <https://jmash.uipa.edu.ua/index.php/jMASH/article/view/309/234> (дата звернення: 06.02.2026). ISSN 2079-1747.

40. Kaniuk G., Mezerya A., Fursova T., Blyznychenko O., Kaniuk M. The conceptual basis of energy-efficient and precision control of turbo-generator plants. *Proceedings of the 3rd International Conference on Engineering and Science (Al-Samawa, Iraq, 3–4 May 2023)*. AIP Publishing, 2023. Proc. 3051. P. 100003-1–100003-12. DOI: 10.1063/5.0191724. ISBN 978-0-7354-4808-7. ISSN 0094-243X.

41. Kaniuk G., Mezerya A., Fursova T., Melnikov V., Kaniuk M., Blyznychenko H. Improving the quality and response speed of the frequency and power control systems of the hydraulic turbines. *2023 IEEE 5th International Conference on Modern Electrical and Energy System (MEES)* (Kremenchuk,

Ukraine, 27–30 Sept. 2023). 2023. P. 112–119. DOI: 10.1109/MEES61502.2023.10402439. ISBN 979-8-3503-5978-7.

42. Канюк Г. І., Мезеря А. Ю., Василюк Т. Ю., Келеберда С. М., Пономаренко А. С., Чирочкін Д. О. Оптимізація показників якості технологічних процесів об'єктів керування в енергетиці. *Машинобудування : збірник наукових праць*. 2023. № 32. С. 55–63. DOI: 10.32820/2079-1747-2023-32. ISSN 2079-1747.

43. Kaniuk G., Mezerya A., Fursova T., Kaniuk M., Babenko I. Development and implementation of energy-saving control algorithms for pumping units of power plants to increase their operational quality. *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – 2023 (ICTM 2023)*. Synergetic Engineering. Cham : Springer, 2023. Vol. 1008. P. 431–440. URL: https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-031-61415-6_37 (дата звернення: 06.02.2026). ISSN 2367-3370.

44. Kaniuk G., Mezerya A., Fursova T., Blyznuchenko H. Improving the quality and energy efficiency of power units of thermal power plants by optimizing the operational modes of boiler equipment. *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – 2023*. Lecture Notes in Networks and Systems. Cham : Springer, 2024. Vol. 996. P. 366–376. DOI: 10.1007/978-3-031-60549-9_27. ISSN 2367-3370.

45. Канюк Г., Мезеря А., Василюк Т., Чеботарьов А. Автоматизовані системи енергозберігаючого керування об'єктами паливно-енергетичного комплексу. *Виробництво & мехатронні системи 2020 : матеріали IV Міжнародної конференції (Харків, 22–23 жовтня 2020 р.) : тези доповідей*. Харків, 2020. С. 142–145.

46. Канюк Г. І., Мезеря А. Ю., Близниченко О. М., Близниченко Г. С. Енергоефективне автоматизоване керування режимами роботи парогазових установок електростанцій. *Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування : тези доповідей XVI Міжнародної науково-технічної*

конференції (25–26 листопада 2020 р.). С. 30.

47. Мезеря А. Ю. Похибки виміру гідравлічних параметрів. *Науково-практична конференція № 53*. Харків : Українська інженерно-педагогічна академія, 2020. С. 86.

48. Kanjuk G. I., Mezerya A. Y. Increasing the technical-economic efficiency of the pumping installation of TPP and APP. *Наука. Інновації. Якість : матеріали національного науково-практичного форуму* (Харків, 09–10 серпня 2022 р.). Харків : УІПА, 2022. С. 45.

49. Mezerya A., Vikova T. Normative methods measurement energy losses in element capacitor turbine installation. *Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення : матеріали міжнародної науково-практичної конференції* (Харків, 25–26 січня 2022 р.). Харків : УІПА, 2022. С. 31.

50. Mezerya A., Fursova T. Tasks of the integrated automated control system of the power plant. *Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення : матеріали II міжнародної науково-практичної конференції* (Харків, 14–15 березня 2023 р.). Харків : УІПА, 2023. С. 102.

51. Канюк Г. І., Мезеря А. Ю., Близниченко Г. С., Близниченко О. М., Канюк М. Г. Забезпечення якості та ефективності енергозберігаючих автоматизованих систем керування парогазових установок. *Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення : матеріали міжнародної науково-практичної конференції* (Харків, 25–26 січня 2022 р.). Харків : УІПА, 2022. С. 62–64.

52. Канюк Г. І., Мезеря А. Ю., Лаптінов І. П. Енергозберігаюча автоматизована система управління нагнітачами електростанцій : пат. 84387 UA, МПК F28B1/00. № u 201302079 ; заявл. 19.02.2013 ; опубл. 25.10.2013, Бюл. № 20.

53. Канюк Г. І., Мезеря А. Ю. Енергозберігаюча автоматизована система управління турбогенераторною установкою : пат. 84388 UA, МПК H02P9/44. № u 201302081 ; заявл. 19.02.2013 ; опубл. 25.10.2013, Бюл. № 20.

54. Канюк Г. І., Андреев О. В., Мезеря А. Ю., Князева В. М., Ключка Є. П. Система автоматизованого управління нагнітачами : пат. 106258 UA, МПК G05D 15/00. № у 201509056 ; заявл. 21.09.2015 ; опубл. 25.04.2016, Бюл. № 8.
55. Канюк Г. І., Мезеря А. Ю., Сук І. В., Бабенко І. А. Система автоматизованого керування ТЕС : пат. 114754 UA, МПК G05B 13/04. № у 201612237 ; заявл. 01.12.2016 ; опубл. 10.03.2017, Бюл. № 5.
56. Zhang W. G., Yang W. D., Dou F. X., Wang L. J. Combinative control method of centrifugal pump based on variable frequency drive and auto back flow control valve. *Petrochemical Equipment*. 2016. Vol. 45, № 6. P. 73–76. DOI: 10.3969/j.issn.1000-7466.2016.06.016.
57. Ke L., Liu Y. C. Modeling and simulation of variable frequency pump control fatigue test machine. *International Journal of Engineering. Transactions A: Basics*. 2016. Vol. 29, № 1. P. 92–102. DOI: 10.5829/idosi.ije.2016.29.01a.13.
58. Gong Q. H. The design and implementation of fuzzy control algorithm for frequency conversion system of pump. *Advanced Materials Research*. 2014. Vol. 971–973. P. 785–788. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.971-973.785.
59. Wang H. J., Wang F., Huang Y. Y., Zhang L. The research of energy-saving in air conditioning water cooling system by frequency conversion pump and constant pressure control. *Applied Mechanics and Materials*. 2014. Vol. 446–447. P. 1207–1210. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.446-447.1207.
60. Zhou D., Zeng F. Application research on frequency conversion technology on the pump control in chemical works. *Advanced Materials Research*. 2011. Vol. 338. P. 748–753. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.338.748.
61. Wei H., Li P., Jia H. Variable structure robust design for variable frequency pump-control-motor speed governing system. *Nongye Jixie Xuebao (Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery)*. 2009. Vol. 40, № 10. P. 188–192.
62. Xiuhe L. Section variable frequency speed regulation control applied

in pump energy saving. *International Conference on Computer, Mechatronics, Control and Electronic Engineering* (Changchun). 2010. Vol. 3. P. 431–434. DOI: 10.1109/CMCE.2010.5610276.

63. Yang S., Ren Q. Intelligent control technology for frequency conversion pump in air conditioning systems. *Advances in Intelligent Systems and Computing*. 2013. Vol. 180. P. 665–669. DOI: 10.1007/978-3-642-31656-2_9.

64. Tianyi Z., Jili Z., Liangdong M. Online optimization control method based on extreme value analysis for parallel variable frequency hydraulic pumps in central air conditioning systems. *Building and Environment*. 2012. Vol. 47, № 1. P. 330–338. DOI: 10.1016/j.buildenv.2011.07.00.

65. Tan Z. J., Han J. H., Yao J. Robust controller design for variable frequency pump-control steering hydraulic system of hybrid wheel loader. *Journal of Sichuan University (Engineering Science Edition)*. 2013. Vol. 45, № 1. P. 177–182.

66. *Composite Catalog of Oil Field Equipment and Services*. World Oil, 1968–1969. Vol. 3. P. 4211.

67. Tomus Y. B., Akhmetov R. R., Yakunin A. N., Enekeeva E. R., Emekeev A. A. Analysis and improve the effective work of the conventional pumping unit. *Eastern European Scientific Journal*. 2013. P. 114–121.

68. Braslavsky I. Ya., Zuzev A. M., Shilin S. I. Adjustable asynchronous electric drive with digital control for transport storing system. *Power Electronics Motion Control : International Conference* (Poland). 1994. Vol. 1. P. 84–86.

69. Odeh A. S. Comparison of solutions to three-dimension black-oil reservoir simulation problem. *Journal of Petroleum Technology (JPT)*. 1981. Vol. 33 (January). P. 1325.

70. Aaltonten M., Tiitinen P., Laku J., Heikkilae S. Direct torque control of AC motor drives. *ABB Review*. 1995. No. 3. P. 19–24.

71. *Rod pump control for ABB industrial drives*. PD 15 REVA. 2007.

72. Choudhury S., Kuchhal P., Singh R. ZigBee and Bluetooth network

based sensory data acquisition system [Електронний ресурс]. *Procedia Computer Science*. 2015. P. 367–372. DOI: 10.1016/j.procs.2015.04.195.

73. Kwak K. S., Ullah S., Ullah N. An overview of IEEE 802.15.6 standard [Electronic resource]. *2010 3rd International Symposium on Applied Sciences in Biomedical and Communication Technologies (ISABEL 2010)* (Rome, Italy, 7–10 Nov. 2010). 2010. DOI: 10.1109/ISABEL.2010.5702867.

74. Choudhury S., Kuchhal P., Singh R. ZigBee and Bluetooth network based sensory data acquisition system [Електронний ресурс]. *Procedia Computer Science*. 2015. P. 367–372. DOI: 10.1016/j.procs.2015.04.195.

75. Шаруда В. Г., Ткачов В. В., Фількін М. П. *Методи аналізу і синтезу систем автоматичного керування : навч. посіб.* Дніпропетровськ : Нац. гірнич. ун-т, 2008. 543 с.

76. Зеленський К. Х., Ігнатенко В. М., Коц О. П. *Комп'ютерні методи прикладної математики.* Київ : Академперіодика, 2002. 480 с.

77. Островерхов М. Я., Сільвестров А. М., Зеленський К. Х. *Методи дослідження електротехнічних комплексів і систем.* Київ : ТАЛКОМ, 2019. 300 с.

78. Попович М. Г., Ковальчук О. В. *Теорія автоматичного керування : підручник.* Київ : Либідь, 2007. 656 с.

79. Галай В. М., Зеленський К. Х., Сільвестров А. М. *Теорія оптимальних систем автоматичного керування технологічними процесами.* Полтава : ПНТУ, 2009. 153 с.

80. Паламар М. І., Стрембіцький М. *Комп'ютерні технології штучного інтелекту для прецизійного управління у мехатронних системах : навч. посіб.* Тернопіль : Тернопіл. нац. техн. ун-т ім. Івана Пулюя, 2018. 127 с.

81. Литвин В. В., Пасічник В. В., Яцишен Ю. В. *Інтелектуальні системи : підручник.* Львів : Новий Світ, 2009. 405 с.

82. Івахів О., Наконечний М. *Основи побудови систем керування з нечіткою логікою : навч. посіб.* Львів : Растр-7, 2017. 129 с.

83. Шушура О. М. *Методологічні основи побудови інформаційних технологій для автоматизації управління складними системами на принципах нечіткої логіки* : дис. ... д-ра техн. наук : 05.13.06. Київ, 2018. 332 с.
84. ДСТУ 2226-93. *Автоматизовані системи. Терміни та визначення*. Київ, 1993.
85. ДСТУ 2709-94. *Автоматизовані системи керування технологічними процесами. Метрологічне забезпечення. Основні положення*. Київ, 1994.
86. ДСТУ 2582-94. *Теплообмінники. Терміни та визначення*. Київ, 1994.
87. ДСТУ 4110-2002. *Енергозбереження. Методика аналізу й розрахунку питомих витрат енергоресурсів (ANSI/IEEE 739:95, NEQ)*. Київ, 2002.
88. ДСТУ 3626-97. *Базові програмно-технічні комплекси локального рівня для розосереджених автоматизованих систем керування технологічними процесами. Загальні вимоги*. Київ, 1997.
89. ДСТУ 3682-98. *Енергозбереження. Методика визначення повної енергоємності продукції, робіт та послуг (ГОСТ 30583-98)*. Київ, 1998.
90. Булат А. Ф., Кирик Г. В., Бондаренко Г. А. та ін. *Компресорне устаткування в технологіях видобутку вуглеводнів : монографія за заг. ред. акад. НАН України А. Ф. Булата*. Суми : Сумський державний університет, 2016. 305 с. ISBN 978-966-657-643-2.
91. ДСТУ 3160-95. *Компресорне обладнання. Визначення вібраційних характеристик. Загальні вимоги*. Київ : Держстандарт України, 1995. 11 с.
92. ДСТУ EN 12583:2017. *Газова інфраструктура. Компресорні станції. Функційні вимоги (EN 12583:2014, IDT)*. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2018.
93. ДСТУ 3161-95. *Компресорне обладнання. Визначення вібраційних характеристик відцентрових компресорів та норми їх вібрації*. Київ : Держстандарт України, 1996. 18 с.

94. СОУ 10.1.202020852.001:2006. *Правила використання газоподібного азоту для попередження та локалізації підземних пожеж*. Київ, 2007.

95. Дашутін Г. П., Кирик Г. В., Жарков П. Є., Шуваєв Л. В., Король О. О. *Поршневий двоступінчастий компресор* : пат. 69796 Україна, МПК F04B9/02. № u201113376 ; заявл. 14.11.2011 ; опубл. 10.05.2012, Бюл. № 9.

96. Дашутін Г. П., Кирик Г. В., Жарков П. Є., Негреба Р. З., Левша І. *Блокова компресорна станція* : пат. 69664 Україна, МПК F04C 29/02. № u201112259 ; заявл. 19.10.2011 ; опубл. 10.05.2012, Бюл. № 9.

97. Дашутін Г. П., Кирик Г. В., Жарков П. Є., Шуваєв Л. В., Король О. О. *Поршневий багатоступінчастий компресор з W-подібним дворядним розміщенням циліндрів* : пат. 72070 Україна, МПК F04B 41/00. № u201114948 ; заявл. 16.12.2011 ; опубл. 10.08.2012, Бюл. № 15.

98. Дашутін Г. П., Кирик Г. В., Жарков П. Є., Бережний Ю. В., Кравченко Р. В., Михеєнко М. О. *Азотна компресорна станція* : пат. 74689 Україна, МПК C21D 1/74. № u201204229 ; заявл. 05.04.2012 ; опубл. 12.11.2012, Бюл. № 21.

99. Дашутін Г. П., Кирик Г. В., Жарков П. Є., Белозьоров В. О., Івашова А. Ф. *Роторна компресорна установка* : пат. 66571 Україна, МПК F04C 18/00. № u201107342 ; заявл. 10.06.2011 ; опубл. 10.01.2012, Бюл. № 1.

100. Дашутін Г. П., Кирик Г. В., Жарков П. Є., Лещенко В. І., Бондаренко О. М., Косенко П. В., Гуржий А. В. *Компресорний агрегат* : пат. 62278 Україна, МПК F04C23/00. № u201109001 ; заявл. 18.07.2011 ; опубл. 26.03.2012, Бюл. № 6.

101. Дашутін Г. П., Кирик Г. В., Жарков П. Є., Белозьоров В. О., Івашова А. Ф. *Роторний компресор* : пат. 68311 Україна, МПК F04C 18/00. № u201109598 ; заявл. 01.08.2011 ; опубл. 26.03.2012, Бюл. № 6.

102. Дашутін Г. П., Кирик Г. В., Жарков П. Є., Негреба Р. З., Левша І. І. *Дотискна блокова компресорна станція* : пат. 60099 Україна, МПК

F04C29/02. № u201013882 ; заявл. 22.11.2010 ; опубл. 10.06.2011, Бюл. № 11.

103. Кирик Г. В., Негреба Р. З., Белозьоров В. О., Шаповаленко О. І. *Гвинтова компресорна установка* : пат. 58931 Україна, МПК F04C 29/02. № u201012621 ; заявл. 25.10.2010 ; опубл. 26.04.2011, Бюл. № 8.

104. Лях М. М., Савик В. М., Федоляк Н. В. Підвищення якісних показників піногенеруючих пристроїв. *XI Міжнародна конференція «Стратегія якості в промисловості і освіті»* (Варна, Болгарія, 1–5 червня 2015 р.). Варна, 2015. Т. 1. С. 67–74.

105. Bondarenko H. A., Vaga V. N., Bashlak I. A. Flow situation in a labyrinth seal. *Applied Mechanics and Materials*. 2014. Vol. 630. P. 234–239.

106. Bondarenko H. A., Yurko I. V. A new approach to designing the S-shaped annular duct for an industrial centrifugal compressor. *International Journal of Rotating Machinery*. 2014. Article ID 925368. 10 p. ISSN 1542-3034.

107. Лях М. М., Ващаєв О. В., Федоляк Н. В. Технічне діагностування сепараційного обладнання в нафтогазовій галузі. *Сучасні прилади, матеріали і технології для неруйнівного контролю і технічної діагностики машинобудівного і нафтобазпромислового обладнання : матеріали 7-ї Міжнар. наук.-техн. конф.* (Івано-Франківськ, 25–28 листопада 2014 р.). Івано-Франківськ, 2014. С. 174–179.

108. Війтенко В. І., Концур І. Ф., Лях М. М., Ващаєв О. В. Аналіз і модернізація обладнання для експлуатації Гуцулівського газового родовища. *Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ*. 2013. № 4(49). С. 18–27.

109. Бікман Є. С., Кривуля С. В., Ляшенко О. В. та ін. Стратегія розробки газоконденсатних родовищ України з використанням азоту для підтримання пластового тиску. *Компрессорное и энергетическое машиностроение*. 2011. № 3(25). С. 15–18.

110. Вакалюк В. М., Лях М. М., Солоничний Я. В. та ін. Дослідження руху промивальної рідини внутрішньою поверхнею камери дегазатора гідроциклонного типу. *Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ*. 2009.

№ 3(32). С. 12–17.

111. Stadnick A., Kyryk G. New ways of drawing metal films on polymeric materials. *Seventh International Symposium on Polymer Surface Modification: Relevance to Adhesion* (University of Maine, Orono, Maine, USA). 2009. Vol. 6, № 1. P. 7.

112. Бондаренко Г. А., Мілованов В. І., Ярошенко В. М. *Технологія використання стиснутих газів : підручник*. Одеса : Зовнішрекламсервіс, 2015. 449 с.

113. Бондаренко Г. А. *Гвинтові повітряні компресорні станції : навч. посіб.* Суми : Вид-во СумДУ, 2005. 255 с.

114. Про затвердження плану заходів із впровадження систем енергетичного менеджменту в бюджетних установах : розпорядження Кабінету Міністрів України від 26 квітня 2017 р. № 732-р.

115. Дзьоба О. Г. Аналіз потенційної ресурсної бази для диверсифікації джерел та шляхів постачання природного газу в Україну. *Науковий вісник Національного технічного університету нафти і газу*. 2009. № 2(20). С. 12–23.

116. Потетенко О. В., Шевченко Н. Г., Миронов К. А. та ін. *Нафтогазова механіка*. Харків : НТУ «ХП», 2013. 160 с.

117. СОУ 60.3-30019801-050:2008. *Правила технічної експлуатації магістральних газопроводів*. [Чинні від 18.01.2008]. Київ : Укртрансгаз, 2008. 197 с.

118. *Довідник з нафтогазової справи / за заг. ред. В. С. Бойка, Р. М. Кондрата, Р. С. Яремійчука*. Київ ; Львів, 1996. 620 с.

119. Копей Б. В., Бенмуна А., Слободян В. І., Беллауар А., Галій С. І., Халімі Д., Найда А. М. *Підвищення надійності газотранспортних систем : монографія*. Серія «Нафтогазове обладнання», т. 8. Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2012. 300 с.

120. Розганюк В. В., Руднік А. А., Коломєєв В. М. та ін. *Довідник*

працівника газотранспортного підприємства за ред. А. А. Рудніка. Київ : Росток, 2001. 1092 с.

121. Касперович В. К. *Трубопровідний транспорт газу*. Івано-Франківськ : Факел, 1998. 198 с.

122. Гура Л. О. *Газоперекачувальні станції магістральних газопроводів*. Харків : НТУ «ХПІ», 2006. 182 с.

123. Говдяк Р. М., Семчук Я. М., Шелковський Б. І. та ін. *Енергоекологічна безпека нафтогазових об'єктів*. Івано-Франківськ : Лілея-НВ, 2007. 556 с.

124. Ковалко М. П., Грудз В. Я., Михалків В. Б., Тимків Д. Ф., Шлапак Л. С., Ковалко О. М. *Трубопровідний транспорт газу : монографія*. Київ : Агентство з раціонального використання енергії та екології, 2002. 600 с.

125. Грудз В. Я., Крижанівський Є. І., Гончарук М. І., Козлов А. В., Кондрат Р. М., Мислюк М. А., Разумний Ю. Т., Рибчич І. Й., Фик І. М. *Енергетична безпека держави: високоефективні технології видобування, постачання і використання природного газу : монографія*. Київ : Інтерпрес ЛТД, 2006. 282 с.

126. Грудз В. Я., Грудз В. Я. Удосконалення методу діагностування витоків з газопроводу на основі дослідження процесу розповсюдження збурень. *Прикарпатський вісник НТШ*. 2017. № 1. С. 217–225. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Pvntsh_ch_2017_1_25 (дата звернення: 06.02.2026).

127. Якимів М. М. Аналітичні дослідження характеру розподілу рідинних відкладень по довжині газопроводу. *Нафтогазова галузь України*. 2015. № 2. С. 25–28.

128. Грудз Я. В. *Енергоефективність газотранспортних систем*. Івано-Франківськ : Лілея-НВ, 2012. 186 с.

129. Грудз В. Я., Середюк М. Д. Оптимізація режимів роботи газонафтогазотранспортних систем України в умовах їх неповного завантаження. *Тези доповіді в комітеті з енергозбереження Верховної Ради*. 2015.

130. Ковалко М. П., Грудз В. Я., Михалків В. Б. та ін. *Трубопровідний транспорт газу*. Київ : АренаЕКО, 2002. 600 с.
131. Грудз В. Я., Грудз В. Я. (мол.). Прогнозування нестационарних процесів в газотранспортних системах за умови їх неповного завантаження. *Нафтогазова енергетика*. 2017. № 2. С. 62–68. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nge_2017_2_7 (дата звернення: 06.02.2026).
132. Bachus L., Custodio A. *Know and Understand Centrifugal Pumps*. Oxford (UK) : Elsevier Advanced Technology, 2003. 265 p.
133. ISO 5389:2005. *Turbocompressors — Performance Test Code*. Geneva: International Organization for Standardization. 2005. 87 p.
134. ASME PTC 10-1997. *Performance Test Code on Compressors and Exhausters*. New York: The American Society of Mechanical Engineers. 1998. 220 p.
135. Dixon S. L., Hall C. A. *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. 7th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann. 2014. 536 p.
136. Kurz R., Brun K. *Turbomachinery Performance Analysis*. Houston: Concepts NREC. 2012. 264 p.
137. Japikse D., Baines N. C. *Introduction to Turbomachinery*. 2nd ed. Oxford: Concepts ET. 2011. 712 p.
138. Lüdtke K. H. *Process Centrifugal Compressors: Basics, Function, Operation, Design, Application*. Berlin: Springer-Verlag, 2004. 364 p.
139. ДСТУ 4314:2004. *Газ природний горючий. Транспортування. Терміни та визначення понять* (зі зміною № 1). Київ : Держспоживстандарт України, 2005.
140. СОУ 60.3-30019801-100:2012. *Газ природний горючий. Визначення обсягів витрат природного газу на виробничо-технологічні потреби під час його транспортування газотранспортною системою та експлуатації підземних сховищ газу. Порядок розрахунку* (зі зміною № 1). Київ : ДК «Укртрансгаз», 2012.

- 141 ДСТУ 3886-99. *Енергозбереження. Системи електроприводу. Метод аналізу та вибору.* Київ : ГП «УкрНДНЦ», 1999.
142. ДСТУ 4134:2002. *Метрологія. Канали вимірювальні вимірювальних інформаційних систем та автоматизованих систем керування технологічними процесами. Вимоги до структури та змісту методик виконання вимірювань.* Київ : Держспоживстандарт України, 2003.
143. ДСТУ 5003.3-1:2008. *Автоматизовані системи обліку електричної енергії. Структура, функції та види забезпечення. Основні положення.* Київ : Держспоживстандарт України, 2008.
144. ДСТУ 4715:2007. *Енергозбереження. Системи енергетичного менеджменту промислових підприємств. Склад і зміст робіт на стадіях розроблення та запровадження.* Київ : Держспоживстандарт України, 2007.
145. ДСТУ 4713:2007. *Енергозбереження. Енергетичний аудит промислових підприємств. Порядок проведення та вимоги до організації робіт.* Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2007.
- 146 ДСТУ 5077:2008. *Енергозбереження. Системи енергетичного менеджменту промислових підприємств. Перевірка та контроль ефективності функціонування.* Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2009.
147. ДСТУ EN ISO 10439-2:2022. *Нафтова, нафтохімічна промисловість і промисловість природного газу. Осьові та відцентрові компресори та детандер-компресори. Частина 2. Відцентрові та осьові компресори з неінтегральним редуктором (EN ISO 10439-2:2015, IDT; ISO 10439-2:2015, IDT).* Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2022.
148. ДСТУ EN ISO 10439-3:2022. *Промисловість нафтова, нафтохімічна та газова. Осьові та відцентрові компресори та детандер-компресори. Частина 3. Відцентрові компресори з вбудованим редуктором (EN ISO 10439-3:2015, IDT; ISO 10439-3:2015, IDT).* Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2022.
149. ДСТУ EN ISO 10439-4:2022. *Нафтова, нафтохімічна та газова*

промисловість. Осьові та відцентрові компресори та детандер-компресори. Частина 4. Детандер-компресори (EN ISO 10439-4:2015, IDT; ISO 10439-4:2015, IDT). Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2022.

150. ДСТУ EN ISO 10440-1:2022. *Нафтова, нафтохімічна та газова промисловість. Об'ємні компресори роторного типу. Частина 1. Технологічні компресори (EN ISO 10440-1:2007, IDT; ISO 10440-1:2007, IDT). Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2022.*

151. ДСТУ EN ISO 10439-1:2022. *Нафтова, нафтохімічна та газова промисловість. Осьові та відцентрові компресори та детандер-компресори. Частина 1. Загальні вимоги (EN ISO 10439-1:2015, IDT; ISO 10439-1:2015, IDT). Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2022.*

152. ДСТУ EN 1012-1:2014. *Компресори і вакуумні насоси. Вимоги щодо безпеки. Частина 1. Компресори (EN 1012-1:2010, IDT). Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2014.*

153. ДСТУ EN ISO 13631:2022. *Нафтова та газова промисловість. Укомплектовані поршневі газові компресори (EN ISO 13631:2002, IDT; ISO 13631:2002, IDT). Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2022.*

154. ДСТУ EN 1012-1:2018. *Компресори та вакуумні насоси. Вимоги щодо безпеки. Частина 1. Компресори (EN 1012-1:2010, IDT). Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2018.*

155. ДСТУ 3809-98. *Компресори. Терміни та визначення. Київ : Держстандарт України ; АТ «НІКМАС», 1999.*

156. ДСТУ EN 1012-3:2019. *Компресори та вакуумні насоси. Вимоги щодо безпеки. Частина 3. Технологічні компресори (EN 1012-3:2013, IDT). Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2014.*

157. ДСТУ ISO 13707:2010. *Нафтова та газова промисловість. Компресори поршневі. Загальні технічні вимоги та методи випробування (ISO 13707:2000, IDT). Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2018.*

158. ДСТУ ISO 10439:2013. *Нафтова, хімічна та газова промисловість. Компресори відцентрові. Загальні технічні вимоги та методи випробування* (ISO 10439:2002, IDT). Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2013.
159. ДСТУ ISO 13631:2010. *Нафтова та газова промисловість. Компресори поршневі газові агреговані. Загальні технічні вимоги та методи випробування* (ISO 13631:2002, IDT). Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2017.
160. Клименко Л. П., Соловйов С. М., Норд Г. Л. *Системи технологій* : навч. посіб. Миколаїв : Вид-во МДГУ ім. Петра Могили, 2007. 600 с.
161. Попович М. Г., Кіселичник О. І. Електромеханічні системи автоматичного керування робочими параметрами турбомеханізмів на основі принципу пасивності. *Проблеми автоматизованого електропривода. Теорія і практика* : Вісник НТУ «ХПІ». 2004. Вип. 43. С. 16–19.
162. Толочко О. І. *Моделювання електромеханічних систем. Математичне моделювання систем асинхронного електроприводу* : навч. посіб. Київ : НТУУ «КПІ», 2016. 150 с.
163. Ang K. H., Chong G., Li Y. PID control system analysis, design, and technology. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. 2005. Vol. 13. No. 4. P. 559–576.
164. Åström K. J., Hägglund T. *Advanced PID Control*. Research Triangle Park, NC : ISA — *The Instrumentation, Systems, and Automation Society*. 2006. 460 p.
165. Li Y., Ang K. H., Chong G. C. Y. Patents, software, and hardware for PID control: an overview and analysis of the current art. *IEEE Control Systems Magazine*. 2006. P. 41–54.
166. Podlubny I., Petras B. M., Vinagre B. M., O’Leary P., Dorcak L. Analogue realizations of fractional-order controllers, fractional order calculus and its applications. *Nonlinear Dynamics*. 2002. Vol. 29. P. 281–296.

167. Åström K. J., Hägglund T. *Advanced PID Control*. Research Triangle Park, NC : *ISA — The Instrumentation, Systems, and Automation Society*, 2006. 460 p.

168. Boyce M. P. *Gas Turbine Engineering Handbook*. 4th ed. Oxford: *Butterworth-Heinemann*. 2012. 956 p.

ДОДАТКИ

Додаток А. Список публікацій здобувача за темою дисертації

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

1. Князева В.М., **Насиров С.В.**, Малюта В.Є., Курільченко М.О., Колесник В.Б. Підвищення енергетичної ефективності транспортування газу шляхом оптимізації режимів роботи електроприводів. *Машинобудування*. 2023. №32. С.64-71 DOI: 10.32820/2079-1747-2023-32-64-71

2. Канюк Г.І., Мезеря А.Ю., Вітер В.С., Малюта В.Є., **Насиров С.В.** Аналіз показників якості електростанцій при модернізації. *Машинобудування*. 2024. №34. С.71-81. DOI: 10.26565/2079-1747-2024-34-07

3. Мезеря А.Ю. **Насиров С.В.** Аналіз нормативної бази забезпечення високих показників якості роботи газоперекачувальних станцій. *Машинобудування*. 2026. №36. С. 92-101.

DOI: <https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-36-09>

4. **Насиров С.В.**, Чирочкін Д.О. Підвищення показників якості роботи насосних та компресорних установок шляхом удосконалення систем управління. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: *Нові рішення у сучасних технологіях*. 2025. № 4 (26). С.3-8. DOI: 10.20998/2413-4295.2025.04.01

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

1. **Насиров С.В.**, Князева В.М. Впровадження енергозберігаючих технологій при реконструкції та модернізації компресорних станцій. «*An integrated approach to science modernization: methods, models and multidisciplinary*». V Міжнародна науково-практична конференція (ГО «Європейська наукова платформа», Вінниця, Україна та ТОВ «International Centre Corporate Management», Відень, Австрія, 23 грудня 2022 р.). С. 152-159.

https://drive.google.com/file/d/1YIc-WkIMCBtv_w6i5_9ehzt5v24jHHwTm/view?usp=sharing

2. Nasirov S.V. Control of pumping installations of thermal and nuclear power plants on the basis of implementation of energy-saving supply. *LVII студентська наукова конференція Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків, 07-11 листопада, 2022 р.)*. Збірник тез доповідей за заг. ред. Г.С. Грінченко.: у 3-х т. Т.1. Харків, 2022. С 11. <https://science.uera.karazin.ua/zbirnik-tez-dopovidej-lvii-studentskoj-naukovo-konferencii-uipa/>

3. Безпала П.Р., **Насиров С.В.** Роль автоматизації в забезпеченні ефективності вимірювання та контролю в метрології. *LVIII Науково–практична конференція здобувачів вищої освіти академії «Освіта та технології для розвитку суспільства» (м. Харків, 13-17 листопада 2023 р.)*. Збірник тез доповідей за заг. ред. Г.С. Грінченко.: у 3-х т. Т.1. Харків, 2023. С. 30. <https://science.uera.karazin.ua/materiali-lviii-naukovo-praktichno-konferencii-zdobuvachiv-vishhoj-osviti-akademii-osvita-ta-tehnologii-dlya-rozvitku-suspilstva/>

4. Поволоцька С.О., **Насиров С.В.** Захист від корозії свердловин, трубопроводів, обладнання та морських споруд у газовій промисловості. *Матеріали II Міжнародної науково-практичної конференції «Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення» (II_МНПК «ЯСМЗ») Quality, standardization and metrological equipment"(II_ISPC «QSME") (Харків, 14-15 березня 2023 р.)*. За заг. ред. д.т.н., проф. Р.М. Тріща, к.т.н., доц. Г.С. Грінченко. Харків: УПА, 2023. С. 91. <https://science.uera.karazin.ua/wp-content/uploads/2023/03/collection-of-abstracts-of-the-conference.pdf>

5. Chirochkin D.O., Tsvetkova-Kanyuk A.O., Kolesnik V.B., **Nasirov S.V.** Methodological basis of automated analysis of technical and economic indicators of production. *LIX Всеукраїнської науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти «Освіта та технології для розвитку суспільства»*. Тези ННІ «УПА» ХНУ імені В. Н. Каразіна, Харків, 2024. С. 33. <https://science.uera.karazin.ua/materiali-lix-vseukraïnskoj-naukovo-praktichno-konferencii->

zdobuvachiv-vishhoї-osviti-osvita-ta-tekhnologii-dlya-rozvitku-suspilstva/

6. Maliuta V.E., Keleberda S.M., Chirochkin D.O., **Nasyrov S.V.** Analysis of the influence of pump on the quality indicators of technological processes. *Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції «Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення» (III МНПК «ЯСМЗ») Quality, standardization and metrological equipment" (III ISPC «QSME»), (Харків, 28-29 січня 2025 р.)*. За заг. ред. к.т.н., доц. Г.С. Грінченко. Харків: ХНУ, 2025. С. 15. <https://zenodo.org/records/14933781>

7. **Насиров С.В.**, Князева В.М. Концепція побудови автоматизації шахтної компресорної станції з використанням комп'ютерних систем. *Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції «Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення» (III МНПК «ЯСМЗ») Quality, standardization and metrological equipment" (III ISPC «QSME»), (Харків, 28-29 січня 2025 р.)*. За заг. ред. к.т.н., доц. Г.С. Грінченко. Харків: ХНУ, 2025. С. 10. <https://zenodo.org/records/14933781>

8. Mezerya A., Fursova T., Blyznychenko A., **Nasyrov S.** Improving the quality of steam turbine control systems and their subsystems. *LVIII Всеукраїнська конференція науково-педагогічних працівників та аспірантів. Збірник тез доповідей.* Харків, 2025. С. 29. URI <https://ekhnuir.karazin.ua/handle/123456789/22452>

9. **Насиров С.**, Чирочкін Д. Вплив показників якості нагнітальних установок на ефективність їх роботи. *Нові та нетрадиційні технології в ресурсо- та енергозбереженні: матеріали Міжнародної науково-технічної конференції (м. Одеса, 9-10 грудня 2025 р.)* Одеса: Одеський національний морський університет, 2025. С. 123-124. <http://rp.onmu.org.ua/handle/123456789/5310>

ТЕХНІЧНІ УМОВИ
ТУ У 40.10.10.100.008 2025

**ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИСОКИХ ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ РОБОТИ
ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ СТАНЦІЙ ПРИ ЇХ АВТОМАТИЗОВА-
НОМУ КЕРУВАННІ**

Чинний від _____

1. Сфера застосування

Ці технічні умови поширюються на системи автоматизованого керування газоперекачувальними станціями (ГПС), призначені для оптимізації режимів роботи газотурбінних та електропривідних газоперекачувальних агрегатів, підвищення енергетичної ефективності та забезпечення високих показників якості транспортування природного газу.

ТУ встановлюють вимоги до функціональних, енергетичних, метрологічних та експлуатаційних характеристик систем керування, що реалізують методи адаптивного, предиктивного та оптимального регулювання параметрів компресорних агрегатів.

Документ призначений для застосування проектними, науковими, експлуатаційними та сервісними організаціями.

2. Нормативні посилання

У цих технічних умовах використано посилання на такі нормативні документи:

ДСТУ EN 61508 – Функціональна безпека електричних/електронних систем керування.

ДСТУ ІЕС 60034 – Електричні машини. Вимоги до енергоефективності.

ДСТУ ISO 50001 – Системи енергоменеджменту.

ДСТУ 2861 – Системи автоматизації. Терміни та визначення.

ДСТУ 3849 – Якість газу природного.

ГОСТ 29328 – Компресори. Терміни та визначення.

ДСТУ 4423 – Стандарти підприємства. Порядок розроблення.

3. Терміни та визначення

Система керування ГПС – комплекс технічних засобів і алгоритмів, що забезпечує автоматичне регулювання параметрів компресорних агрегатів, підтримання тиску та витрат газу, а також мінімізацію питомих енерговитрат.

Енергоефективна система керування – система, що забезпечує мінімальне енергоспоживання за умови дотримання технологічних параметрів і вимог безпеки.

Показники якості системи керування – сукупність критеріїв SE, ISE, IAE, ITAE, що характеризують точність, динаміку та стабільність регулювання.

Комплексний показник якості ГПС (КПК) – інтегральний критерій, що враховує точність, енерговитрати та стабільність роботи агрегату.

4. Технічні вимоги

4.1. Загальні вимоги

Система керування повинна:

- забезпечувати автоматичне підтримання тиску та витрат газу в діапазонах, визначених виробником компресора;
- реалізувати енергозберігаючі режими роботи;
- забезпечувати оптимізацію керування у режимі реального часу;
- мати можливість адаптації параметрів регуляторів при зміні характеристик компресора;
- забезпечувати дистанційний контроль та збір телеметричних даних.

4.2. Функціональні вимоги

Система повинна включати:

1. Підсистему вимірювання: тиск, температура, витрати, частота обертання, вібрація, положення IGV, положення заслінок.

2. Підсистему регулювання:

- ПД-регулятори з адаптивним та предиктивним коректором,
- алгоритми мінімізації енергоспоживання,
- захист від помпажу.

3. Підсистему оптимізації:

- розрахунок КПК,
- модуль оптимального керування за критеріями ITAE, ISE,
- модуль оцінки енергетичних втрат.

4. Підсистему діагностики та прогнозування:

- діагностика стану компресора,
- прогноз деградації агрегату.

5. Вимоги до надійності та безпеки

Система повинна відповідати:

- SIL-2 відповідно до ДСТУ EN 61508;
- вимогам електробезпеки згідно з ДСТУ ІЕС 60204;
- вимогам пожежо- та вибухобезпеки для обладнання вибухонебезпеч-

них зон.

Середній час напрацювання на відмову – не менше 50 000 год.

6. Вимоги до енергоефективності

Система повинна забезпечувати:

- скорочення питомих енерговитрат на 8-15 % у порівнянні з традиційними алгоритмами керування;
- зниження перерегулювання перехідних процесів не менше ніж на 20 %;
- підвищення стабільності тиску на виході ГПА на 10-12 %.

Критерій оптимізації системи:

$$I = w_1 \cdot ISE + w_2 \cdot IAE + w_3 \cdot ITAE + w_4 \cdot W_{ен}$$

де ISE, IAE, ITAE – інтегральні критерії якості;

$W_{\text{ен}}$ – енерговитрати;

w_i – вагові коефіцієнти.

7. Вимоги до програмного забезпечення (ПЗ)

ПЗ повинно:

- бути реалізоване відповідно до вимог ДСТУ ISO/IEC 25010;
- мати модульну структуру;
- підтримувати роботу з SCADA/PLC;
- передбачати ведення архівів подій не менше ніж за 12 місяців;
- забезпечувати захист даних відповідно до вимог ДСТУ 4145 та ДСТУ

ISO 27001.

8. Маркування та супровідна документація

До комплекту документації мають входити:

- паспорт системи;
- експлуатаційна документація;
- схема підключення;
- інструкція з технічного обслуговування;
- методика оптимізації та налаштування регуляторів.

9. Вимоги до приймання

Приймання системи керування здійснюється за результатами:

- функціональних випробувань;
- метрологічної перевірки;
- тестів на стійкість та відмовостійкість;
- перевірки відповідності енергоефективності (атестаційні випробування

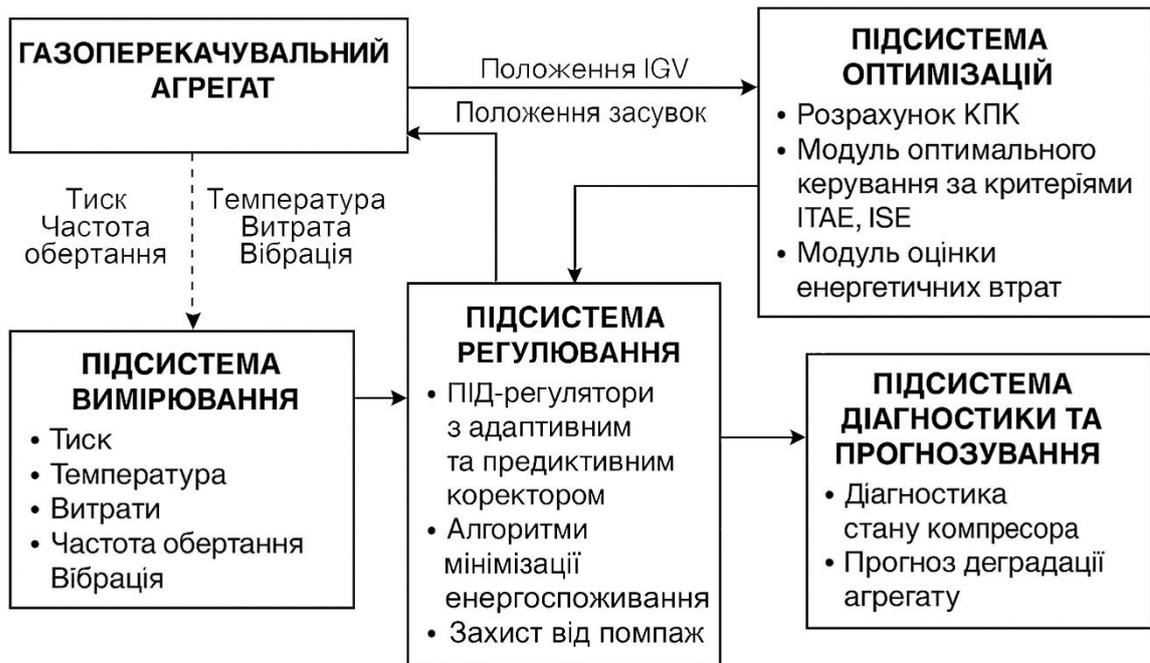
на ГПА).

10. Гарантії виробника

Виробник гарантує:

- відповідність системи цим ТУ;
- гарантійний строк експлуатації – 36 місяців;
- забезпечення сервісної підтримки протягом усього строку служби ви-

робу.



Структурна схема енергоефективної системи керування ГПС

Методика визначення комплексного показника якості ГПС

$$KPI = w_1 \frac{1}{ISE} + w_2 \frac{1}{IAE} + w_3 \frac{1}{ITAE} + w_4 \eta - w_5 W_{\Pi}$$

де η – ККД ГПА, W_{Π} – питомі енерговитрати

Додаток В. Характеристики ГТУ GTU-T16

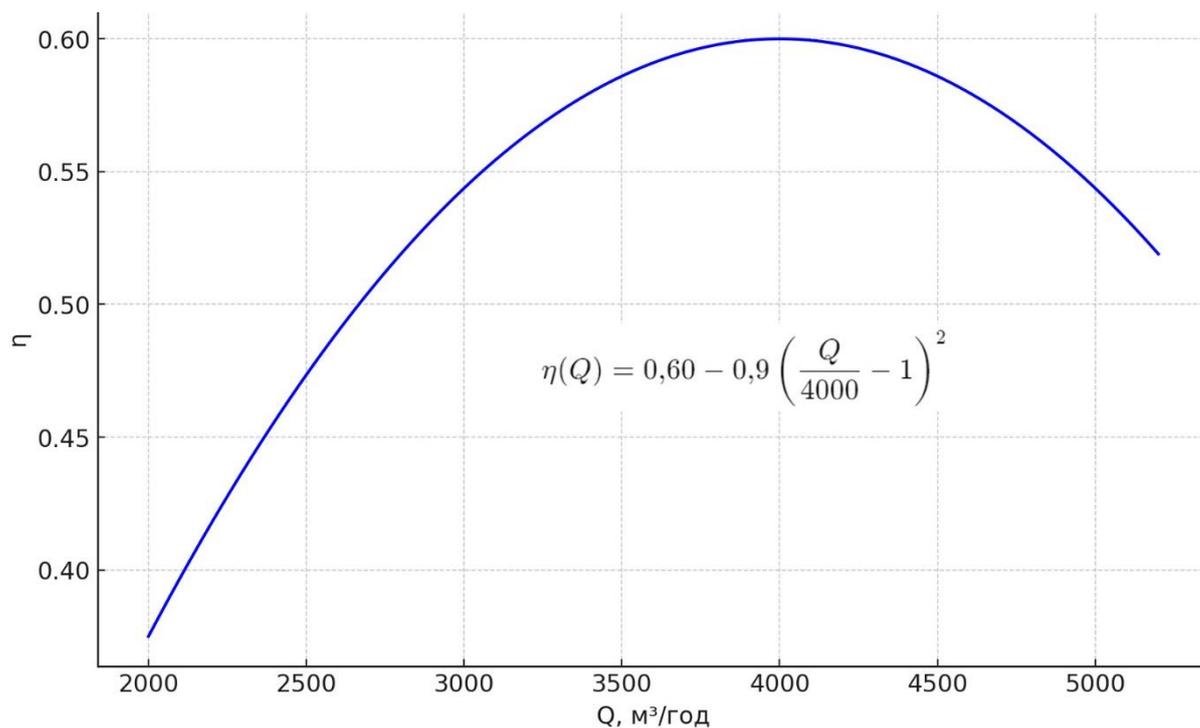


Рис. Б1 – Залежність ККД від витрати

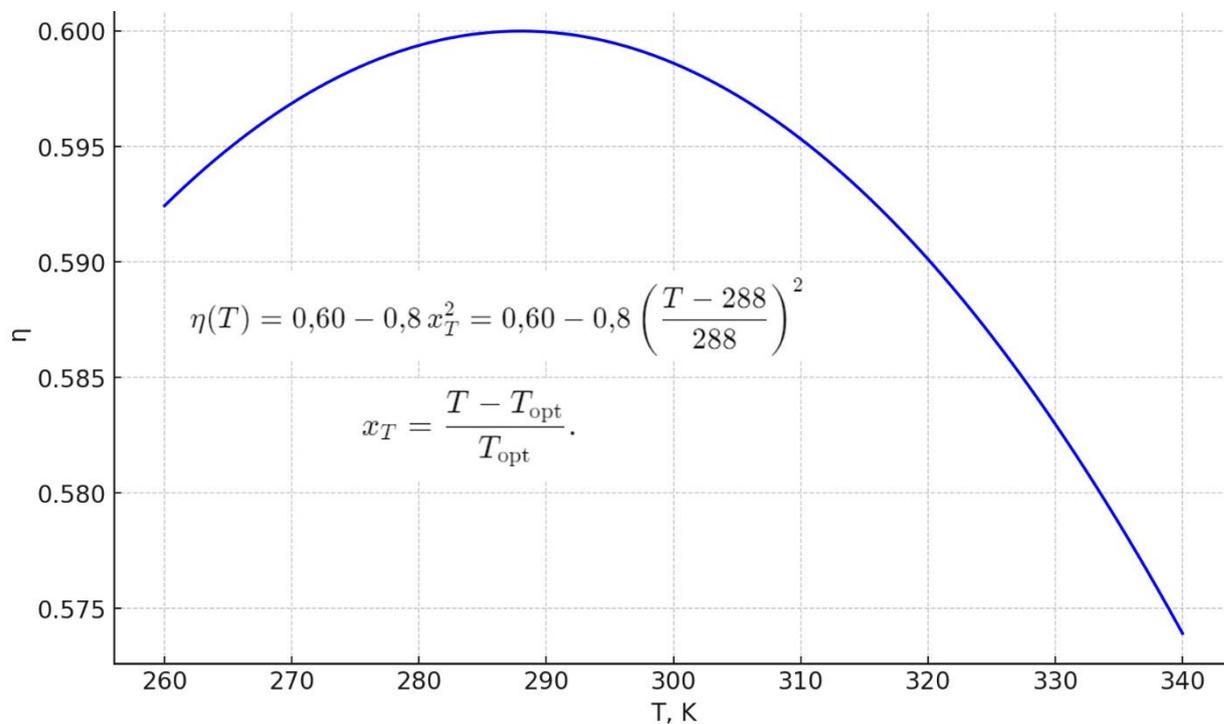


Рис. Б2 – Залежність ККД від температури

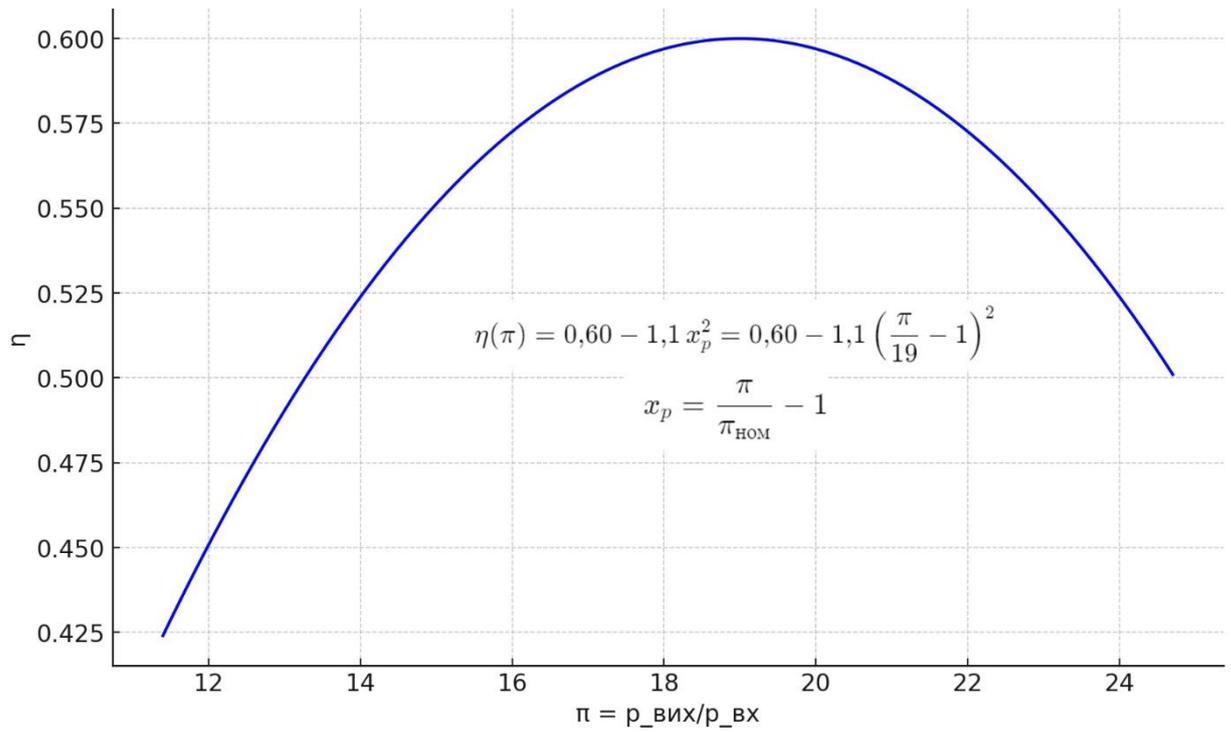


Рис. Б3 – Залежність ККД від тиску (ступені стиснення)

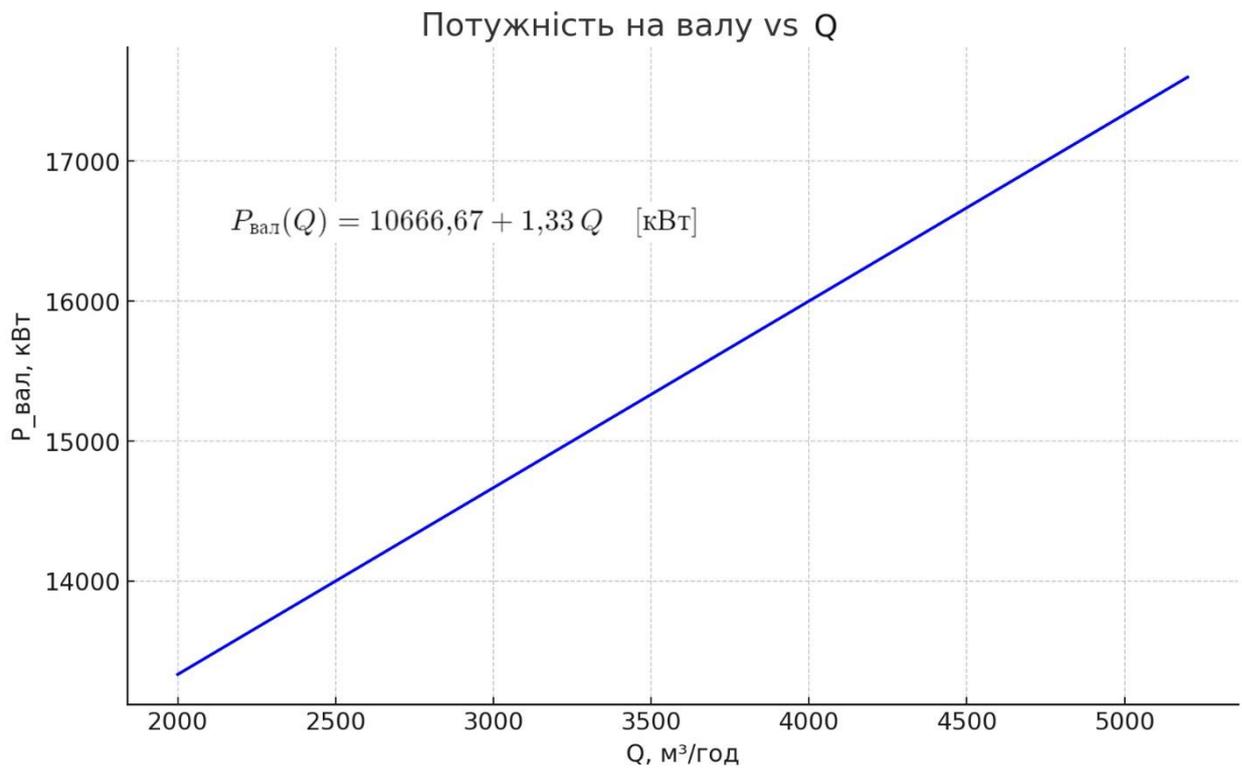


Рис. Б4 – Залежність потужності від витрати

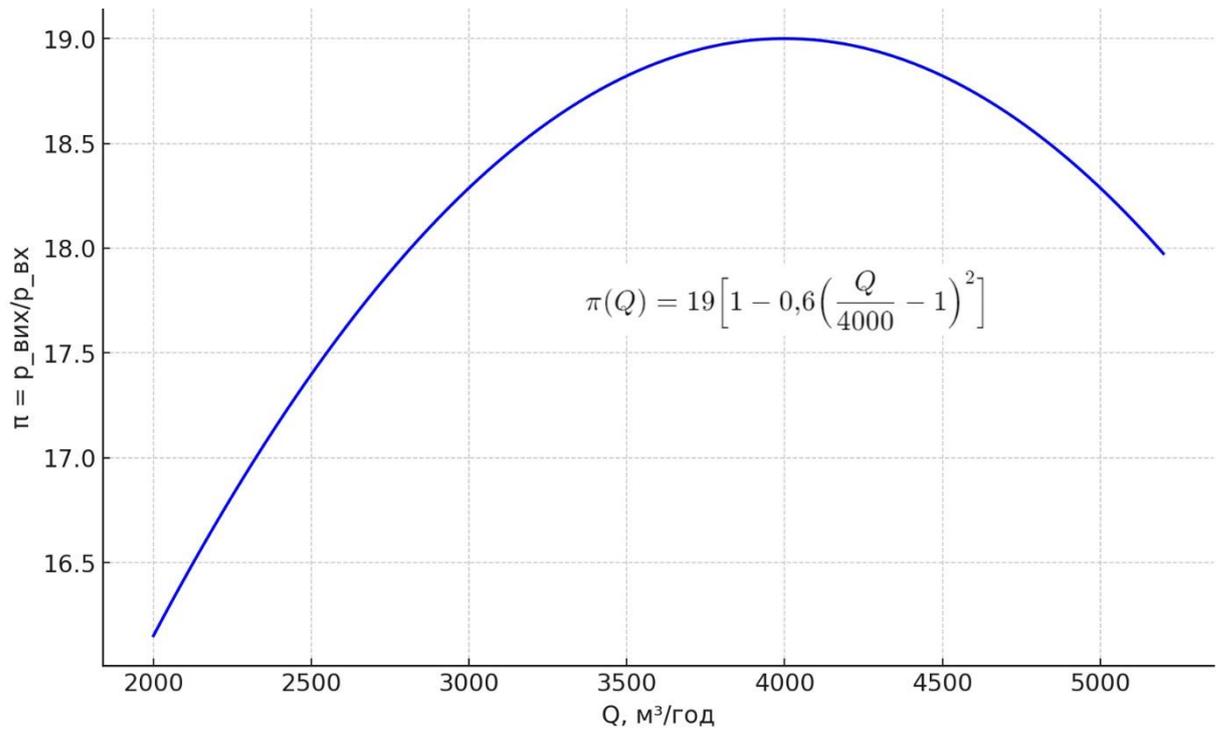


Рис. Б5 – Залежність ступеня стиснення від витрати

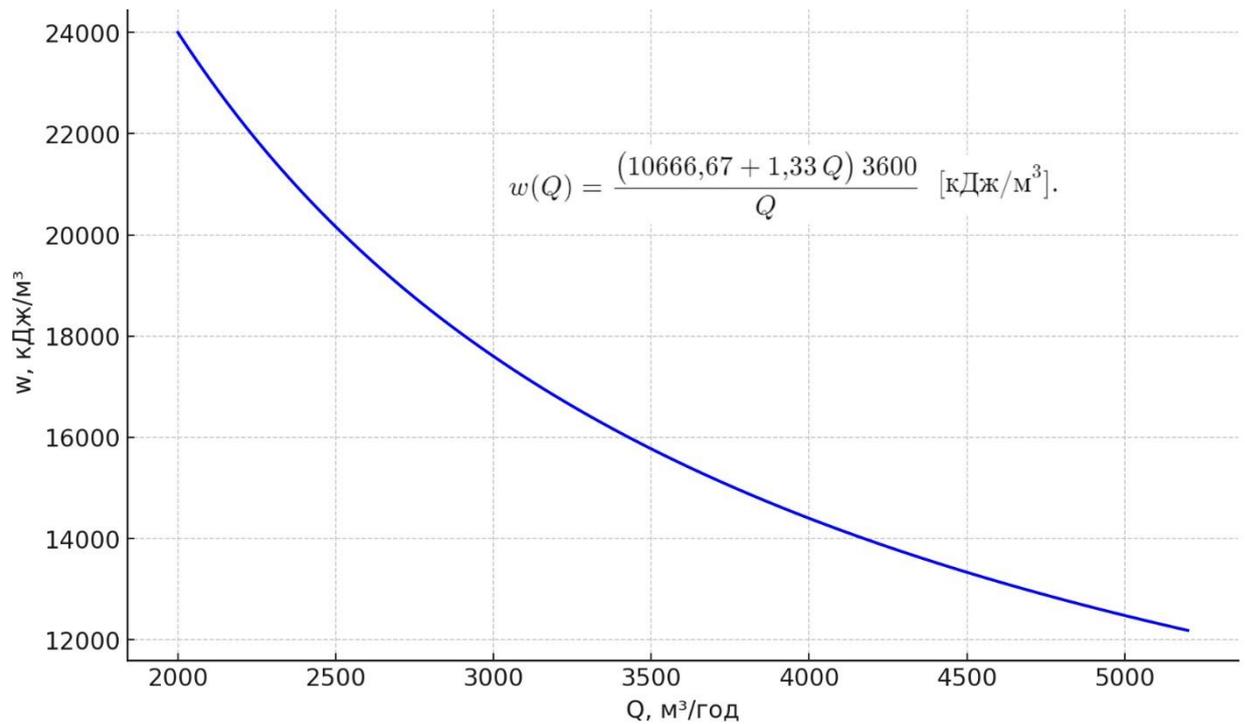


Рис. Б6 – Залежність питомої енерговитрати від витрати

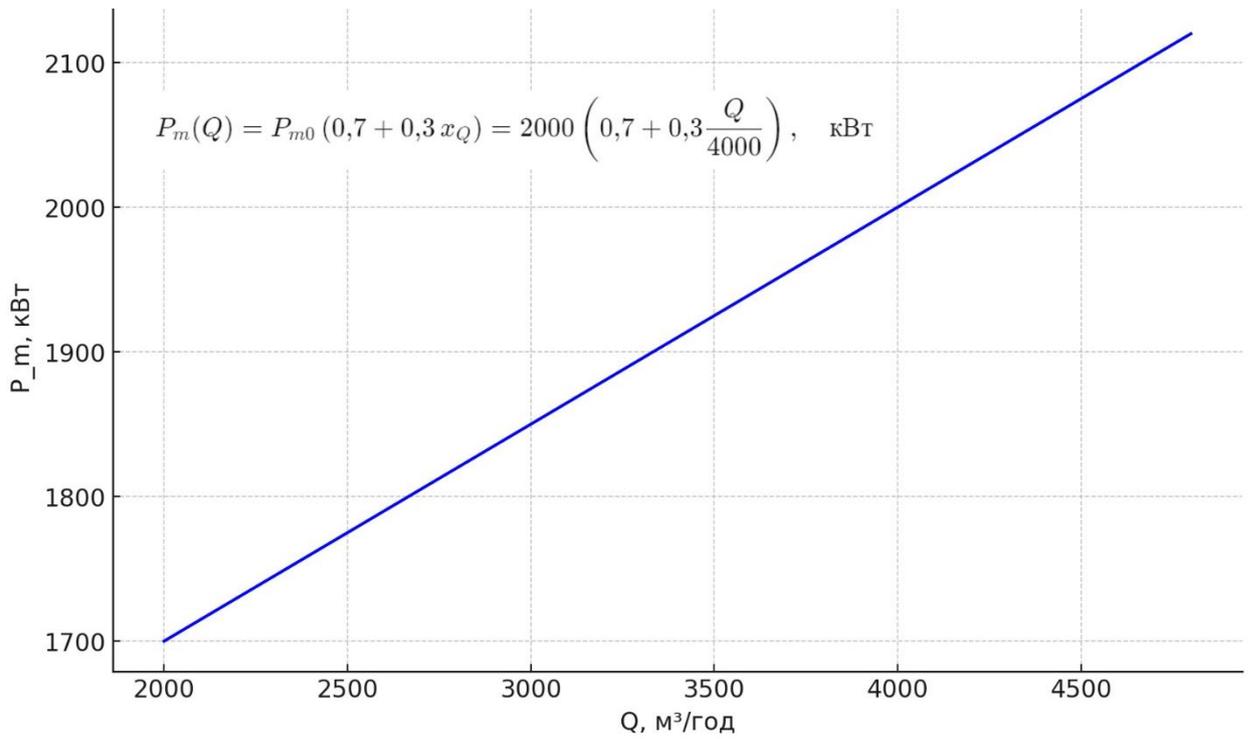


Рис. Б7 – Залежність механічних втрат від витрати

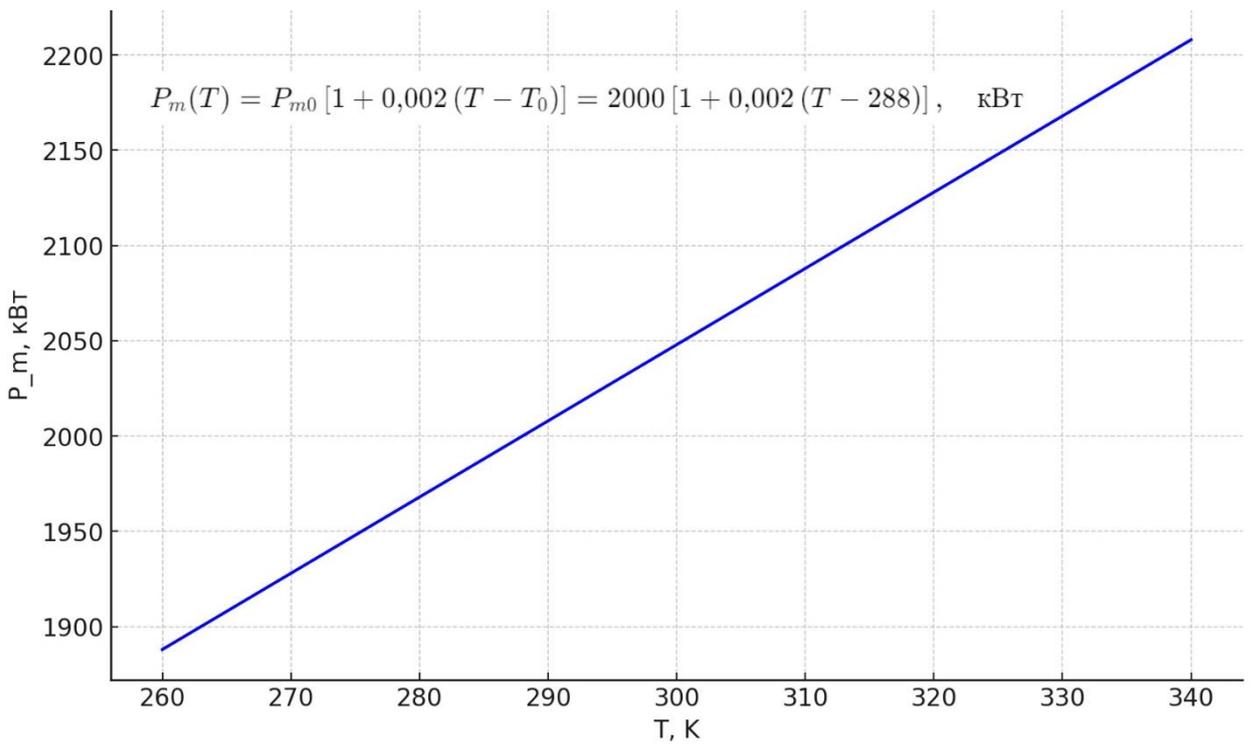


Рис. Б8 – Залежність механічних втрат від температури

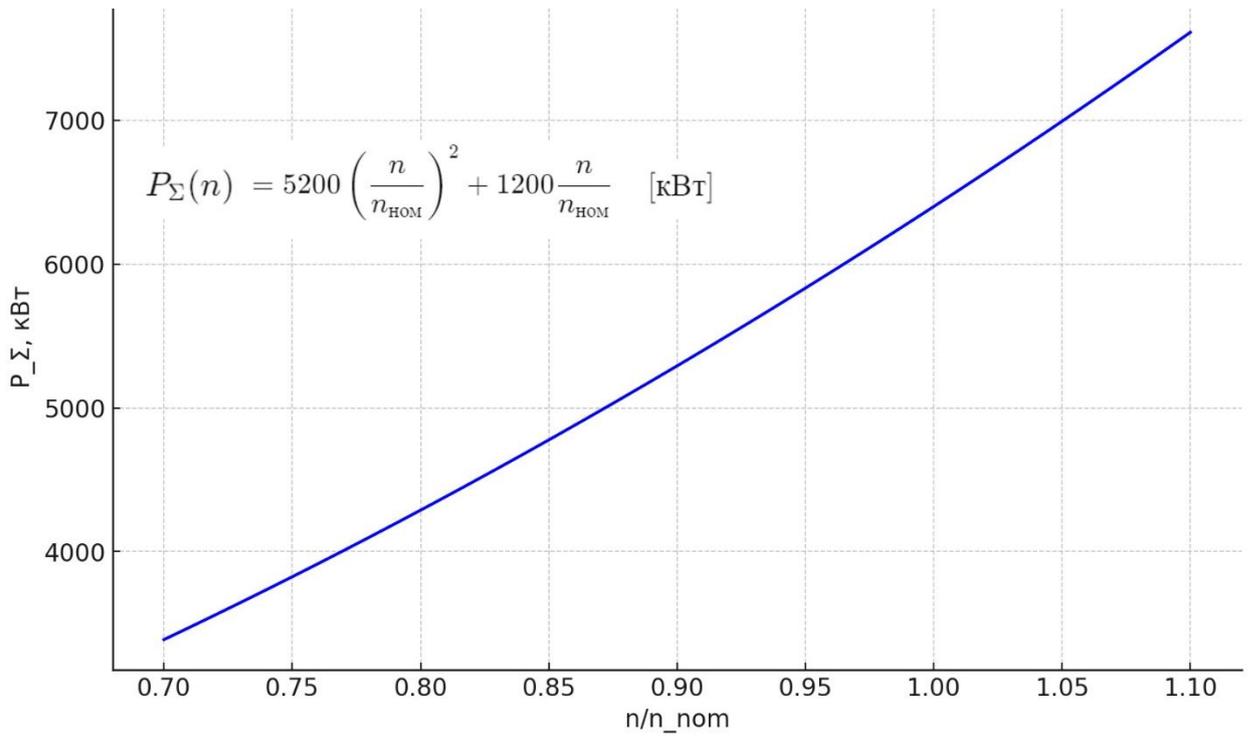


Рис. Б9 – Залежність сумарних втрат від частоти обертання

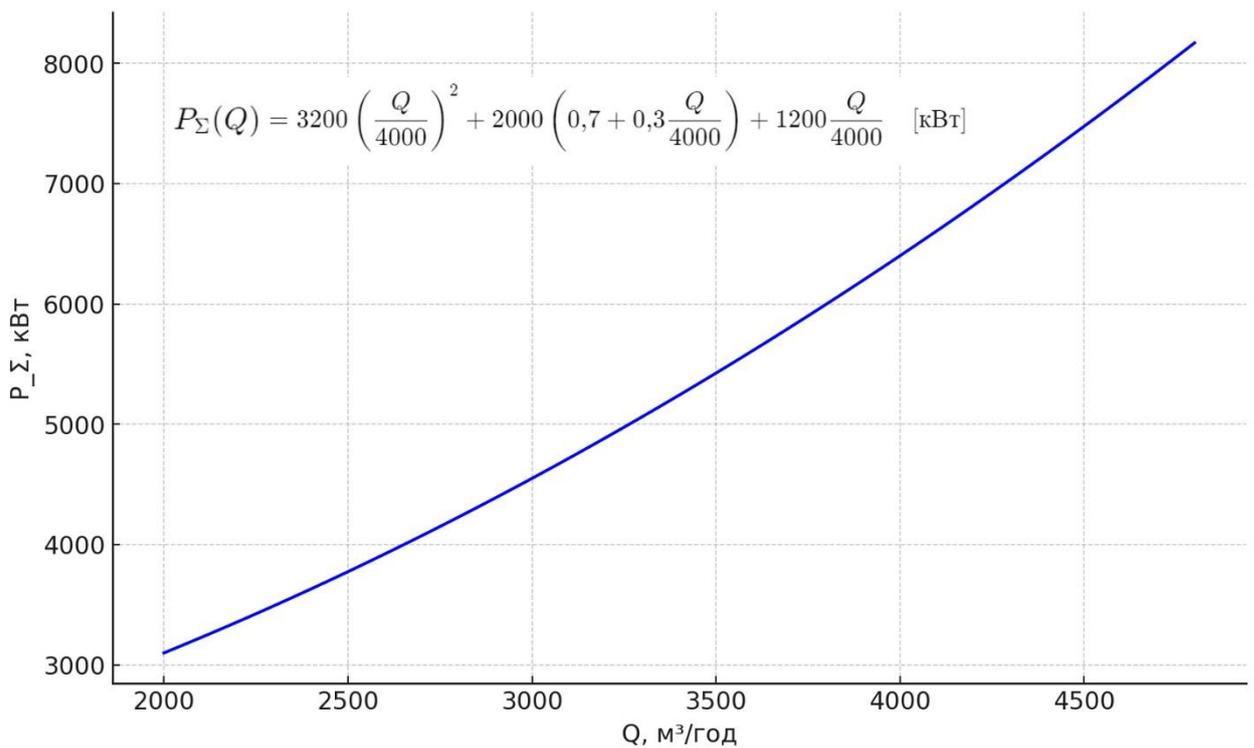


Рис. Б10 – Залежність сумарних втрат від витрати

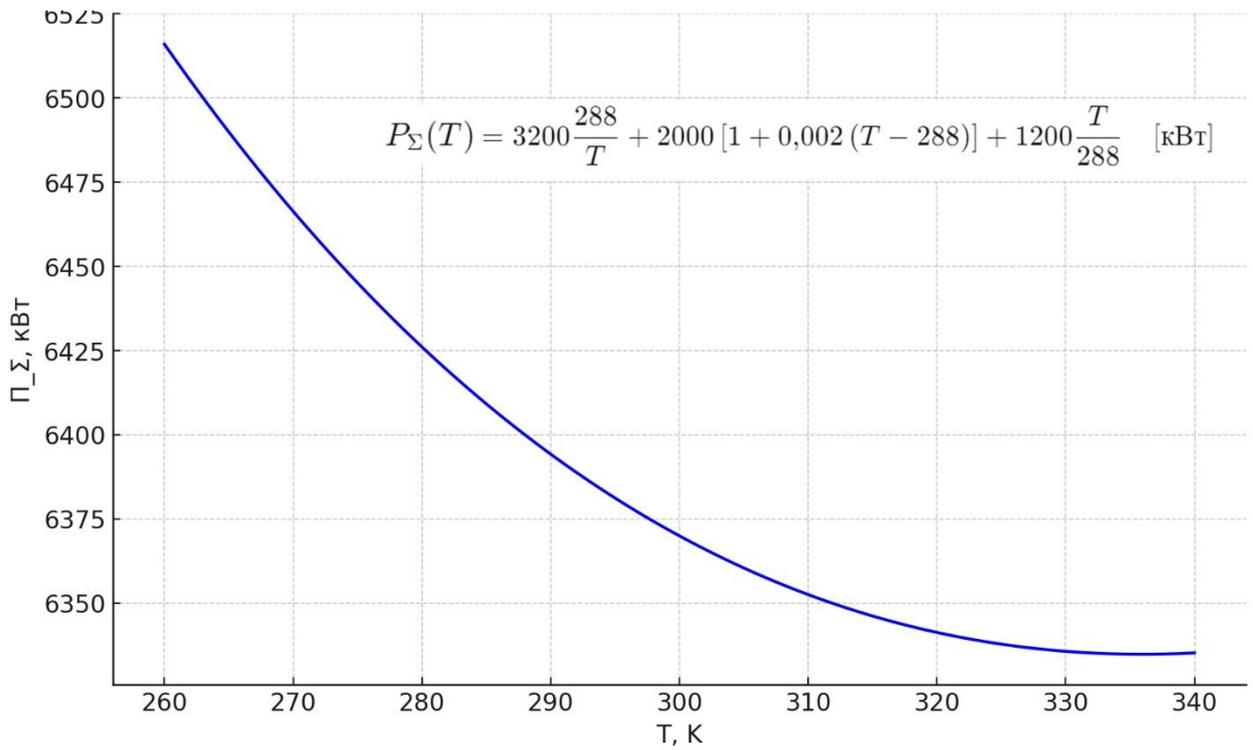


Рис. Б11 – Залежність сумарних втрат від температури

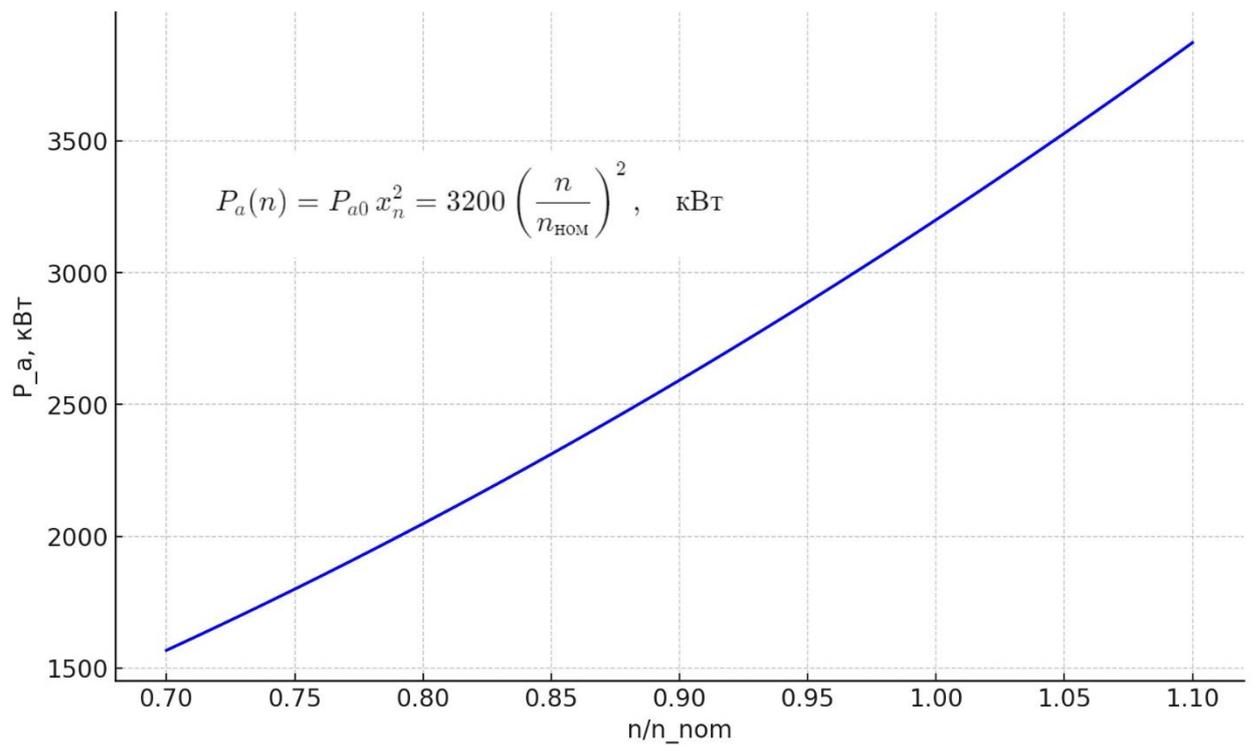


Рис. Б12 – Залежність газодинамічних втрат від частоти обертання

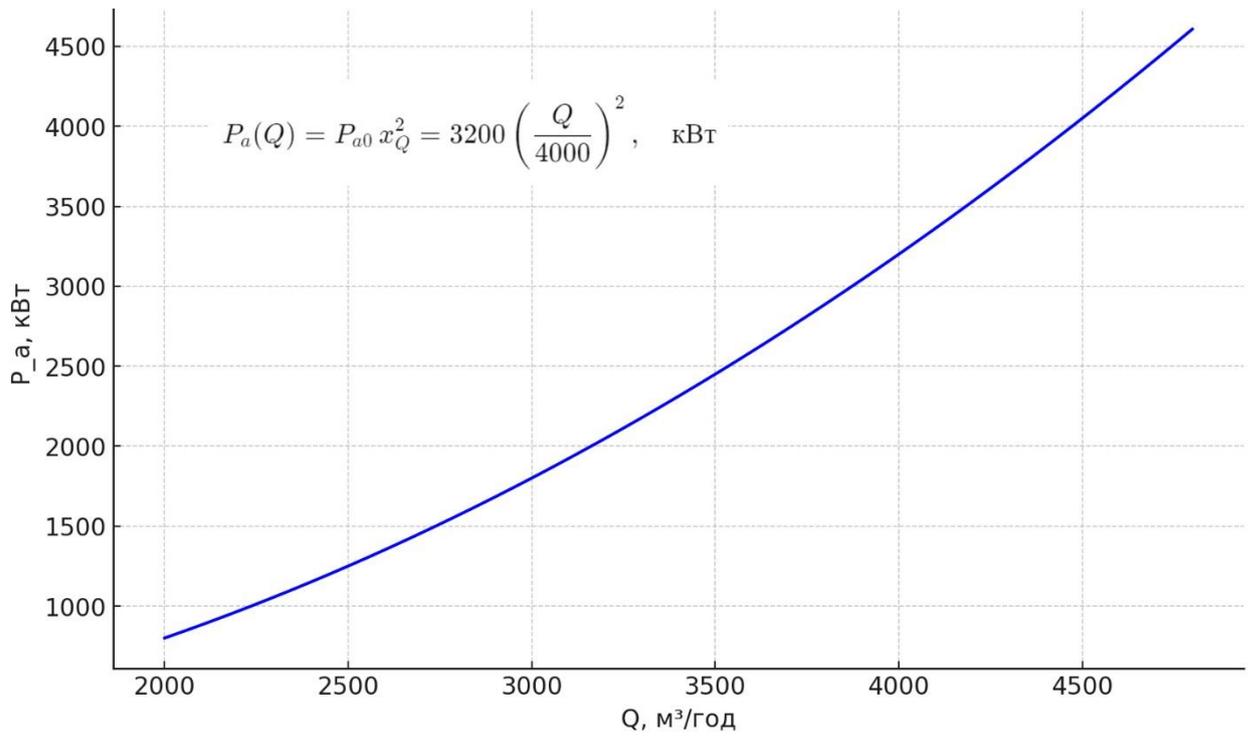


Рис. Б13 – Залежність газодинамічних втрат від витрати

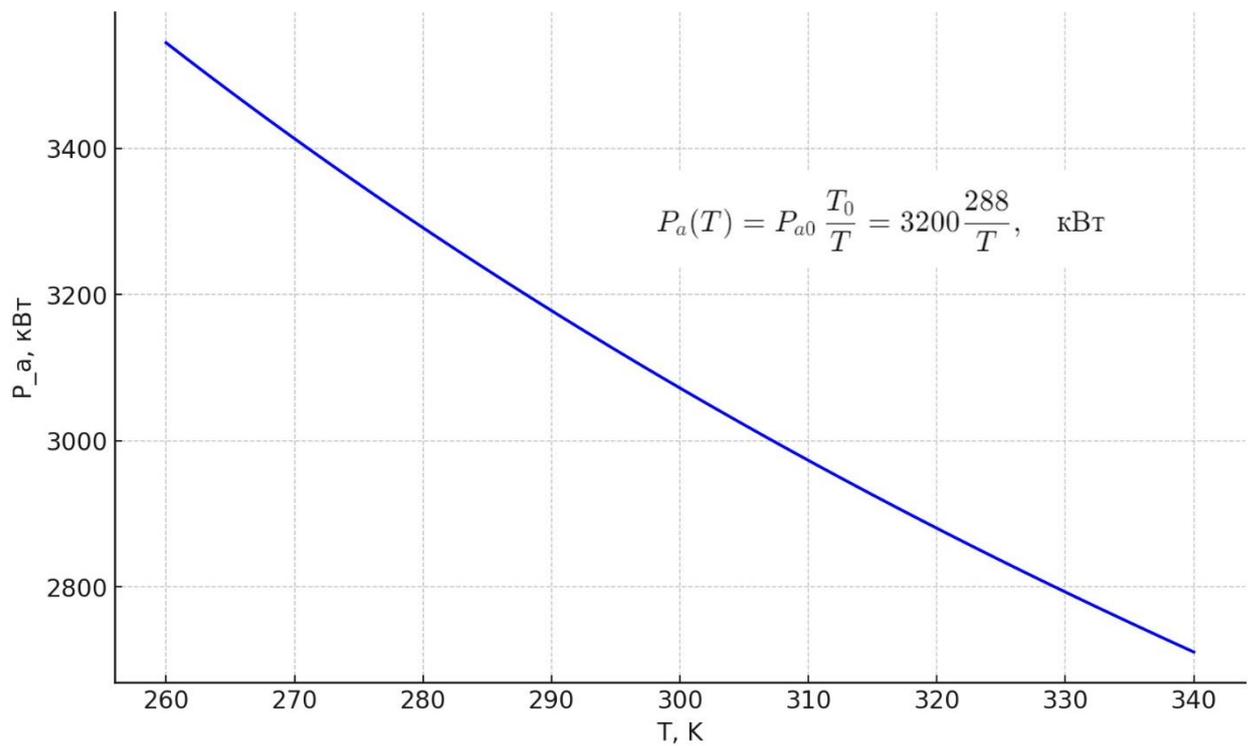


Рис. Б14 – Залежність газодинамічних втрат від температури

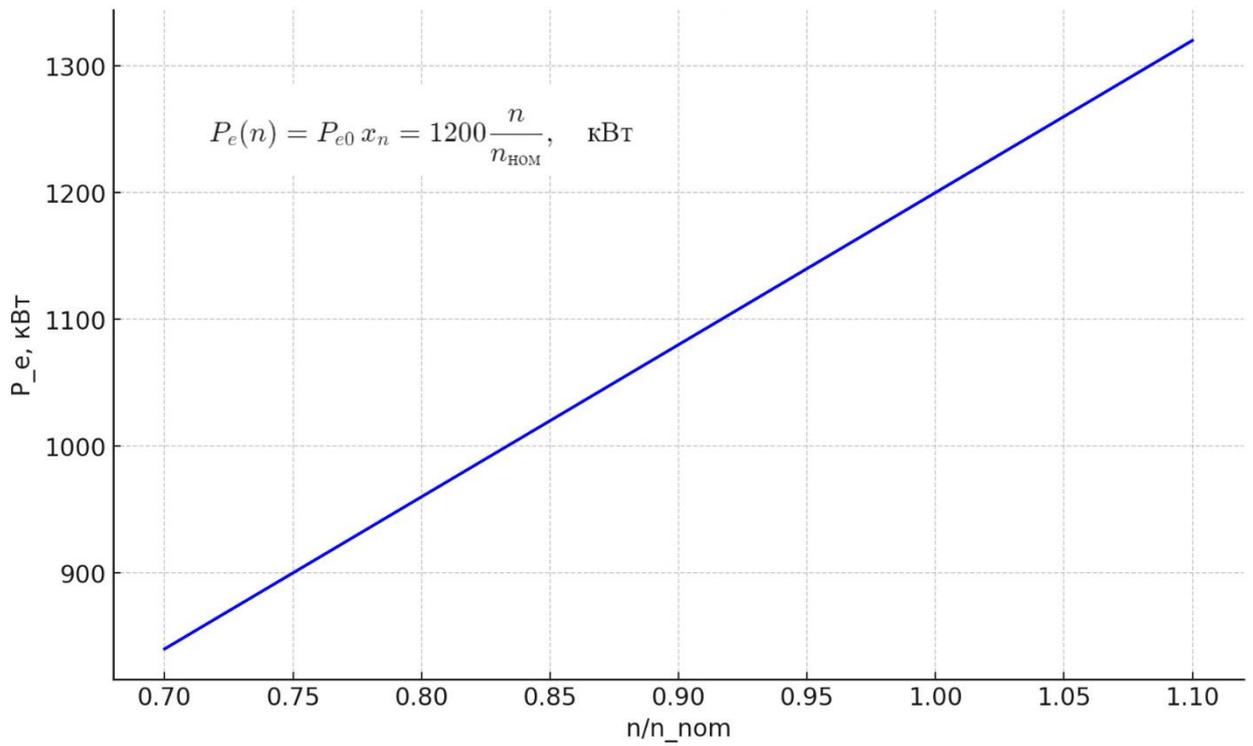


Рис. Б15 – Залежність електричних втрат від частоти обертання

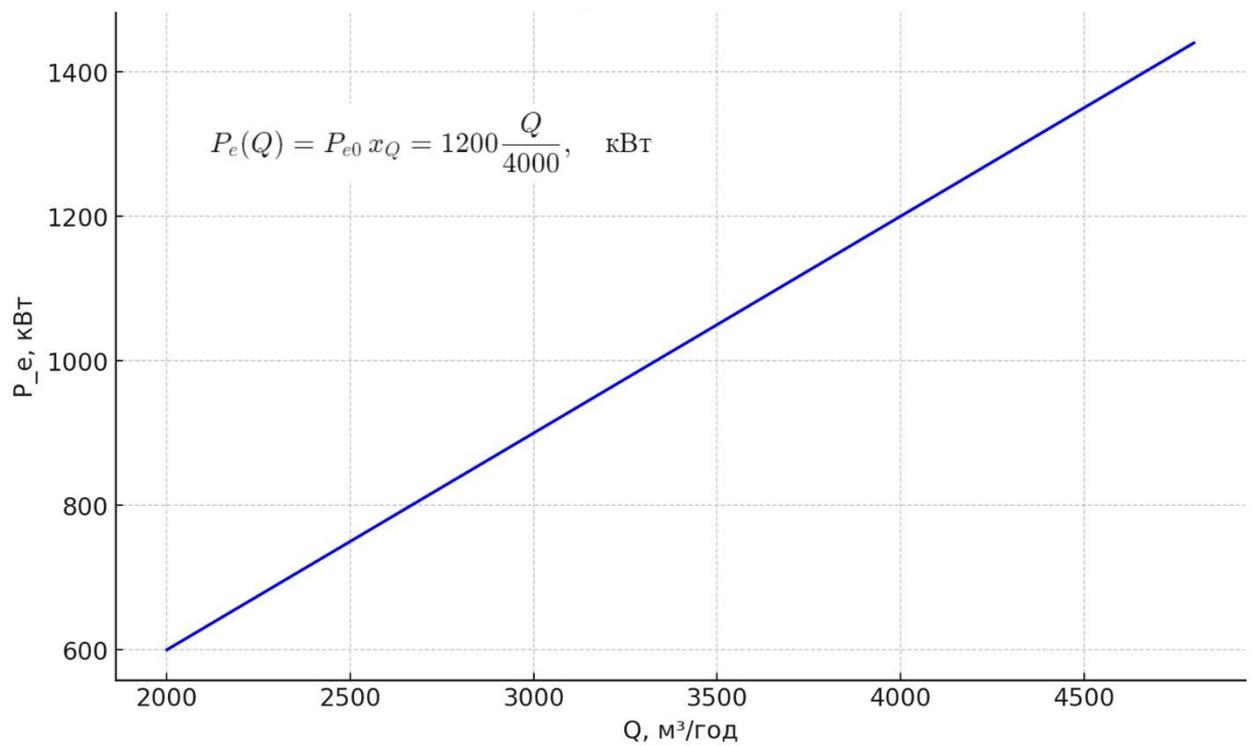


Рис. Б16 – Залежність електричних втрат від витрати

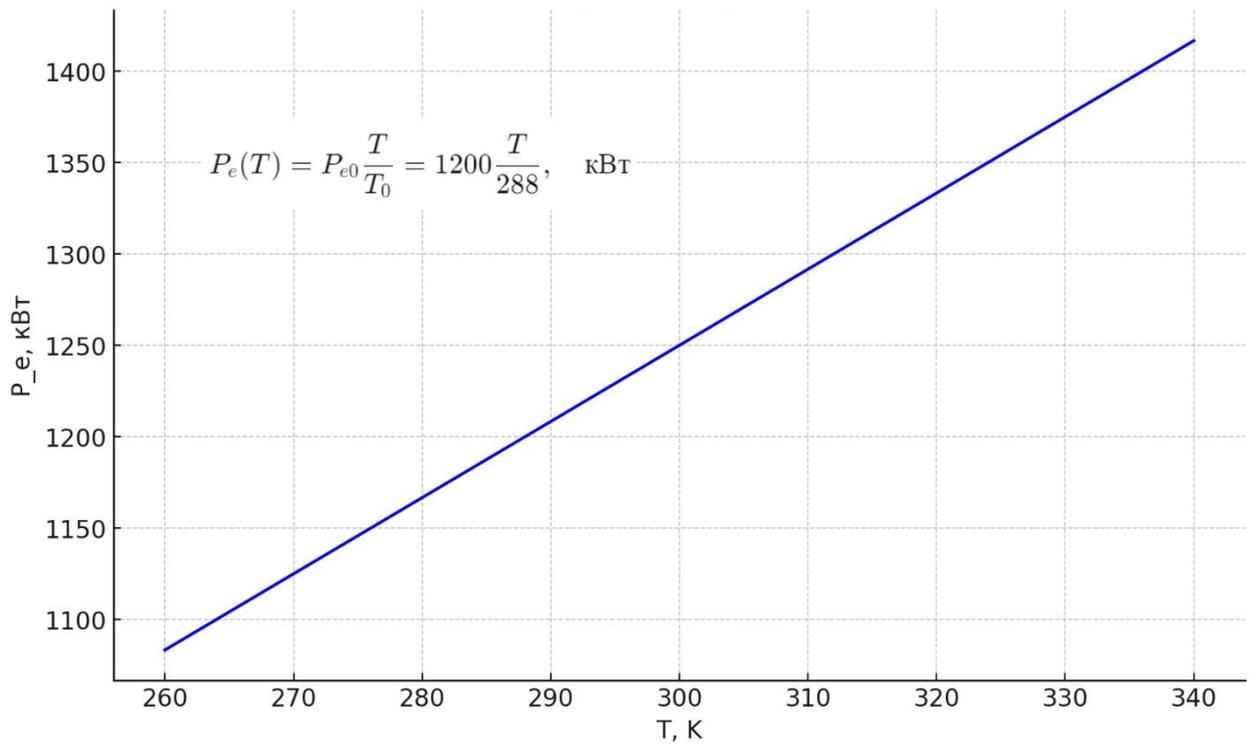


Рис. Б17 – Залежність електричних втрат від температури

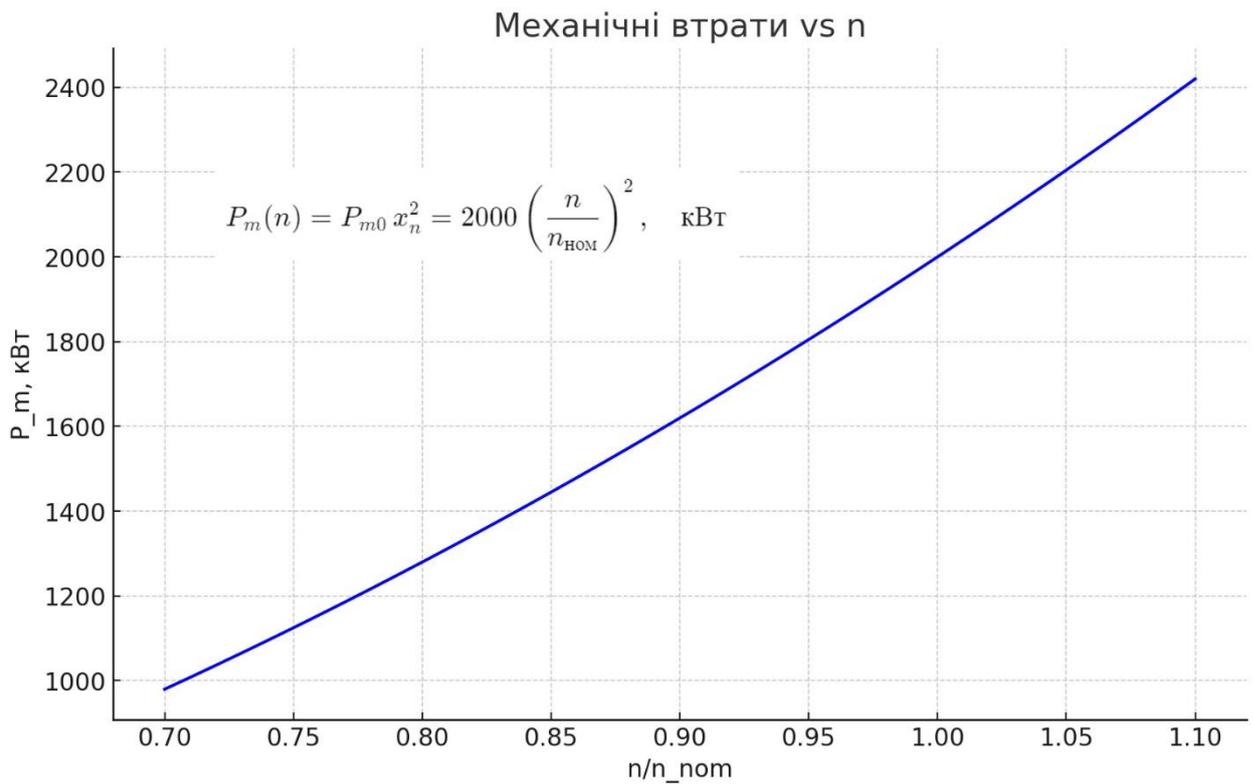


Рис. Б18 – Залежність механічних втрат від частоти обертання

Додаток Г. Акти впровадження

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор Зміївської ТЕС

ПАТ «ЦентрЕнерго»

Г.А.Бабенко

“ 10.05.2017 ” р.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів дисертаційних досліджень аспіранта кафедри автоматизації,
метрології та енергоефективних технологій
Навчально-наукового інституту
«Українська інженерно-педагогічна академія»
Харківського національного університету імені В.Н.Каразіна

Насирова Сергія Володимировича

на Зміївській ТЕС

за темою:

“Підвищення показників якості роботи компресорних станцій”

Підстава: договір про співпрацю.

Ухвалено комісією у складі:

Голова комісії:

Начальник виробничо-технічного відділу Корчинський Олександр Олегович

Члени комісії:

1. Начальник цеху теплової автоматики та вимірювань
Єлецький Олександр Вікторович
2. Начальник цеху налагоджування та випробувань
Колісник Андрій Григорович

Результати дисертаційних досліджень Насирова Сергія Володимировича в рамках науково-дослідної роботи мають практичну цінність при використанні на Зміївській ТЕС. Основні положення, які будуть використовуватись на Зміївській ТЕС складають:

1. Методика визначення комплексного показника якості компресорних установок, які експлуатуються на станції.
2. Структури систем автоматичного керування компресорними установками, які працюють за критерієм максимальної енергоефективності.

Запровадження вищезазначених результатів дозволяє підвищити економічність роботи енергоблоків шляхом зменшення втрат енергії на власні потреби та покращити показники якості роботи компресорних установок, які експлуатуються на станції.

Голова комісії:

 О.О. Корчинський

Члени комісії:

 О.В.Єлецький
 А.Г.Колісник

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директора Навчально-наукового
інституту «Українська інженерно-
педагогічна академія» Харківського
національного університету
імені В.Н.Каразіна, доктор
педагогічних наук, професор
Денис КОВАЛЕНКО



12 2025 р.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів наукових досліджень дисертаційної роботи

Насирова Сергія Володимировича
в навчальному процесі

Навчально-наукового інституту «Українська інженерно-педагогічна академія»
Харківського національного університету імені В.Н.Каразіна

Комісія у складі: голови – в.о. завідувача кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій, доктора технічних наук, професора Канюка Г.І.; членів комісії: кандидата технічних наук, доцента кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій Антоненко Н.С., кандидата технічних наук, доцента кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій Мезері А.Ю. встановила, що результати наукових досліджень Насирова С. В. запровадженні в навчальному процесі ННІ «УІПА» у вигляді:

1. Лекційних занять з дисципліни «Автоматизовані системи управління технологічними процесами і об'єктами» за темою «Автоматизовані системи керування компресорними установками»
2. Лекційних занять з дисципліни «Сучасні методи та алгоритми систем автоматичного керування» за темою «Методи підвищення ефективності систем керування компресорними установками»
3. При виконанні курсових та дипломних проектів магістрів у галузі енергетики

Голова комісії

Доктор технічних наук, професор

Геннадій КАНЮК

Члени комісії

Кандидат технічних наук,
доцент
Кандидат технічних наук,
доцент

Наталія АНТОНЕНКО

Андрій МЕЗЕРЯ

Погоджено

Заступник директора ННІ «УІПА»
Кандидат технічних наук, доцент

Сергій ПЕТРОВ

Онлайн сервіс створення та перевірки кваліфікованого та удосконаленого електронного підпису

ПРОТОКОЛ
створення та перевірки кваліфікованого та удосконаленого електронного підпису

Дата та час: 13:45:25 10.02.2026

Назва файлу з підписом: Corr._09.02_Дисс_Насиров.docx.p7s
Розмір файлу з підписом: 11.8 МБ

Перевірені файли:
Назва файлу без підпису: Corr._09.02_Дисс_Насиров.docx
Розмір файлу без підпису: 11.8 МБ

Результат перевірки підпису: Підпис створено та перевірено успішно. Цілісність даних підтверджено

Підписувач: Насиров Сергій Володимирович
П.І.Б.: Насиров Сергій Володимирович
Країна: Україна
РНОКПП: 2925500895

Час підпису (підтверджено кваліфікованою позначкою часу для підпису від Надавача): 13:45:13 10.02.2026

Сертифікат виданий: "Дія". Кваліфікований надавач електронних довірчих послуг
Серійний номер: 514B5C86A1E5DA1104000000CF48D40071B16205
Тип носія особистого ключа: ЗНКІ криптомодуль ІІТ Гряда-301
Алгоритм підпису: ДСТУ 4145
Тип підпису: Кваліфікований
Тип контейнера: Підпис та дані в одному файлі (CAAdES enveloped)
Формат підпису: З повними даними ЦСК для перевірки (CAAdES-X Long)
Сертифікат: Кваліфікований

Версія від: 2025.08.25 13:00