

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

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ЧИРОЧКІН ДЕНИС ОЛЕКСАНДРОВИЧ

УДК 681.5:621.65

ДИСЕРТАЦІЯ

**УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ СИСТЕМ
КЕРУВАННЯ ГЛИБИННИМИ НАСОСАМИ**

Спеціальність: 152 Метрологія та інформаційно-вимірвальна 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
_____ Чирочкін Д.О.

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

Харків – 2026

АНОТАЦІЯ

Чирочкін Д. О. Удосконалення методів підвищення якості систем керування глибинними насосами – 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-вимірювальна 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 ННІ «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 вирішено актуальні науково-технічні проблеми, що полягають у підвищенні показників якості систем керування глибинними насосами відцентрового та гвинтового типів шляхом забезпечення оптимальних і ефективних режимів їх функціонування у сталих та перехідних процесах при нормальних умовах експлуатації. Реалізація цього завдання дає змогу істотно покращити показники якості глибинних насосів, зокрема економічність та енергоефективність, завдяки зменшенню енергетичних втрат у насосах та підвищенню рівня енерго- та ресурсозбереження на насосних станціях.

Головним напрямом досліджень є вдосконалення методів підвищення якості функціонування систем керування глибинними насосами відцентрового та гвинтового типів шляхом застосування енергоефективного керування, а саме розробка наукових підходів і технічних рішень, що можуть слугувати базою для створення ефективних алгоритмів керування,

спрямованих на суттєве підвищення показників енергоефективності та динамічних показників роботи глибинних насосів.

Мета досліджень полягає в удосконаленні методів підвищення показників якості глибинних насосів відцентрового та гвинтового типів шляхом синтезу ефективних систем керування, які забезпечують мінімальні втрати енергії в глибинних насосах в нормальних режимах експлуатації.

Об'єктом досліджень є процеси підвищення показників якості роботи глибинних насосів відцентрового та гвинтового типів в нормальних режимах експлуатації.

Предметом досліджень є наукові методи, нормативне забезпечення і технічні засоби підвищення показників якості роботи глибинних насосів відцентрового та гвинтового типів.

Методи дослідження. Методи, які використовуються в дослідженні, базуються на сучасних підходах теоретичних та експериментальних досліджень, а саме: аналіз та узагальнення науково-технічних джерел; системний аналіз технічних та експлуатаційних характеристик насосних установок; математичне моделювання для побудови нелінійних та лінеаризованих моделей глибинних насосів; методи теорії автоматичного керування для розроблення структур регуляторів, аналізу стійкості, побудови передатних функцій та визначення оптимальних параметрів регулювання; оптимізаційні методи для налаштування параметрів регуляторів за критеріями якості, мінімізації енерговитрат та забезпечення високих динамічних характеристик, методи ідентифікації; комп'ютерне моделювання для аналізувати динаміку насосних установок та перевірки працездатності запропонованих рішень; статистичні методи обробки результатів експериментальних досліджень.

Наукова новизна одержаних результатів.

Основні наукові результати досліджень складають:

1. Удосконалено комплексний критерій якості роботи глибинних насосів відцентрового та гвинтового типів шляхом поєднання показників якості роботи насоса та показників якості системи керування, що дає можливість використовувати його як основний критерій оптимальності.

2. Набули подальшого розвитку методи підвищення якості роботи глибинних насосів шляхом структурного синтезу і оптимізації систем керування та використання удосконаленого комплексного показника якості, що дає можливість підтримувати ефективність роботи насоса в процесі експлуатації на максимальному рівні.

3. Набули подальшого розвитку математичні моделі систем автоматичного керування глибинними насосами відцентрового та гвинтового типів в сталих та перехідних режимах експлуатації шляхом врахування інерційності насоса та нелінійності функцій втрат, що дозволяє визначати та аналізувати основні показники якості роботи насосів.

4. Вперше розроблено структуру системи автоматичного керування глибинними насосами відцентрового та гвинтового типів з використанням еталонної математичної моделі, що дозволяє визначати та підтримувати високі показники якості роботи безпосередньо в процесі експлуатації.

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* представлено комплексний аналіз роботи глибинних насосів та факторів, що визначають їх якість і ефективність у процесі експлуатації. Розглянуто особливості функціонування глибинних насосів різних типів, зокрема відцентрових і гвинтових, з урахуванням їх конструктивних характеристик, гідравлічних режимів та умов роботи в

свердловинах і насосних станціях. Детально проаналізовано основні показники якості глибинних насосів, серед яких подача, напір, ККД, енергоспоживання, надійність, стабільність роботи у перехідних режимах та чутливість до зовнішніх збурень.

Здійснено огляд сучасних підходів до підвищення якості глибинних насосів, включно з методами оптимізації гідравлічних характеристик, зменшення енергетичних втрат, удосконалення конструкції робочих органів та впровадження енергоощадних режимів роботи. Проаналізовано нормативно-технічне забезпечення, що регламентує вимоги до ефективності, надійності та експлуатаційних показників насосного обладнання, а також окреслено його вплив на сучасні тенденції розвитку насособудування.

Особливу увагу приділено системам керування глибинними насосами, які визначають стабільність їх роботи в різних режимах. Наведено аналіз традиційних та сучасних методів керування, включаючи частотне регулювання, адаптивні та енергоефективні алгоритми, здатні забезпечити оптимізацію режимів роботи й підвищення загальної ефективності обладнання.

На основі проведених досліджень сформульовано висновки щодо актуальних проблем, способів їх вирішення та напрямів подальшого вдосконалення глибинних насосів і систем їх керування.

У другому розділі представлено системне дослідження та математичне моделювання роботи глибинних насосів відцентрового та гвинтового типів із метою кількісної оцінки показників їх ефективності, надійності та енергетичних характеристик у різних режимах експлуатації. Розділ охоплює як теоретичні підходи до побудови моделей глибинних насосів, так і практичні аспекти застосування цих моделей у системах автоматичного керування, що забезпечують підвищення якості функціонування насосного обладнання.

Сформульовано основні задачі математичного моделювання глибинних насосів, серед яких визначення їх перехідних характеристик, прогнозування режимів роботи, аналіз впливу збурень та оцінювання енергетичних втрат у процесі перекачування рідини. Встановлено ключові вимоги до математичних моделей, які повинні забезпечувати відповідність реальним фізичним процесам, враховувати гідравлічні та механічні властивості насосного обладнання, бути простими в розрахунках та придатними для використання у системах керування. Окремо окреслено вимоги до моделей для гвинтових і відцентрових насосів, що зумовлено їх принциповими конструктивними та гідродинамічними відмінностями. Розглянуто специфічні вимоги до моделювання в контурі керування, зокрема необхідність урахування динамічних затримок та нелінійностей.

Наведено методи опису динаміки насосів на основі рівнянь другого порядку, напірно-витратних характеристик, а також залежностей ККД від параметрів робочої точки. Моделі враховують зміну швидкості обертання, вплив частотного регулювання, а також поведінку насоса у перехідних режимах. Для гвинтових насосів розглянуто математичні залежності, які описують об'ємний принцип їх роботи, утворення та руйнування камер перекачування, вплив тиску та в'язкості рідини на продуктивність і енергоспоживання. Моделі адаптовано до випадків роботи у свердловинних умовах, де важливими є нерівномірність навантаження та вплив складу видобувної рідини.

Наведено математичні моделі показників якості глибинних насосів, включаючи подачу, напір, частоту обертання, коефіцієнт корисної дії, стабільність режимів і динамічну точність. Запропоновано аналітичні залежності для оцінювання якості в сталих і перехідних режимах, а також методи розрахунку інтегральних критеріїв якості.

Проведено математичне моделювання втрат енергії, де розглянуто гідравлічні, механічні, об'ємні та швидкісні втрати. Визначено підходи до

їх мінімізації через оптимізацію режимів роботи, керування частотою обертання та адаптацію системи керування до змін параметрів перекачуваного середовища.

В *третьому розділі* розглянуто комплекс проблем та рішень, пов'язаних із підвищенням показників якості глибинних насосів шляхом удосконалення систем їх автоматичного керування. Розділ присвячено формуванню науково обґрунтованих підходів до оптимізації режимів роботи глибинних насосів, їх моделювання в контурах керування, а також синтезу енергоефективних систем керування, здатних забезпечити зменшення енергетичних втрат, підвищення надійності та покращення експлуатаційних характеристик насосного обладнання.

Постановлено задачу оптимізації режимів роботи глибинних насосів. Сформульовано критерії оптимальності, які охоплюють енергоефективність, стабільність роботи, мінімізацію динамічних відхилень та забезпечення роботи в зоні максимально можливого коефіцієнта корисної дії. Окреслено обмеження, пов'язані з конструктивними особливостями відцентрових і гвинтових насосів, а також із впливом зовнішніх збурювальних факторів та особливостей експлуатаційного середовища.

Наведено порівняльний аналіз різних варіантів структур керування з позиції ефективності, гнучкості та стабільності.

Побудовано лінеаризовані векторні моделі системи керування глибинними насосами, що дозволяє застосовувати сучасні методи оптимального та адаптивного керування.

Запропоновано підходи до мінімізації втрат енергії в глибинних насосах шляхом адаптивного коригування режимів роботи, оптимізації частоти обертання.

Виконано структурний синтез енергоефективної системи керування глибинним насосом. Розроблена структура враховує вимоги до стабільності, енергоефективності та швидкодії, а також забезпечує можливість адаптації

параметрів регуляторів до змін зовнішніх умов та технічного стану обладнання.

У четвертому розділі представлено комплекс експериментальних досліджень, спрямованих на оцінювання реальних робочих характеристик глибинних насосів відцентрового та гвинтового типів, а також на визначення резервів підвищення їх якості шляхом удосконалення режимів роботи та параметрів систем керування. Розділ охоплює аналіз експериментальних даних, ідентифікацію математичних моделей, оптимізацію регуляторів і режимів роботи, а також розрахунок комплексних показників якості та оцінку потенціалу їх покращення.

Наведено експериментальні характеристики насосів різних типів, що отримані у реальних умовах експлуатації. Представлено типові напірно-витратні характеристики, залежності коефіцієнта корисної дії від подачі, а також графіки енергоспоживання в різних режимах роботи. Описані закономірності дозволяють визначити фактичні енергетичні втрати, нестабільності у роботі насосів та діапазони, у яких їх ефективність мінімальна або, навпаки, максимальна.

Визначено кореляційні зв'язки між параметрами, що дозволяє формувати аналітичні залежності для подальшого структурно-параметричного синтезу. Отримано регресійні моделі є базою для оцінювання впливу технологічних параметрів на показники якості насосів.

Виконано ідентифікацію динамічних моделей глибинних насосів за експериментальними характеристиками. Представлено підхід, що передбачає визначення параметрів моделей другого порядку або більш складних структур на основі експериментальних сигналів. Ідентифіковані моделі забезпечують можливість оцінювання динамічної точності системи, реакції на збурення, часу перехідних процесів та амплітуди коливань.

Показано, що налаштування ПД-регуляторів відповідно до інтегральних критеріїв якості або енергетичних показників, дозволяє

зменшити час перехідного процесу, покращити стабільність роботи та знизити енергетичні втрати.

Наведено результати оптимізації режимів роботи глибинних насосів, зокрема вибір робочої точки, частоти обертання, параметрів навантаження. Показано, що перехід до частотно-регульованого керування забезпечує значне зниження енерговитрат за умови правильного визначення оптимального режиму.

Наведено методи інтегрального оцінювання роботи насосів з урахуванням ККД, стабільності, динамічних властивостей та енергоспоживання. Сформульовано підхід до визначення резервів підвищення комплексного показника якості, що ґрунтується на збільшенні ККД, зменшенні втрат енергії та удосконаленні роботи систем керування. Виконано порівняння роботи насосів у звичайних та оптимізованих режимах, наведено кількісні оцінки можливого підвищення ефективності.

Розроблено проєкт технічних умов «Забезпечення високих показників якості роботи глибинними насосами при їх автоматизованому керуванні».

Результати досліджень можуть бути впровадженні в автоматизованих системах керування глибинними насосами відцентрового та гвинтового типів.

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 викладено у 9 наукових працях, серед них: 5 статей у фахових виданнях України, 4 тези доповідей на міжнародних конференціях.

Ключові слова: показники якості, оптимізація, енергозбереження, техніко-економічні показники, глибинні насоси, система керування, насосна установка, економічність, нормативне забезпечення, кваліметричні методи

ABSTRACT

Chirochkin D. O. Improving methods for improving the quality of submersible pump control systems – Qualification research 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 V. N. Karazin Kharkiv National University within the framework of state-funded research and development work FN-21-05 "Development of algorithms and structures of energy-saving automated control systems for injection units of oil and gas pumping stations."

The dissertation work deepens the solution of the current scientific and technical problem, which consists in increasing the quality indicators of deep well pumps of centrifugal and screw types by ensuring optimal and effective modes of their functioning in steady and transient processes under normal operating conditions. The implementation of this task makes it possible to significantly improve the quality indicators of deep well pumps, in particular, economy and energy efficiency, due to the reduction of energy losses in pumps and the increase in the level of energy and resource conservation at pumping stations.

The main direction of research is to improve methods for improving the quality of functioning of centrifugal and screw-type submersible pumps through the use of energy-efficient control, namely the development of scientific approaches and technical solutions that can serve as the basis for creating energy-efficient control algorithms aimed at significantly increasing the energy efficiency of submersible pumps.

Purpose of the study. It consists in improving methods for increasing quality indicators submersible pumps of centrifugal and screw types by synthesizing effective control systems that ensure minimal energy losses in submersible pumps in normal operating modes.

Research object: processes for improving work quality indicators submersible pumps of centrifugal and screw types in normal operating modes.

Subject of research: scientific methods, regulatory support and technical means improving work quality indicators submersible pumps of centrifugal and screw types.

Research methods. The methods used in the study are based on modern approaches to theoretical and experimental research, namely: analysis and generalization of scientific and technical sources; system analysis of technical and operational characteristics of pumping units; mathematical modeling for building nonlinear and linearized models of deep pumps; methods of automatic control theory for developing regulator structures, stability analysis, building transfer functions, frequency characteristics and determining optimal regulation parameters; optimization methods for setting regulator parameters according to quality criteria, minimizing energy consumption and ensuring the best dynamic characteristics, adaptive and identification methods; computer modeling for analyzing the dynamics of pumping units and checking the operability of the proposed solutions, statistical methods for processing results.

Scientific novelty of the results obtained.

The main scientific results of the research are:

1. Improved comprehensive work quality criterion submersible pumps of centrifugal and screw types, which can be used as the main criterion for optimizing effective control systems.
2. Methods for improving the quality of operation of deep well pumps through structural synthesis and optimization of control systems have been further developed, which makes it possible to increase the energy efficiency index.

3. Mathematical models of automatic control systems for centrifugal and screw-type submersible pumps have been further developed in steady and transient operating modes, which allows you to determine and analyze the main indicators of the quality of their work.

4. The structure of the automatic control system has been developed for submersible centrifugal and screw pumps using a reference mathematical model, which allows determining and maintaining high performance indicators directly during operation.

The first section presents a comprehensive analysis of the operation of submersible pumps and factors that determine their quality and efficiency during operation. The features of the functioning of submersible pumps of various types, in particular centrifugal and screw, are considered, taking into account their design characteristics, hydraulic modes and operating conditions in wells and pumping stations. The main quality indicators of submersible pumps are analyzed in detail, including flow, head, efficiency, energy consumption, reliability, stability of operation in transient modes and sensitivity to external disturbances.

A review of modern approaches to improving the quality of submersible pumps is carried out, including methods for optimizing hydraulic characteristics, reducing energy losses, improving the design of working bodies, and introducing energy-saving operating modes. The regulatory and technical support regulating the requirements for efficiency, reliability, and operational performance of pumping equipment is analyzed, and its impact on modern trends in the development of pump engineering is outlined.

Special attention is paid to the control systems of submersible pumps, which determine the stability of their operation in different modes. An analysis of traditional and modern control methods, including frequency control, adaptive and energy-efficient algorithms, is presented, capable of optimizing operating modes and increasing the overall efficiency of the equipment.

Based on the conducted research, conclusions were formulated regarding

current problems, methods for solving them, and directions for further improvement of submersible pumps and their control systems.

The second section presents a systematic study and mathematical modeling of the operation of centrifugal and screw-type submersible pumps in order to quantitatively assess their efficiency, reliability, and energy characteristics in various operating modes. The section covers both theoretical approaches to building models of submersible pumps and practical aspects of using these models in automatic control systems that ensure improved quality of pumping equipment.

The main tasks of mathematical modeling of deep well pumps are formulated, including determining their transient characteristics, predicting operating modes, analyzing the impact of disturbances, and estimating energy losses in the process of pumping fluid. Key requirements for mathematical models are established, which must ensure adequacy to real physical processes, take into account the hydraulic and mechanical properties of pumping equipment, be stable in calculations, and suitable for use in control systems. Separately, the requirements for models for screw and centrifugal pumps are outlined, which is due to their fundamental design and hydrodynamic differences. Specific requirements for modeling in the control loop are considered, in particular, the need to take into account dynamic delays, nonlinearities, drive saturation, and the influence of feedback.

Methods for describing the dynamics of pumps based on second-order equations, pressure-flow characteristics, and efficiency dependences on operating point parameters are presented. The models take into account the change in rotation speed, the influence of frequency control, and the behavior of the pump in transient modes. For screw pumps, mathematical dependencies are considered that describe the volumetric principle of their operation, the formation and destruction of pumping chambers, the influence of pressure and fluid viscosity on productivity and energy consumption. The models are adapted to cases of operation in well conditions, where load non-uniformity and the influence of the

composition of the production fluid are important.

Mathematical models of the quality indicators of submersible pumps are presented, including flow, head, speed, efficiency, regime stability and dynamic accuracy. Analytical dependencies for assessing quality in steady and transient regimes, as well as methods for calculating integral quality criteria, are proposed.

Mathematical modeling of energy losses was carried out, where hydraulic, mechanical, volumetric and velocity losses were considered. Approaches to their minimization were determined through optimization of operating modes, speed control and adaptation of the control system to changes in the parameters of the pumped medium.

The third section considers a set of problems and solutions related to improving the quality of submersible pumps by improving their automatic control systems. The section is devoted to the formation of scientifically sound approaches to optimizing the operating modes of submersible pumps, their modeling in control loops, as well as the synthesis of energy-efficient control systems capable of reducing energy losses, increasing reliability, and improving the operational characteristics of pumping equipment.

The task of optimizing the operating modes of deep well pumps is set. Optimality criteria are formulated, which include energy efficiency, stability of operation, minimization of dynamic deviations and ensuring operation in the zone of the maximum possible efficiency. The limitations associated with the design features of centrifugal and screw pumps, as well as the influence of external disturbing factors and features of the operating environment are outlined.

A comparative analysis of different options for management structures from the standpoint of efficiency, flexibility, and stability is presented.

Linearized vector models of the deep well pump control system have been constructed, which allows the application of modern methods of optimal and adaptive control.

Approaches to minimizing energy losses in submersible pumps by

adaptively adjusting operating modes and optimizing rotation frequency are proposed. The structure of an energy-saving deep-well pump control system has been synthesized. The developed structure takes into account the requirements for stability, energy efficiency, and speed, and also provides the ability to adapt the controller parameters to changes in external conditions and the technical condition of the equipment.

The fourth section presents a set of experimental studies aimed at assessing the real operating characteristics of centrifugal and screw-type submersible pumps, as well as determining the reserves for improving their quality by improving operating modes and parameters of control systems. The section covers the analysis of experimental data, identification of mathematical models, optimization of regulators and operating modes, as well as the calculation of complex quality indicators and assessment of the potential for their improvement.

Experimental characteristics of pumps of different types, obtained in real operating conditions, are presented. Typical pressure-flow curves, dependences of the efficiency coefficient on the supply, as well as energy consumption graphs in different operating modes are presented. The described patterns allow determining the actual energy losses, instabilities in the operation of pumps and the ranges in which their efficiency is minimal or, conversely, maximal.

Correlations between parameters have been determined, which allows forming analytical dependencies for further modeling. The established regression models become the basis for assessing the influence of technological parameters on pump quality indicators.

The dynamic models of deep well pumps are identified based on experimental characteristics. An approach is presented that involves determining the parameters of second-order models or more complex structures based on experimental input-output signals. The identified models provide the ability to assess the dynamic accuracy of the system, response to disturbances, transient time, and amplitude of oscillations.

It has been shown that tuning PID controllers according to ISE, IAE, ITAE or energy performance criteria allows reducing transient time, improving stability,

and reducing energy losses.

The results of studies on the optimization of operating modes of deep well pumps are presented, in particular the selection of the operating point, rotation speed, and load parameters. It is shown that the transition to frequency-controlled control provides a significant reduction in energy consumption provided that the optimal mode is correctly determined.

Methods for integral assessment of pump performance are presented, taking into account efficiency, stability, dynamic properties and energy consumption. An approach to determining reserves for improving the complex quality indicator is formulated, which is based on increasing efficiency, reducing energy losses and improving the operation of control systems. A comparison of pump performance in suboptimal and optimized modes is performed, and quantitative estimates of possible efficiency improvements are provided.

A draft of technical specifications has been developed entitled 'Ensuring High Performance Indicators of Submersible Pumps under Automated Control.

The research results can be implemented in automated control systems for centrifugal and screw-type submersible pumps.

The new scientific results obtained in the work are used in the educational process of the V. N. Karazin Kharkiv National University in the form of new additional sections in lecture courses on the following disciplines: "Modern methods and algorithms of automatic control systems", "Automatic systems for regulating technological processes".

The materials of the dissertation are sufficiently fully presented in 9 scientific publication, including: 5 articles in professional publications of Ukraine, 4 abstracts of reports at international conferences.

Keywords: quality indicators, optimization, energy saving, technical and economic indicators, deep well pumps, control system, pumping unit, efficiency, standards and regulations support

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

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

1. Канюк Г.І., Мезеря А.Ю., Василець Т.Ю., Келеберда С.М., Пономаренко А.С., **Чирочкін Д.О.** Оптимізація показників якості технологічних процесів об'єктів керування в енергетиці. *Машинобудування*. 2023. №32. С.55-63. <https://doi.org/10.32820/2079-1747-2023-32-55-63>

2. Канюк Г.І., Мезеря А.Ю., Фурсова Т.М., **Чирочкін Д.О.**, Єпик О.М. Шляхи підвищення показників якості (теплової економічності) електростанцій. *Машинобудування*. 2024. №34. С.61-71. <https://doi.org/10.26565/2079-1747-2024-34-06>

3. Kanuk H.I., Fursova T.M., Mezeria A.U., **Chyrochkin D.O.**, Epik O.M., Shvorak D.O. Analysis of energy efficiency and operational reliability of heat and mass exchange equipment at power plants for improving their performance quality. *Машинобудування*. 2025. №35. С. 17-25. <https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-02>

4. Канюк Г.І., **Чирочкін Д.О.** Аналіз нормативної бази забезпечення високих показників якості роботи насосів глибинних насосних станцій. *Машинобудування*. 2025. №36. С.81-91. <https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-36-08>

5. 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:

6. 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.uepa.karazin.ua/materiali-lix-vseukraïnskoï-naukovo-praktichnoï-konferencii-zdobuvachiv-vishhoï-osviti-osvita-ta-texnologii-dlya-rozvitku-suspilstva/>

7. 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>

8. **Chirochkin D.**, Keleberda S., Kolesnyk V., Ponomarenko A. Improving the quality of control of pumping units in the oil industry. *Збірник тез доповідей LVIII Всеукраїнської конференції науково-педагогічних працівників та аспірантів*. Харків, 2025. С.25. 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

	стор.
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	24
ВСТУП	25
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ РОБОТИ ГЛИБИННИХ НАСОСІВ ТА ЇХ ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ	33
1.1. Аналіз роботи глибинних насосів.....	35
1.1.1. Принцип дії та конструкція глибинних насосів.....	35
1.1.2. Порівняння відцентрових та гвинтових глибинних насосів.....	37
1.1.2. Потужність глибинних насосів та їх використання в Україні.....	41
1.2. Аналіз показників якості глибинних насосів.....	44
1.2.1. Показники якості глибинних насосів.....	44
1.2.2. Вплив показників якості глибинних насосів на ефективність їх роботи	47
1.3. Аналіз шляхів підвищення показників якості глибинних насосів	51
1.4. Аналіз нормативного забезпечення щодо підвищення показників якості глибинних насосів	54
1.5. Аналіз систем керування глибинними насосами	61
1.5.1. Вимоги до систем керування глибинними насосами	61
1.5.2. Класифікація систем керування глибинними насосами	62
1.5.3. Основні функції сучасних систем керування глибинним насосом.....	63
1.5.4. Вплив систем керування на ефективність роботи насосів	63
1.6. Висновки за розділом 1	65
РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ ТА МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ГЛИБИННИХ НАСОСІВ ТА ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ ЇХ РОБОТИ	67
2.1. Задачі та вимоги до математичного моделювання глибинних насосів	67
2.1.1. Основні задачі математичного моделювання глибинних насосів	67
2.1.2. Вимоги до математичних моделей глибинних насосів.....	68
2.1.3. Основні вимоги до моделей гвинтових та відцентрових насосів	69

2.1.4. Вимоги до моделювання в контурі керування.....	70
2.2. Математичне моделювання глибинних насосів відцентрового типу.....	71
2.2.1. Припущення та область застосування моделі.....	71
2.2.2. Стаціонарна гідравлічна модель насосу	71
2.2.3. Енергетична модель: потужність, ККД, момент	72
2.2.4. Динамічна модель обертання електродвигуна й насоса	73
2.2.6. Обмеження по кавітації (NPSH).....	74
2.2.7. Зведена форма моделі для моделювання.....	74
2.3. Математичне моделювання глибинних насосів гвинтового типу	75
2.3.1. Припущення та опис об'єкта	75
2.3.2. Геометрична та об'ємна модель	76
2.3.3. Зв'язок з напором насоса та гідравлічною системою	76
2.3.4. Енергетична модель гвинтового насоса	78
2.3.5. Динамічна модель обертання гвинтового насоса	79
2.3.6. Узагальнена модель у вигляді системи диференціальних рівнянь	80
2.4. Математичне моделювання показників якості глибинних насосів	80
2.4.1. Математичне моделювання показників якості насосів відцентрового типу.....	80
2.4.2. Математичне моделювання показників якості насосів гвинтового типу	84
2.5. Математичне моделювання втрат енергії	88
2.6. Висновки за розділом 2	93
РОЗДІЛ 3. ПІДВИЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ ГЛИБИННИХ НАСОСІВ ШЛЯХОМ УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ.....	95
3.1. Постановка задачі оптимізації режимів роботи глибинних насосів	95
3.2. Структура систем керування глибинними насосами на базі перетворювача частоти	99

3.3. Математичне моделювання системи керування відцентрового насосу	102
3.3.1. Структура системи керування	102
3.3.2. Модель насоса і привода (об'єкт керування)	102
3.3.3. Модель вимірювача (датчика напору/тиску)	104
3.3.4. Математична модель регулятора (ПД)	104
3.3.5. Нелінійна замкнена модель “насос + керування”	105
3.3.6. Лінеаризована модель для аналізу та синтезу регулятора	106
3.4. Математичне моделювання системи керування гвинтового насосу	107
3.5. Лінеаризована векторна модель системи керування глибинним насосом	108
3.5.1. Лінеаризована векторна модель системи керування глибинним насосом відцентрового типу	108
3.5.2. Лінеаризована векторна модель системи керування глибинного насосу гвинтового типу	111
3.6. Мінімізація функції енергетичних втрат в глибинних насосах	115
3.6.1. Статична постановка задачі мінімізації	115
3.6.2. Еквівалентна постановка задачі через питому витрату енергії	115
3.6.3. Спрощена аналітична мінімізація функції втрат	116
3.6.4. Практична процедура мінімізації для глибинного насоса	117
3.7. Синтез структури енергозберігаючої системи керування глибинним насосом	117
3.8. Висновки за розділом 3	121
РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГЛИБИННИХ НАСОСІВ ТА ВИЗНАЧЕННЯ РЕЗЕРВІВ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ	122
4.1. Експериментальні характеристики відцентрових та гвинтових насосів	122

4.2. Регресійний аналіз експериментальних характеристик насосів	125
4.3. Ідентифікація динамічної моделі за експериментальними характеристиками	129
4.3.1. Ідентифікація моделей відцентрового насосу.....	129
4.3.2. Розрахунок передатних функцій системи керування глибинного насосу	132
4.3.3. Ідентифікація моделей гвинтового насосу	136
4.3.4. Ідентифікація лінеаризованої моделі для відцентрового насосу	139
4.3.5. Ідентифікація лінеаризованої моделі для гвинтового насосу	141
4.4. Підвищення показників якості шляхом оптимізації регуляторів.....	143
4.5. Підвищення показників якості шляхом оптимізації режимів роботи.....	146
4.6. Розрахунок комплексних показників якості глибинних насосів	149
4.7. Розрахунок резерву покращення комплексного показника якості глибинних насосів завдяки збільшенню ККД та енергоефективності...	151
4.8. Висновки за розділом 4.....	154
ВИСНОВКИ.....	156
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	161
ДОДАТКИ.....	174
ДОДАТОК А. СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ.....	174
ДОДАТОК Б. ПРОЄКТ ТЕХНІЧНИХ УМОВ.....	176
ДОДАТОК В. ХАРАКТЕРИСТИКИ ГЛИБИННОГО НАСОСУ .	181
ДОДАТОК Г. АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ	188

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

АСР	Автоматична система регулювання
АСУ	Автоматизована система управління
НА	Насосний агрегат
ПЛК	Програмований логічний контролер
ККД	Коефіцієнт корисної дії
НУ	Насосна установка
КQI	Комплексний показник якості
ПІ	Пропорційно-інтегральний
ПД	Пропорційно-диференційний
ПІД	Пропорційно-інтегрально-диференційний
ТПЧ	Тиристорний перетворювач частоти
ПЧ	Частотний перетворювач

ВСТУП

Актуальність теми. Глибинні насоси є ключовими елементами у видобуванні нафти, підземних та ґрунтових вод, а також у забезпеченні роботи систем водопостачання, геотермальних установок і технологічних комплексів різної природи. Ефективність їх функціонування безпосередньо впливає на продуктивність свердловини, енергоспоживання, стабільність технологічного процесу та загальну економічну ефективність підприємства. У сучасних умовах поглиблення енергетичної кризи, ускладнення гідрогеологічних та технічних умов експлуатації свердловин, а також зростання вимог до надійності та енергоефективності обладнання, питання оптимізації систем керування глибинними насосами набуває особливої актуальності.

Одним із визначальних чинників стабільної та ефективної роботи глибинного насоса є якість його системи керування. Традиційні схеми керування, які застосовувалися упродовж багатьох десятиліть, часто не забезпечують необхідної гнучкості для роботи в умовах змінних дебітів, коливань тиску, нерівномірності подачі та гідравлічних навантажень. Спостерігається значне збільшення динамічних перевантажень, яке призводить до зношування насосів, частих аварій та зниження коефіцієнта корисної дії. Крім того, недосконалість регуляторів спричиняє роботу обладнання поза оптимальними режимами, що істотно збільшує питомі енергетичні витрати.

Сучасні досягнення в галузі автоматизованого керування створюють можливість для переосмислення підходів до управління глибинними насосами. Використання частотних перетворювачів, адаптивних алгоритмів, методів прогнозного керування, систем самоідентифікації параметрів і моделей другого порядку дозволяє забезпечити якісно новий рівень стабільності й ефективності. Проте впровадження таких рішень потребує ґрунтовних досліджень математичних моделей об'єктів

керування, визначення їх структурних властивостей, побудови критеріїв оцінювання якості та розроблення оптимальних законів регулювання, які враховують властиві насосним системам нелінійності, запізнення, насичення виконавчих механізмів та перехідні процеси.

Крім того, в реальних умовах експлуатації глибинні насоси працюють у складних багатофакторних середовищах, де на їхню роботу впливають як гідравлічні параметри свердловини, так і зміни характеристик насосного агрегату внаслідок зношування. Система керування в таких умовах повинна не лише забезпечувати підтримання заданих технологічних параметрів, а й бути здатною до адаптації. Удосконалення методів керування має включати можливості для моніторингу стану обладнання, ідентифікації поточного режиму та прогнозування «вузьких місць» у роботі агрегату.

Актуальною є розробка комплексних показників якості, які дозволяють оцінювати ефективність алгоритмів за сукупністю критеріїв – швидкодії, енерговитрат, стійкості, рівня перерегулювання, чутливості до збурень, ресурсу обладнання та надійності роботи всієї насосної системи. З огляду на це тема удосконалення методів підвищення якості систем керування глибинними насосами має не лише наукове, а й вагомим практичне значення.

Обрана тематика також пов'язана з потребою підвищення енергоефективності промислових процесів. Усі сучасні стандарти енергозбереження передбачають модернізацію систем керування як основний напрям скорочення витрат електроенергії. У випадку глибинних насосів застосування оптимізованих регуляторів здатне зменшити енергоспоживання на 20–40 %, що безпосередньо впливає на собівартість продукції та екологічні показники виробництва. Це особливо важливо для підприємств водопостачання, нафтогазового комплексу та енергетики, де глибинні насоси працюють у безперервному режимі.

Таким чином, вибір теми зумовлений сукупністю технічних,

енергетичних, економічних та екологічних чинників. Удосконалення методів підвищення якості систем керування глибинними насосами є перспективним напрямом, що має вирішальне значення для підвищення ефективності роботи обладнання, продовження його ресурсу та забезпечення стабільності технологічних процесів у складних умовах експлуатації. Дослідження в цій сфері забезпечують наукове підґрунтя для модернізації систем автоматичного керування, впровадження цифрових технологій, підвищення енергоефективності промислових об'єктів і зменшення експлуатаційних витрат.

Обрана тема також відкриває можливості для поєднання класичних методів керування з сучасними інтелектуальними підходами, що створює передумови для формування нового покоління високоефективних систем автоматизації глибинних насосів. У цьому контексті дослідження має як теоретичну наукову новизну, так і значний прикладний потенціал, що обґрунтовує доцільність та актуальність його виконання.

Мета і задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є удосконалення методів підвищення показників якості глибинних насосів відцентрового та гвинтового типів шляхом синтезу ефективних систем керування, які забезпечують мінімальні втрати енергії в глибинних насосах 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 глибинних насосів відцентрового та гвинтового типів та визначити шляхи підвищення цих показників.

2. Розробити уточнені математичні моделі глибинних насосів і їх систем керування, що враховують гідравлічні нелінійності, інерційність, запізнення та зміну параметрів обладнання в процесі роботи.

3. Сформувати критерії та комплексні показники якості для оцінювання ефективності алгоритмів керування з урахуванням швидкодії, точності, стійкості, енергоспоживання та ресурсу обладнання.

4. Провести оцінювання та дослідження показників якості існуючих глибинних насосів відцентрового та гвинтового типів в нормальних режимах експлуатації.

5. Провести моделювання роботи насосної системи для порівняння традиційних і удосконалених методів керування.

6. Провести експериментальні дослідження систем автоматичного керування глибинними насосами відцентрового та гвинтового типів в нормальних режимах експлуатації, виконати ідентифікацію удосконалених математичних моделей та визначити можливість підвищення показників якості глибинних насосів при оптимізації систем керування.

7. Виконати структурний синтез систем керування глибинними насосами, що працюють за критерієм енергоефективності.

8. Розробити проект Технічних умов щодо забезпечення високих показників якості глибинних насосів при їх автоматизованому керуванні.

Об'єктом досліджень є процеси підвищення показників якості роботи глибинних насосів відцентрового та гвинтового типів в нормальних режимах експлуатації.

Предметом досліджень є наукові методи, нормативне забезпечення і технічні засоби підвищення показників якості роботи глибинних насосів відцентрового та гвинтового типів.

Методи дослідження. Методи, які використовуються в дослідженні, базуються на сучасних підходах теоретичних та експериментальних досліджень, а саме: аналіз та узагальнення науково-технічних джерел; системний аналіз технічних та експлуатаційних характеристик насосних установок; математичне моделювання для побудови нелінійних та лінеаризованих моде-

лей глибинних насосів; методи теорії автоматичного керування для розроблення структур регуляторів, аналізу стійкості, побудови передатних функцій, частотних характеристик та визначення оптимальних параметрів регулювання; оптимізаційні методи для налаштування параметрів регуляторів за критеріями якості, мінімізації енерговитрат та забезпечення найкращих динамічних характеристик, адаптивні та ідентифікаційні методи; комп'ютерне моделювання для аналізу динаміки насосних установок та перевірки працездатності за-пропонованих рішень, статистичні методи обробки результатів; експериментально-аналітичні методи.

Наукова новизна одержаних результатів.

Основні наукові результати досліджень складають:

1. Удосконалено комплексний критерій якості роботи глибинних насосів відцентрового та гвинтового типів шляхом поєднання показників якості роботи насоса та показників якості системи керування, що дає можливість використовувати його як основний критерій оптимальності.

2. Набули подальшого розвитку методи підвищення якості роботи глибинних насосів шляхом структурного синтезу і оптимізації систем керування та використання удосконаленого комплексного показника якості, що дає можливість підтримувати ефективність роботи насоса в процесі експлуатації на максимальному рівні.

3. Набули подальшого розвитку математичні моделі систем автоматичного керування глибинними насосами відцентрового та гвинтового типів в сталих та перехідних режимах експлуатації шляхом врахування інерційності насоса та нелінійності функцій втрат, що дозволяє визначати та аналізувати основні показники якості роботи насосів.

4. Вперше розроблено структуру системи автоматичного керування глибинними насосами відцентрового та гвинтового типів з використанням еталонної математичної моделі, що дозволяє визначати та підтримувати високі показники якості роботи безпосередньо в процесі експлуатації.

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

1. Покращення стабільності роботи насосів шляхом удосконалення системи керування, яка дозволяє уникати роботи в нестійких режимах, зменшують частоту аварійних ситуацій та зривів подачі.

2. Зниження енергоспоживання за рахунок оптимізація частотного регулювання та зменшення гідравлічних втрат, що приводить до істотного зменшення питомих витрат електроенергії.

3. Продовження ресурсу обладнання, за рахунок зменшення динамічних навантажень та вібрацій, що сприяє довшому терміну служби насосних агрегатів і зменшенню витрат на технічне обслуговування.

4. Підвищення точності підтримання технологічних параметрів за рахунок адаптивного регулювання, яке забезпечує мінімальні відхилення тиску, витрати та рівня рідини.

5. З метою практичної реалізації запропонованих рішень, розроблено проєкт технічних умов «Забезпечення високих показників якості роботи глибинними насосами 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 глибинних насосів відцентрового та гвинтового типів 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 2022-2025 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, уточнені математичні моделі систем автоматичного керування глибинними насосами відцентрового та гвинтового типів в нормальних режимах експлуатації, експериментальні характеристики глибинних насосів відцентрового та гвинтового типів 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:

- Всеукраїнської науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти «Освіта та технології для розвитку суспільства». – Харків, 2024 р.
- III Міжнародна науково-практична конференція «Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення» (III МНПК «ЯСМЗ») Quality, standardization and metrological equipment" (III ISPC «QSME»), Харків-28-29 січня 2025 року.

– LVIII Всеукраїнської конференції науково-педагогічних працівників та аспірантів. – Харків, ХНУ ім. В. Н. Каразіна. – 2025р.

– Міжнародна науково-технічна конференція «Нові та нетрадиційні технології в ресурсо- та енергозбереженні». – Одеса, 9-10 грудня 2025р.

Публікації: За темою дисертаційної роботи опубліковано 9 наукових праць, серед них: 5 статей у фахових виданнях України, 4 тез доповідей на конференціях.

Структура та обсяг дисертації: Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, загальних висновків, списку використаних літературних джерел, додатків. Загальний обсяг дисертації становить 189 сторінок, із них 135 сторінок основного тексту, 23 рисунків та 11 таблиць, з яких 4 на окремих сторінках, список використаних літературних джерел з 145 найменувань на 14 сторінках та додатки на 15 сторінках.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ РОБОТИ ГЛИБИННИХ НАСОСІВ ТА ЇХ ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ

Питанню підвищення показників якості роботи глибинних насосів та іншого обладнання нафтовидобувних та господарських підприємств у вітчизняній та закордонній науковій літературі приділяється велика увага. Це пов'язано, насамперед, із зростанням попиту на енергоносії та загальним світовим трендом на енергозбереження. Енергозбереження на виробництві є окремим питанням Енергетичної стратегії України на період до 2030 року [1], де встановлені вимоги та рекомендації щодо шляхів енергозбереження, орієнтовних термінів запровадження, джерел фінансування і таке інше.

В цьому напрямку оптимізуються показники якості технологічних процесів об'єктів керування [2, 31, 70-71, 119] та оптимізація складу технологічних об'єктів і систем в енергетиці [3, 41, 48]. Удосконалюється метрологічне забезпечення енергоефективних режимів роботи глибинних насосів [4, 35, 115-118, 122] та нормативна база щодо забезпечення енергоефективних режимів їх роботи [5, 26]. Ефективно вирішуються питання технічного переобладнання з метою покращення показників якості. Так у дослідженні [6] запропоновано використання вискоефективних насосів (наприклад із синхронним магнітним двигуном). Це дозволило підвищити загальний ККД глибинних станцій до 70 % і отримати до 20 % економії електроенергії. Розглядаються можливості та перспективи частотного керування глибинними насосами. В роботах [7, 21-24, 27, 30] проведено розрахунок економічної ефективності впровадження частотних перетворювачів для насосних агрегатів різних типів, а в роботах [8, 16-18, 32-34, 107] наведені шляхи підвищення якості систем керування насосними агрегатами шляхом використання частотно-керованого електроприводу.

З метою підвищення показників якості, покращуються механічні елементи та системи, їх динамічні властивості [84-88, 95].

Удосконалюються та оптимізуються регулятори. Використовуються

комбінаторні методи з метою оптимізації регуляторів [9, 36-40, 46, 52, 57], удосконалюються методи математичного моделювання регуляторів [10, 47, 53, 54, 58, 59], оптимізуються системи керування на основі ПД-регуляторів [11, 49, 50, 97-104]. Ефективно вирішуються питання надійності насосів [56, 90, 92-94, 96] та підвищення точність при випробуваннях та отриманні енергетичних характеристик глибинних насосів [12, 72, 91, 116, 122], що вкрай важливо для точного розрахунку параметрів, які визначають показники якості.

Для насосів нафтогалузі адаптуються характеристики водних насосів на насоси, які перекачують в'язкі рідини [13, 106].

Проводяться дослідження щодо підвищення показників якості глибинних насосів шляхом удосконалення систем керування [14, 73, 108-115, 119-121, 123-124] та засобів регулювання параметрів насосних агрегатів, які дозволяють забезпечити високі показники якості роботи глибинних насосів.

Але не зважаючи на велику кількість корисних наукових робіт вітчизняних та закордонних вчених, питання підвищення показників якості глибинних насосів розкрито не повністю.

Бракує методик визначення в реальному часі оптимальних параметрів глибинних насосів, які б гарантовано забезпечували необхідний технологічний процес та високі показники якості роботи, насамперед, технічні показники якості – коефіцієнти корисної дії. Бракує методик синтезу енергоефективних регуляторів, які працюють за критерієм мінімуму втрат в глибинному насосі. Бракує нормативних документів, спрямованих на синтез та експлуатацію таких систем керування, що не дозволяє використовувати сучасні наробки (математичні моделі, алгоритми керування, нові типи регуляторів тощо) в діючих системах автоматичного керування глибинними насосами нафтовидобувних та загальногосподарських підприємств.

1.1. Аналіз роботи глибинних насосів

1.1.1. Принцип дії та конструкція глибинних насосів

2. Конструкція глибинного насоса

Типова конструкція складається з кількох основних вузлів [105] (рис. 1.1).

Електродвигун – герметичний, заповнений маслом або водою, розташований у нижній частині насоса. Має ущільнення валу, яке запобігає потраплянню води всередину. Може мати систему компенсації тиску (мембрана або сільфон).

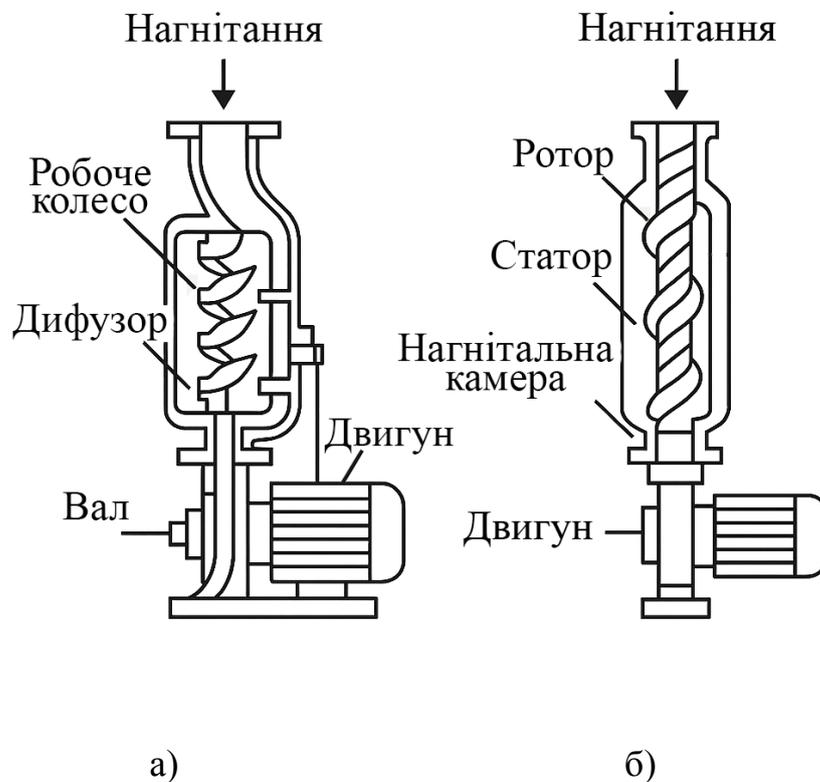


Рис.1.1 – Конструкція відцентрових а) та гвинтових б) глибинних насосів

Насосна частина зазвичай багатоступенева відцентрова або гвинтова.

До складу насосної частини входять: робочі колеса (імпелери) для створення прискорення рідини; Дифузори (направляючі апарати), для

перетворення швидкість на тиск; корпус; напірний патрубок, який відводить рідину нагору.

Вал є довгим, сегментним або суцільним. Підшипники ковзання, радіальні, осьові (у верхній або нижній частині). Змащуються перекачуваною рідиною.

Зворотній клапан розташований у верхній частині насоса, та запобігає опусканню води назад у свердловину після зупинки.

Електроживлення подається через занурювальний кабель.

1. Принцип дії глибинних (заглибних) насосів

Принцип дії глибинного насоса наведено на рис. 1.2

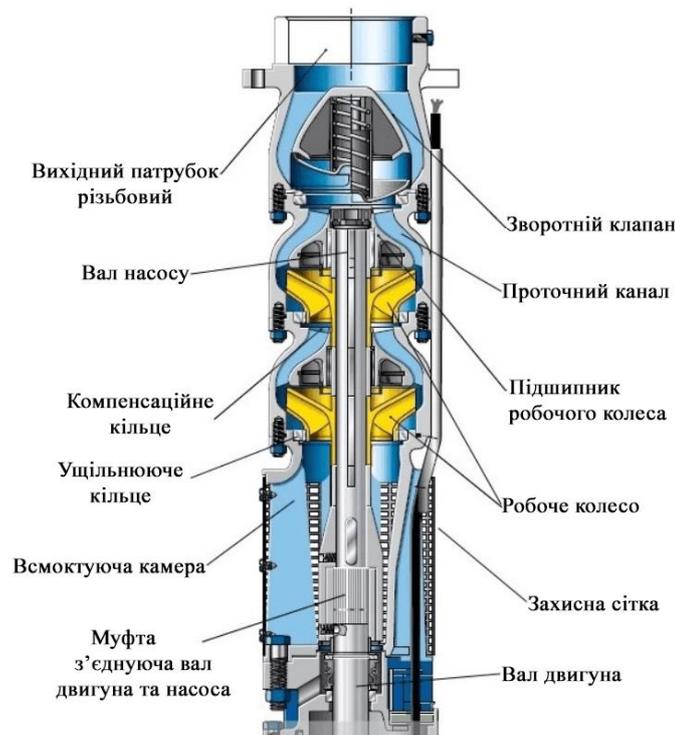


Рис. 1.2 – Принцип дії глибинного насосу

Глибинний насос занурюється у воду або робочу рідину повністю, тому не потребує всмоктувального трубопроводу – рідина надходить безпосередньо у вхідний патрубок.

Основний фізичний принцип – відцентрове нагнітання.

Під час обертання колесо створює зону підвищеного тиску на периферії та зону зниженого тиску у центрі. Рідина заходить у центральну частину робочого колеса, прискорюється лопатками та відкидається до периферії.

У передвихровій або напрямній камері (дифузори) кінетична енергія перетворюється на тиск.

Цей процес повторюється у каскаді (10–150 ступенів), що дозволяє досягати високого напору.

Перевагами глибинних насосів є:

- Висока надійність та тривалий ресурс.
- Робота без кавітації.
- Великий напір при малому діаметрі.
- Автоматизація та можливість роботи з частотним перетворювачем.

Недоліки:

- Потребують якісної фільтрації (пісок шкодить колесам).
- Складний та дорогий демонтаж.
- Залежність від якості електроживлення.

1.1.2. Порівняння відцентрових та гвинтових глибинних насосів

Загальні характеристики відцентрових та гвинтових насосів наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1. Загальна характеристика типів насосів

Параметр	Відцентровий глибинний насос	Гвинтовий (шнековий) глибинний насос
Принцип дії	Відцентрова сила, перетворення кінетичної енергії у тиск	Робота пари «ротор-статор» (гвинтовий механізм), який переміщує рідину вздовж камери
Тип робочого органу	Робочі колеса (імпелери) і дифузори	Еластичний статор + гвинтовий ротор
Кількість	5–150	Зазвичай 1

Продовження таблиці 1.1.

Параметр	Відцентровий глибинний насос	Гвинтовий (шнековий) глибинний насос
ступенів		
Основна сфера застосування	Водозабір зі свердловин, побутові та промислові системи	Вода з високою в'язкістю, піском, домішками; свердловини з низьким дебітом

Основними особливостями, які впливають на якість роботи насосів наведено в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2. Особливості, які впливають на якість роботи насосів

	Відцентрові насоси	Гвинтові насоси
Гідравлічні особливості – напір і продуктивність.	Висока продуктивність. Напір формується каскадом ступенів. Оптимальні для глибоких свердловин (до 250-500 м залежно від моделі).	Невеликі подачі (до 3-6 м ³ /год для побутових моделей). Стабільний напір, мало залежить від зміни дебіту. Підходять для свердловин малої продуктивності.
Робота з домішками та піском	Чутливі до піску. Пісок викликає зношення робочих коліс. Допустимі концентрації: 40-150 г/м ³ .	Краще пораються із забрудненням, мулистю водою, дрібними твердими включеннями. Пісок з часом зношує статор, але насос продовжує працювати. Допустимі концентрації: до 180-400 г/м ³ .
ККД, енергетична ефективність	Вищий ККД (45-65%, у промислових – до 70%). Ефективніше працює з частотним регулюванням.	Нижчий ККД (35-50%). Витрати електроенергії на 15-30% вищі за однакової подачі.

Продовження таблиці 1.2.

Стійкість до коливань дебіту свердловини	При падінні рівня води може працювати «всуху» і перегоріти. Сильна залежність напору від подачі.	Стабільний потік навіть при низькому дебіті. Може працювати при значних коливаннях рівня води. М'якше спрацьовування, без гідроударів.
Вібрації та шум	Низькі вібрації. Стандартна частота обертання 2850 об/хв.	Надзвичайно тихі та рівномірні, майже без пульсацій. Частота обертання нижча (800-1500 об/хв).
Надійність та ресурс	Високий ресурс при чистій воді. Низький ресурс при піску.	Високий ресурс у забрудненій воді. Статор потребує періодичної заміни (основний витратний елемент).
Вартість і обслуговування	Дорожчий у придбанні. Дешевший у ремонті (заміна ступенів, підшипників).	Дешевший у придбанні. Найчастіше потрібно міняти статор (основна стаття витрат).

Порівняння ККД відцентрового та гвинтового насосу наведено на рис.

1.3.

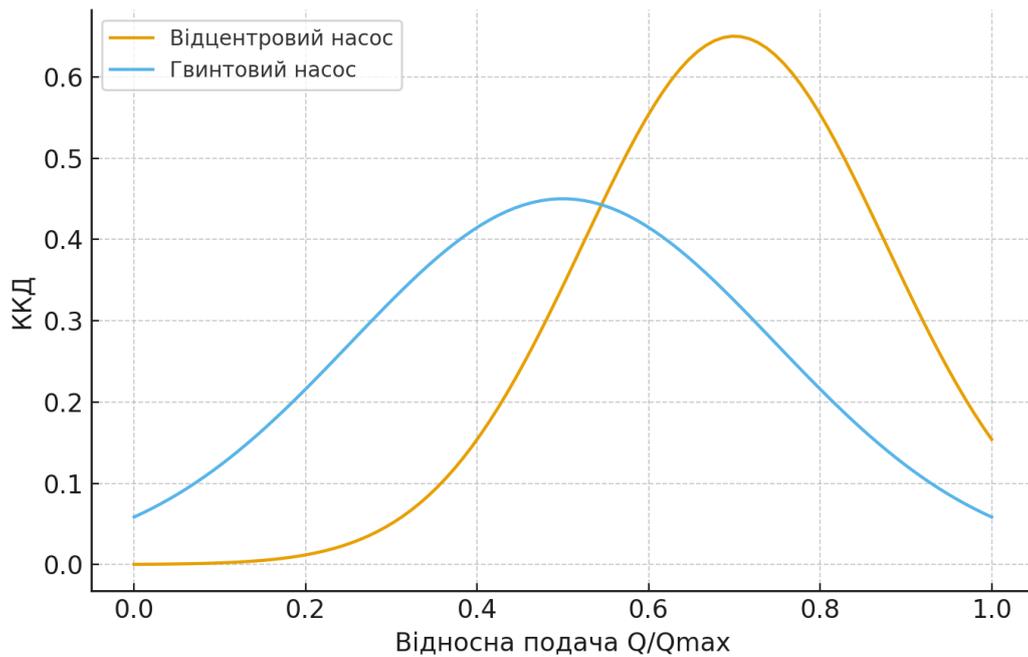


Рис.1.3 – Порівняння ККД відцентрового та гвинтового насосу

Аналіз роботи показав, що відцентрові насоси мають високу продуктивність та ефективність. Вони оптимальні для глибоких та чистих свердловин. Гвинтові глибинні насоси мають стабільну подачу, гарно працюють з піском і домішками, підходить для слабких свердловин. Але мають низький ККД та обмежений напір та продуктивність.

1.1.2. Потужність глибинних насосів та їх використання в Україні

Потужність насосу (P), кВт – це електрична потужність двигуна, яка необхідна для забезпечення створення потрібного напору (H), подачі витрати води (Q), подолання гідравлічних втрат у насосі та свердловині [136]:

$$P = \frac{\rho g Q H}{\eta}, \quad (1.1)$$

де ρ – густина рідини; Q – витрата, H – напір, η – ККД насоса та двигуна.

Діапазони потужностей глибинних насосів

Побутові глибинні насоси. Застосування: свердловини 20–100 м, приватні будинки, полив, водопостачання (табл. 1.3.):

Таблиця 1.3. Побутові глибинні насоси

Категорія	Потужність	Типові параметри
Надмалі	0.25-0.55 кВт	Невеликий напір (20–40 м), продуктивність 1-2 м ³ /год
Середні	0.75-1.5 кВт	Напір 40-90 м, продуктивність 2-4 м ³ /год
Підвищеної потужності	2-3 кВт	Напір 80-140 м, продуктивність до 5-6 м ³ /год

Промислові та аграрні глибинні насоси. Для фермерських господарств, котеджних містечок, водозаборів (табл. 1.4.):

Таблиця 1.4. Промислові та аграрні глибинні насоси

Категорія	Потужність	Застосування
Промислові середні	3-7.5 кВт	Свердловини 80-200 м, подача 6-12 м ³ /год
Промислові великі	7.5-15 кВт	Водозабір для великих об'єктів, системи пожежогасіння
Високонапірні	15-30 кВт	Глибокі свердловини 200-400 м

Потужні артезіанські та водозабірні насоси. Використання: водоканал, шахти, геотермальні свердловини, об'єкти інфраструктури (табл. 1.5.):

Таблиця 1.5. Промислові та аграрні глибинні насоси

Категорія	Потужність	Типова глибина
Високі потужності	30-75 кВт	200-600 м
Дуже високі	75-150 кВт	500-1000 м
Спеціальні	150-500 кВт і більше	Нафтогазові свердловини, дренаж шахт

Приклади потужностей реальних моделей наведено в табл 1.6.

Таблиця 1.6. Приклади потужностей реальних моделей

Модель	Тип	Потужність, кВт	Напір, м	Продуктивність
Pedrollo 4SR	Відцентровий	0.75-7.5	40-420	1-12 м ³ /год
Grundfos SQ/SQE	Відцентровий	0.7-1.8	45-200	1-5 м ³ /год
TF3-80/Leo (ГВИНТОВІ)	Гвинтові	0.3-1.5	40-80	1-3 м ³ /год

Використання глибинних насосів в Україні

Основні сфери застосування глибинних насосів такі [136]:

- Приватний сектор (будинки, котеджі, дачні ділянки). Насоси встановлюються у свердловинах для водопостачання приватного житла. Зокрема, насос використовується, коли потрібно підняти воду на значну глибину чи забезпечити тиск у системі. При виборі насоса українські споживачі звертають увагу на діаметр свердловини, продуктивність, напір, наявність зворотного клапану та ефективність.

- Аграрний сектор (оросування, фермерські господарства, сільські водопостачальні системи). Переваги: точне регулювання подачі води, зменшення втрат води, оптимізація витрат електроенергії.

- Малі водопостачальні станції, комунальні системи. Глибинні насоси використовуються для забезпечення питної води, підвищення тиску у мережах, в тому числі в сільській місцевості. Застосовуються у випадках,

коли необхідна стабільна подача з глибини, або коли центральне водопостачання недоступне.

- Забезпечення автономного водопостачання.

В Україні глибинні насоси – це важлива технологія як для приватного, так і для сільського водопостачання. Водночас успіх експлуатації сильно залежить від правильного вибору обладнання, якості води, монтажу та умов електроживлення.

За оцінкою AgroReview: «Загальний ринок свердловинних насосів в Україні становить понад 250 000 насосів на рік». [143].

За дослідженням Pro-Consulting: У 2019 р. виробництво промислових насосів в Україні склало 32 000 штук (промислового сегменту) і це на 5,4 % більше ніж попередній рік [144].

Показники “понад 250 000 насосів на рік” стосуються всього ринку свердловинних насосів (включно з побутовими, імпортом).

Середній ресурс / строк служби глибинного насоса в побуті – 8-12 років (типові дані від виробників і сервісів).

Частина насосів виходить з ладу раніше, але паралельно продаються нові – ринок близький до квазістаціонарного (до війни).

Груба оцінка встановленого парку така:

Якщо взяти мінімум: 250 тис. шт/рік × 6-8 років актуального ресурсу ≈ 1,5-2,0 млн діючих свердловинних насосів; максимум: 250 тис. шт/рік × 10 років ≈ 2,5 млн насосів.

З урахуванням зниження попиту у воєнні роки, реалістичний діапазон для 2025 р. можна записати як:

Орієнтовно 1,5-2,3 млн встановлених і працюючих глибинних / свердловинних насосів в Україні.

Точний розподіл за сферами використання глибинних насосів відсутній, але з описів ринку, асортименту магазинів і профілю споживачів можна отримати таку якісну картинку [145]:

Приватний сектор, дачі, котеджі – 60-70 % встановлених насосів (побутові 0,5-2 кВт, глибини 20-120 м).

Аграрний сектор (фермери, зрошення, ферми) – 20-30 % (часто більш потужні установки, глибші свердловини).

Комунальні, малі водозабірні станції, промислові об'єкти – 10-15 % (насоси середньої та великої потужності, у т.ч. для артезіанських свердловин).

1.2. Аналіз показників якості глибинних насосів

1.2.1. Показники якості глибинних насосів

1. Гідравлічні показники якості (ДСТУ EN ISO 9906:2022, ДСТУ ГОСТ 6134:2009 (ISO 9906:1999), ДСТУ 4132-2002)

1.1. Відповідність подачі ($1 - |\Delta Q| / Q_{\text{опт}}$)

Подача характеризує об'єм води, який насос може перекачати за одиницю часу. Для побутових насосів: 1-5 м³/год. Для промислових: 5-50+ м³/год. Важливість:

Подача визначає продуктивність системи водопостачання і повинна відповідати дебіту свердловини, щоб уникнути роботи “всуху”.

1.2. Відповідність напіру ($1 - |\Delta H| / H_{\text{опт}}$)

Напір — це здатність насоса підіймати воду з необхідної глибини з компенсацією втрат. Побутові насоси: 40-120 м. Промислові: 120-400+ м

Якість оцінюється за стабільністю напору при зміні подачі, що відображається у напірній характеристиці $H(Q)$.

1.3. Гідравлічна характеристика

Важливою є форма кривої $H(Q)$: для відцентрових насосів: спадна, плавна; для гвинтових насосів: майже пряма, із слабким падінням напору.

Оптимальним вважається режим поблизу точки максимальної ефективності.

2. Енергетичні показники

2.1. Коефіцієнт корисної дії (ККД, η) [136]

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{P_{\text{ел}}} \quad (1.2)$$

Відцентрові насоси: 45-65% (у високоякісних моделей – до 70%).
Гвинтові насоси: 35-50%. Чим вище ККД, тим нижчі енерговитрати та менший нагрів двигуна.

2.2. Споживана електрична потужність

Реальна потужність залежить від навантаження і системи керування.

Типові значення споживаної потужності: побутові: 0,37-2,2 кВт,
середні промислові: 3-15 кВт, високонапірні: 15-75+ кВт

Якісні насоси споживають електроенергію ближче до номіналу та мають оптимальні пускові струми.

2.3. Енергоефективність з частотним перетворювачем (ПЧ)

Використання ПЧ дає економію до 25-40% електроенергії, плавний пуск, роботу в точці максимального ККД, захист від гідроударів.

3. Надійнісні показники

3.1. Ресурс роботи

Відцентрові: 8-12 років, гвинтові: 3-6 років (через зношування статора).

3.2. Стійкість до домішок

Відцентрові: низька (до 40-150 г/м³ піску), Гвинтові: краща (до 180-400 г/м³) [137]

3.3. Захисти

Якісні насоси оснащуються термозахистом, датчиком сухого ходу, автоматикою тиску, зворотним клапаном, захистом від перенапруги.

4. Конструктивні показники

4.1. Матеріали

Показники якості визначаються матеріалами: корпус: нержавіюча

сталь AISI 304/316, вал: загартована сталь / нержавіюча сталь, колеса: нержавіюча сталь або технополімер, двигун: герметичний, маслонаповнений або водоохолоджуваний.

4.2. Конструкція двигуна

Параметри якості: герметичність, ефективність охолодження, точність центрування валу, форма кривої навантаження.

5. Експлуатаційні показники

5.1. Стабільність тиску в системі

Насос повинен забезпечувати стабільний тиск у трубопроводі, без значних пульсацій.

5.2. Вібрації та шум

Відцентрові – помірні, Гвинтові – мінімальні.

Низький рівень вібрацій означає менший знос підшипників, довший строк служби двигуна.

5.3. Чутливість до умов експлуатації

Якісні насоси не перегріваються, не працюють у кавітаційному режимі, витримують часті пуски та тривалі режими.

6. Комплексний вплив показників якості на ефективність

Ефективність роботи глибинного насоса доцільно оцінювати не одним параметром, а комплексним показником, що враховує ККД (енергетична складова); відносний напір і подачу (гідравлічна відповідність системі); ресурс і безвідмовність (надійність і довговічність); питомі енерговитрати (економіка експлуатації); стійкість до домішок (збереження параметрів у часі).

Підвищення будь-якого з цих показників якості (при збереженні інших) вносить свій внесок у зниження витрат електроенергії, зменшення кількості ремонтів, стабільність водопостачання, зменшення загальної вартості обслуговування насосом (експлуатаційні витрати).

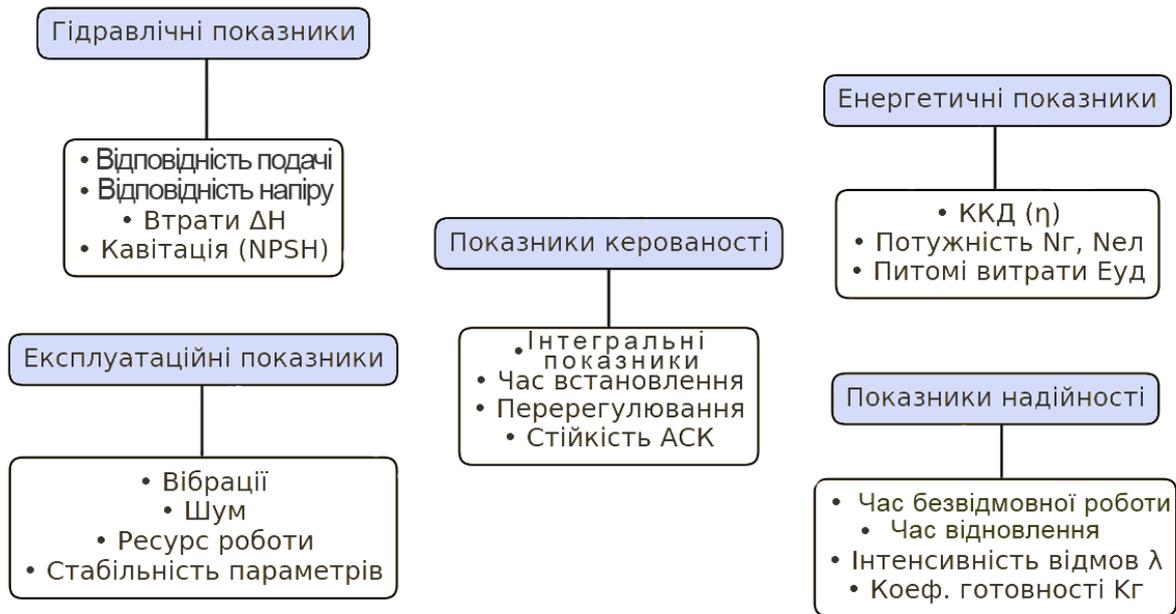


Рис. 1.4 – Показники якості глибинних насосів

1.2.2. Вплив показників якості глибинних насосів на ефективність їх роботи

Глибинний насос працює в складних умовах: на значній глибині, при змінних рівнях води, у контакті з піском та іншими домішками, під дією гідростатичного тиску. Тому ефективність його роботи визначається не лише ККД, а комплексом показників якості [138].

Кожна група показників безпосередньо впливає на ефективність роботи насоса – як у вузькому енергетичному розумінні, так і з позицій надійності, стабільності подачі та собівартості води.

Розглянемо вплив показників якості на ефективність.

1. Вплив гідравлічних показників на ефективність

1.1. Подача та напір (Q, H)

Правильний підбір насоса за подачею та напором визначає: роботу поблизу оптимальної точки – точки найвищого ККД; відсутність перевантаження двигуна; мінімізацію гідравлічних втрат у трубопроводах. Якщо насос працює далеко від розрахункової точки, це призводить до зниження ККД (надмірні енерговитрати); появи вібрацій, шуму,

гідроударів; прискореного зносу підшипників та гідравлічної частини.

Отже, точний підбір $Q-H$ – один з ключових факторів ефективності.

1.2. Форма характеристики $H(Q)$

Форма кривої напору суттєво впливає на стійкість режиму при коливаннях витрати; роботу в парі з трубопроводом і арматурою; можливість регулювання (дроселюванням, частотою, зміною ступенів). Насоси з «пологими» характеристиками дозволяють більш гнучко адаптувати режим, але можуть бути менш стійкими до змін гідравлічного опору. Оптимальний варіант – узгоджена пара “насос-система”, коли робоча точка знаходиться в ділянці стабільної частини характеристики.

2. Вплив енергетичних показників на ефективність.

2.1. ККД насоса та двигуна.

Коефіцієнт корисної дії є основним індикатором енергетичної ефективності. Вищий ККД зменшує споживання електроенергії на 1 м³ поданої води; знижує теплове навантаження на двигун; продовжує термін служби електричної частини. Для глибинних насосів різниця між ККД 45 % та 60 % може в довгостроковій перспективі давати десятки відсотків економії енергії, особливо у безперервних системах водопостачання.

2.2. Питомі енерговитрати

Ефективність зручно оцінювати через питому витрату енергії $E_{\text{пит}}=P_{\text{ел}}/Q$. Чим менше $E_{\text{пит}}$, тим нижча собівартість 1 м³ води; менше навантаження на електромережу; дешевше експлуатація системи в цілому.

Глибинні насоси з високою питомою витратою енергії можуть бути економічно не вигідними навіть при низькій ціні обладнання.

3. Вплив надійнісних показників якості

3.1. Ресурс та безвідмовність.

Ресурс глибинного насоса (у роках або год/мотогод) визначає періодичність підйому насоса зі свердловини (дорога та трудомістка операція); витрати на ремонт і заміну; фактичну готовність системи

водопостачання. Насос із більшим ресурсом при трохи вищій початковій ціні часто вигідніший по життєвому циклу, ніж дешевий, але такий, що швидко виходить з ладу.

3.2. Стійкість до домішок (пісок, мул).

Цей показник особливо важливий для піщаних, нестабільних свердловин; сільськогосподарських і дренажних систем.

Низька стійкість до домішок призводить до швидкого зносу робочих коліс, статора, ущільнень; падіння ККД у часі; погіршення гідравлічних характеристик (зміна кривих $Q-H$, $\eta(Q)$).

Гвинтові (шнекові) насоси мають нижчий ККД, проте вищу стійкість до піску, що фактично підвищує ефективність експлуатації саме в умовах забрудненої води.

4. Конструктивні та експлуатаційні показники якості

4.1. Матеріали та якість виготовлення

Використання якісної нержавіючої сталі, стійких полімерів, надійних підшипників знижує корозійний і абразивний знос; забезпечує стабільність характеристик протягом усього ресурсу; підвищує загальну ефективність життєвого циклу (менше ремонтів, простоїв, замін).

Дешеві матеріали можуть забезпечити прийнятний ККД на початку, але швидко призводять до деградації якості роботи насоса.

4.2. Автоматизація та захисти.

Безпосередньо впливає на ефективність (насос працює ближче до оптимальної точки); надійність (зменшення аварійних ситуацій); ресурс (менше перевантажень і пусків “на грані”).

Загальний аналіз показників якості та їх вплив на ефективність показано в таблиці 1.7 та на рис. 1.5.

Таблиця 1.7. Вплив показників якості глибинних насосів на ефективність їх роботи.

Група показників якості	Показник	Як впливає на ефективність	Наслідки при високому рівні показника	Наслідки при низькому рівні показника
Гідравлічні	Номинальна подача Q	Визначає об'єм води, що перекачується за одиницю часу	Забезпечується потрібна продуктивність системи, оптимальний режим роботи	Недостатня/надмірна подача, робота поза оптимальною точкою, перевантаження або недовантаження насоса
Гідравлічні	Напір H	Забезпечує підйом води з необхідної глибини та подолання втрат у мережі	Стабільний тиск у споживача, робота в розрахунковому режимі	Нестача тиску, погіршення якості водопостачання, зниження ефективності системи
Гідравлічні	Форма характеристики $H(Q)$	Визначає стійкість і керованість режимів	Стійка робота при зміні витрати, можливість гнучкого регулювання	Нестійкі режими, вібрації, гідродари, часті відмови
Енергетичні	ККД насоса η	Показує частку корисної гідравлічної потужності	Менша витрата електроенергії на 1 м^3 води, низька собівартість подачі	Зростання енерговитрат, перегрів двигуна, здорожчання експлуатації
Енергетичні	Питомі енерговитрати $E_{\text{пит}}$	Інтегральний критерій енергоефективності	Мінімальні витрати на перекачування, економічно вигідна робота	Висока собівартість води, перевантаження мережі живлення
Надійнісні	Ресурс (мото-години, роки)	Визначає тривалість безвідмовної роботи	Рідкісні ремонти, низькі витрати на обслуговування, висока готовність системи	Часті підйоми насоса, простої, збільшення витрат на ремонт і заміну
Надійнісні	Стійкість до домішок (пісок, мул)	Впливає на знос гідравлічної частини	Стабільні характеристики протягом ресурсу, збереження ККД	Швидкий знос коліс/статора, падіння напору і ККД, передчасний вихід з ладу
Надійнісні	Відмовостійкість, наявність захистів	Зменшує ризик аварійних режимів	Захист від сухого ходу, перенапруг, перегріву \rightarrow продовжений ресурс	Часті аварійні відключення, пошкодження двигуна та гідравлічної частини
Конструктивні	Матеріали (корпус, вал, колеса, статор)	Визначають зносостійкість і корозійну стійкість	Довготривале збереження геометрії каналів і зазорів, стабільний ККД	Корозія, ерозія, деформація деталей, зниження ефективності і ресурсу

Продовження таблиці 1.7.

Група показників якості	Показник	Як впливає на ефективність	Наслідки при високому рівні показника	Наслідки при низькому рівні показника
Конструктивні	Якість складання, ущільнення	Впливають на витрати, герметичність, вібрації	Низькі внутрішні втрати, відсутність підсмоктування повітря, плавна робота	Підвищені втрати, витік, шум, вібрації, прискорений знос вузлів
Експлуатаційні	Режим керування (частотне регулювання, автоматика)	Визначає наближення до оптимальної точки роботи	Робота в зоні максимального ККД, плавні пуски, відсутність гідроударів	Постійна робота поза оптимумом, перевантаження, зайві енерговитрати
Експлуатаційні	Умови монтажу (глибина, діаметр, фільтрація)	Впливають на вхідні умови роботи насоса	Відсутність кавітації, оптимальний підвід води, менший знос	Кавітація, засмічення, нерівномірний підвід, падіння ефективності

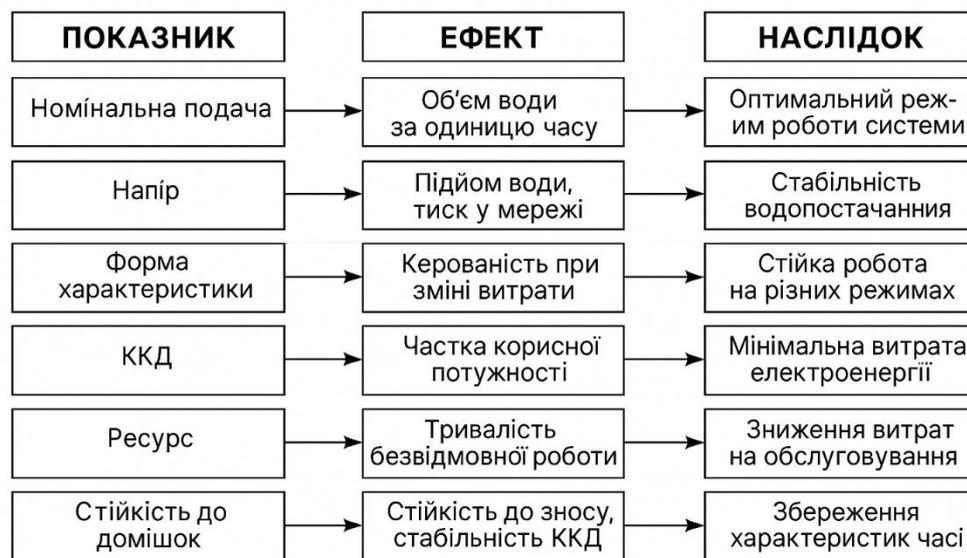


Рис. 1.5 – Вплив показників якості на ефективність глибинних насосів

1.3. Аналіз шляхів підвищення показників якості глибинних насосів

Підвищення якості глибинних насосів доцільно розглядати не як окремі разові заходи, а як комплексну оптимізацію гідравлічної частини (Q - H , $\eta(Q)$); енергетики (ККД, питомі енерговитрати); надійності та ресурсу;

конструктивного виконання; умов експлуатації та системи керування.

При цьому критерієм доцільності модернізацій виступає комплексний показник якості / ефективності (наприклад, KQI), що враховує як енергетичні, так і надійнісні та експлуатаційні аспекти [140].

Шляхи підвищення гідравлічних показників:

1. Оптимізація підбору насоса під свердловину.

Найпростіший, але надзвичайно ефективний шлях – правильний гідравлічний вибір: розрахунок напору з урахуванням динамічного рівня води та втрат у трубопроводах; підбір насоса так, щоб робоча точка знаходилася поблизу максимального ККД; уникнення роботи на крайніх ділянках характеристики (занадто малі або завеликі подачі). Це призводить до зменшення перевантаження двигуна, стабільніший тиск, підвищення ККД у робочому діапазоні.

2. Удосконалення гідравлічної частини.

На рівні конструкції насосів можливі такі заходи: застосування гідравлічно досконаліших робочих коліс (3D-профіль, оптимізований вихідний кут лопаті); зниження гідравлічних втрат у дифузорах, напрямних апаратах, корпусі; зменшення втрат на тертя за рахунок згладжених каналів і якісної обробки поверхонь. Це зміщує криву $\eta(Q)$ вгору та розширює діапазон ефективної роботи.

3. Підвищення енергетичної ефективності

3.1. Використання частотного перетворювача (ПЧ)

Частотне керування – один із найефективніших шляхів підвищення якості: підтримка постійного тиску при змінній витраті (адаптація Q і H до потреб); робота насоса в околі точки максимального ККД при різних режимах; зменшення пускових струмів і механічних ударних навантажень; потенційна економія електроенергії до 20-40 % у порівнянні з нерегульованим приводом.

3.2. Вибір двигуна з кращим ККД.

Застосування енергоефективних електродвигунів класів IE3/IE4; оптимізація системи охолодження двигуна (правильний напрямок потоку вздовж корпусу, кожухи-обводи тощо). Це дозволяє зменшити питомі енерговитрати без зміни гідравлічної частини.

4. Підвищення надійності та ресурсу

4.1. Підвищення стійкості до домішок

Особливо актуально для свердловин із піском: застосування гвинтових / шнекових насосів замість відцентрових у “важких” умовах; встановлення фільтрувальних сіток, щілинних фільтрів, зон відстою; оптимальний вибір швидкості потоку через фільтр (уникнення надмірних швидкостей, що тягнуть пісок). Ці заходи зменшують абразивний знос, дозволяють довше зберігати паспортні значення Q , H та η .

4.2. Використання якісніших матеріалів і підшипникових вузлів: нержавіюча сталь високих марок (AISI 304/316, дуплексні сталі); полімери з підвищеною зносостійкістю для робочих коліс; підшипники ковзання з водяним змащуванням, керамічні або композитні втулки. Це напряду збільшує ресурс і безвідмовність, зменшує частоту підйомів насоса на ремонт.

4.3. Система захистів та діагностики: захист від сухого ходу (датчик рівня, реле контролю потужності); захист від перенапруги та перевантаження (реле, ПЧ із вбудованим захистом); контроль температури обмоток, вібрацій, струмів. Наявність такої автоматики істотно знижує ймовірність аварійних відмов і продовжує ресурс установки.

5. Конструктивно-експлуатаційні шляхи підвищення якості.

5.1. Оптимізація монтажу та обв'язки: дотримання рекомендованої глибини занурення (щоб уникнути кавітації й сухого ходу); правильний вибір діаметра колони та типу труб; компенсація гідроударів (гідроакумулятори, плавні пуски/зупинки). Невірний монтаж може звести нанівець потенційну якість насоса.

5.2. Регламентне технічне обслуговування: періодична перевірка електричних з'єднань, ізоляції кабелю; контроль витрат і напору (раннє виявлення падіння характеристик); планова профілактика й очищення фільтрів. Своєчасне технічне обслуговування дозволяє утримувати фактичні показники якості близько до паспортних.

Підвищення показників якості глибинних насосів потребує комплексних технічних та організаційних рішень, що охоплюють гідравлічну, енергетичну, надійнісну та експлуатаційну складові.

Найбільший ефект дають: частотне регулювання, правильний гідравлічний підбір, захисти та фільтрація, а також використання високоякісних матеріалів.

Застосування комплексного індексу *KQI* дозволяє об'єктивно оцінити ефективність окремих заходів і обрати оптимальний варіант модернізації (рис. 1.6.).



Рис. 1.6 – Шляхи підвищення показників якості глибинних насосів

1.4. Аналіз нормативного забезпечення щодо підвищення показників якості глибинних насосів

Всі технологічні процеси тісно взаємозалежні і їх показники якості повинні оцінюватися комплексно. Відособлена оптимізація одних процесів

може привести до збільшення втрат в інших процесах. Таким чином, потрібна комплексна нормативна база забезпечення показників якості глибинних насосів, спрямована на зниження собівартості видобутку нафта та підвищення конкурентоспроможності вітчизняних нафтогазовидобувних підприємств.

Існуюча нормативна база [51, 60-69, 76-83, 129-135] повинна регламентувати методи та методики забезпечення високих показників якості нафтовидобувного обладнання, зокрема, глибинних насосів. Шлях Євроінтеграції України вимагає відповідності нормативної бази України міжнародним стандартам, що гарантує забезпечення високих показників якості нафтовидобувних підприємств та їх окремих елементів. З метою визначення такої відповідності проведено аналіз існуючої нормативної бази України щодо підвищення показників якості елементів нафтовидобувних підприємств, короткий зміст якого наведено в таблиці 1.8.

Таблиця 1.8 – Аналіз нормативної бази України щодо підвищення показників якості нафтовидобувних підприємств та їх елементів

№	Стандарт	Короткий аналіз змісту
1	ДСТУ 2226-93	Документ визначає термінологію та основні визначення щодо автоматизованих систем, які можуть використовуватись в НГДП
2	ДСТУ 2709-94	Документ визначає основні положення метрологічного забезпечення, яке використовується в автоматизованих системах керування, в тому числі в НГДП
3	ДСТУ 3626-97	Документ визначає положення базових програмно-технічних комплексів локального рівня для розосереджених систем керування. Призначено для автоматизації окремих машин, агрегатів, технологічних процесів і установок, а також в інтегрованих системах керування підприємств нафтовидобувної промисловості
4	ДСТУ 4134-2002	В документі визначені методики проведення вимірювань в інформаційних системах автоматизованих систем

Продовження таблиці 1.8.

		керування. Наведені методики визначення похибок вимірювань та їх коректування в процесі експлуатації обладнання промислових підприємств
5	ДСТУ EN 61069-5:2022 (EN 61069-5:2016, IDT; IEC 61069-5:2016, IDT)	Документ регламентує питання вимірювання, керування та автоматизації технологічних процесів промислових об'єктів. Наведені методики оцінювання показників якості, а саме показників надійності
6	ДСТУ EN 809:2015 (EN 809:1998+A1:2009, AC:2010, IDT)	Документ визначає технічні вимоги щодо техніки безпеки при конструюванні, збиранні, монтуванні, експлуатації та обслуговуванні насосних установок. Визначено перелік небезпек, які можуть виникати при невірному використанні насосних установок. Визначені заходи, які направлені на зниження таких небезпек
7	ДСТУ EN 12162:2013 (EN 12162:2001+A1:2009, IDT)	Документ визначає методику проведення гідравлічних випробувань з метою перевірки складових частин всіх типів рідинних насосів під тиском
8	ДСТУ 6134:2009 (ISO 9906:1999)	Документ визначає вимоги щодо програми проведення та методики випробувань динамічних насосних установок в тому числі на місці експлуатації за гідравлічними характеристиками. Визначені гарантійні зобов'язання та їх підтвердження при приймальних випробуваннях
9	ДСТУ 3063-95	Документ визначає терміни щодо насосів, які призначені для перекачування з низького рівня на високий. Документ визначає класифікацію таких насосів та принципи їх проектування та експлуатації з урахуванням в'язкості нафти
10	ДСТУ 3455.2-96 Частина 2. (ISO 5598:1985, NEQ).	Документ визначає терміни щодо об'ємних гідроприводів та пневмоприводів при проектуванні та експлуатації
11	ДСТУ EN ISO 15551-1:2022 Частина 1. (EN ISO 15551-1:2015, IDT; ISO 15551-1:2015, IDT)	Документ відноситься до нафтової та газової промисловості, а саме до бурового та виробничого обладнання. Документ регламентує проектування систем електричних глибинних насосів
12	ДСТУ EN ISO 13710:2022 (EN ISO 13710:2004, IDT; ISO	Документ регламентує питання проектування та техніки безпеки при експлуатації поршневих об'ємних насосів нафтової, нафтохімічної та газової промисловості

Продовження таблиці 1.8.

	13710:2004, IDT)	
13	ДСТУ 4110-2002 (ANSI/IEEE 739:95, NEQ)	Документ регламентує практичні питання енергозбереження та економічно ефективного планування режимів роботи обладнання на промислових підприємствах. Визначено принципи складання енергобалансу підприємства та обладнання. Зазначено необхідність аналізу енергоспоживання. Регламентовано методика аналізу та розрахунку витрат енергоресурсів на виробництві. Встановлені типові форми для впорядкування інформації щодо енергозбереження
14	ДСТУ 3682-98 (ГОСТ 30583-98)	Документ регламентує методику визначення повної енергоемності виробництва (продукції, послуг, режимів). Стандарт є обов'язковим до використання
15	ДСТУ 3886-99	Документ регламентує вимоги до розрахунку потужності, коефіцієнту потужності електроприводів глибинних насосів. Встановлено вимоги до вибору типу електроприводу. Наведено рекомендації щодо вибору методів вирівнювання навантаження та вимоги до проведення енергоаудиту глибинних насосів. Наведені вимоги щодо складу та оформленню документації та надані рекомендації з енергозбереження в електроприводах в тому числі глибинних насосів
16	ДСТУ 5003.3- 1:2008	Документ упорядковує всі процеси створення, функціонування та подальшого розвитку автоматизованих систем обліку електричної енергії. Є базою для визначення рівня енергозбереження та показників якості, в яких враховується споживча енергія
17	ДСТУ 4715:2007	Документ встановлює склад і зміст робіт на стадіях проектування та впровадження систем енергетичного аудиту на нафтовидобувному підприємстві. Документ встановлює вимоги щодо послідовності робіт та запровадження системи енергетичного аудиту, складання проектної та експлуатаційної документації
18	ДСТУ 4713:2007	Документ визначає призначення і завдання енергетичного аудиту, основні етапи енергетичного аудиту, вимоги до робіт, вимоги до збирання та аналізування інформації, вимоги до розробки рекомендацій щодо впровадження енергозбереження та техніко-економічне обґрунтування енергозберігаючих заходів

Продовження таблиці 1.8.

19	ДСТУ 5077:2008	Документ встановлює загальні вимоги до порядку перевірки ефективності функціонування системи енергетичного менеджменту, контролювання ефективності, визначення критеріїв перевірки ефективності та порядку визначення рівня ефективності функціонування систем енергетичного менеджменту
20	СОУ-Н МПЕ 40.1.09.151:2005	Документ визначає вимоги щодо складання енергетичних характеристик устаткування. Регламентовано порядок визначення нормативних питомих витрат. Наведено методичні рекомендації щодо заощадження палива на підприємствах
21	ДСТУ EN 62308:2022 (EN 62308:2006; IEC 62308:2006, IDT)	Документ регламентує питання надійності обладнання. Наведені методи оцінювання показників надійності
22	ДСТУ 2861-94	Документ встановлює основні положення та порядок проведення аналізу показників надійності об'єктів зокрема нафтовидобувної галузі. Документ діє на технічні системи, пристрої, машини, механізми, апаратуру, прилади чи будь-які їх частини
23	ДСТУ 2862-94	Документ встановлює загальні вимоги і положення щодо розрахунку таких показників якості, як показники безвідмовності, показники довговічності, показники ремонтпридатності, показники збережуваності та комплексних показників надійності
24	ДСТУ 2863-94	Документ встановлює загальні вимоги до забезпечення показників надійності, а також порядок їх визначення. Документ є основою для розробки державних та галузевих стандартів в напрямку забезпечення високих показників надійності
25	ДСТУ 2864-94	Документ встановлює основні положення щодо оцінювання і контролю показників надійності техніки. Визначені види експериментальних досліджень показників надійності
26	ДСТУ 3004-95	Документ встановлює методи вибору експериментальних випробувань з метою визначення та оцінки показників надійності технічних систем, пристроїв, машин та механізмів, які розглядаються з погляду надійності як самостійні одиниці

Нормативні документи достатньо повно регламентують загальні питання, які пов'язані з термінологією та основними положеннями проектування та експлуатації глибинних насосів та нафтовидобувних

комплексів де вони працюють. Є корисні методики щодо створення та експлуатації автоматичних систем керування глибинними насосами та методики щодо проведення відповідних вимірювань (гідравлічних, динамічних тощо), необхідних як для задач ефективного керування, так й для визначення основних техніко-економічних показників роботи насосів.

В нормативній базі не повно відображені методики визначення та підвищення деяких показників якості роботи глибинних насосів. Так, наприклад, велика увага приділяється показникам надійності, що є вкрай важливим, але технічним показникам якості, таким як коефіцієнт корисної дії, такої уваги бракує, що може призвести до підвищення собівартості та зниженню показників енергоефективності нафтовидобувної галузі. Тобто, бракує нормативних документів, які регламентують забезпечення високих технічних показників якості глибинних насосів при їх автоматичному керуванні. Нормативні документ, які розглядають питання енергоефективності, регламентують практичні питання енергозбереження та економічно ефективного планування режимів роботи, принципи складання енергобалансу та аналізу енергоспоживання. Є методики аналізу та розрахунку витрат енергоресурсів. Але майже все це є аналіз та планування, тобто визначення показників якості, а не їх підтримка в режимі експлуатації. Бракує методик визначення та підтримки енергоефективних режимів роботи глибинних насосів в широкому діапазоні нормальної експлуатації в режимі реального часу.

Підтвердження цього висновку можна побачити на рис.1.7, де наведена класифікація існуючих нормативних документів за ознакою напрямку, яке розглядається в стандарті. З класифікації видно, що питанню покращення технічних показників якості глибинних насосів, а саме показникам енергоефективності, приділяється недостатньо уваги, що є головним недоліком існуючої нормативної бази України.



Рис. 1.7 – Структура нормативної бази щодо забезпечення високих показників якості глибинних насосів та елементів насосних станцій

Аналіз показав, що в існуючій нормативній базі бракує нормативних методик визначення та підтримки енергоефективних режимів роботи глибинних насосів в широкому діапазоні нормальної експлуатації в режимі реального часу, в тому числі методик синтезу енергоефективних систем керування, які працюють за критерієм мінімуму сумарних втрат енергії в глибинній насосній станції.

1.5. Аналіз систем керування глибинними насосами

1.5.1. Вимоги до систем керування глибинними насосами

Система керування глибинним насосом повинна забезпечувати:

- стабільну роботу насоса в оптимальній точці;
- захист від аварійних режимів та зниження ризику відмов;
- підтримання необхідного тиску та продуктивності;
- раціональне використання електроенергії, зменшення питомих енерговитрат;
- збільшення ресурсу обладнання шляхом зниження механічних та теплових навантажень.

Схеми керування глибинними насосами наведені на рис. 1.8.

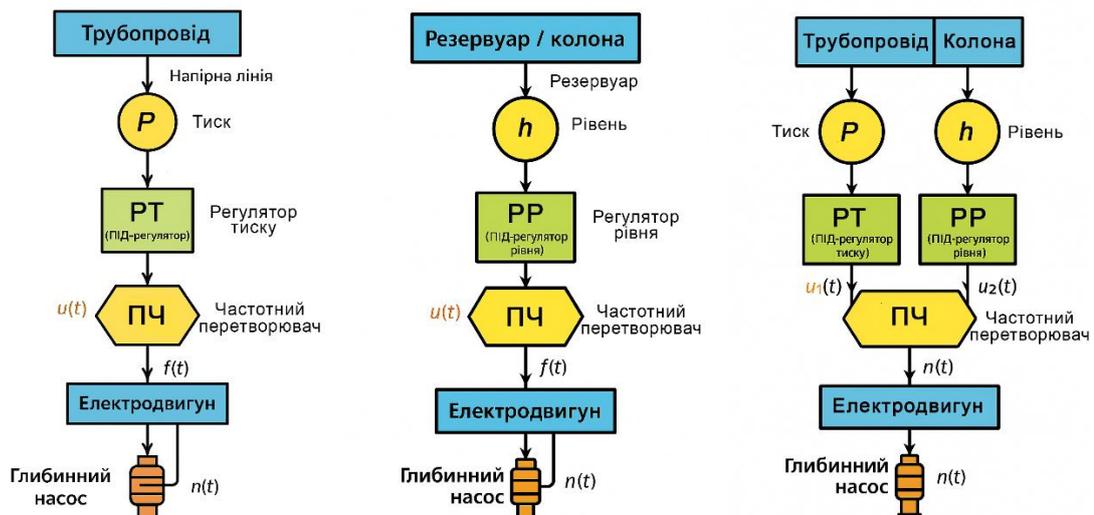


Рис. 1.8 – Структурні схеми системи керування глибинними насосами (за тиском, за рівнем та комбінована)

Сучасні системи керування включають комбінації: датчики – контролер – силовий привід – захисти – зворотні зв'язки – виконавчі механізми (рис. 1.9).

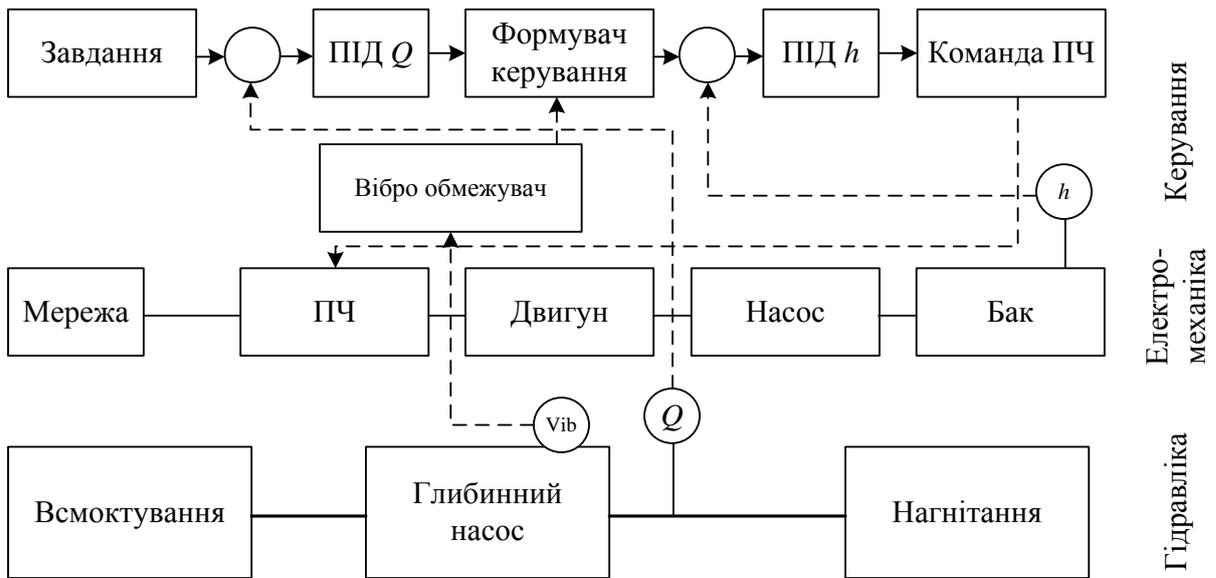


Рис. 1.8 – Структурна схема системи керування глибинними насосами

1.5.2. Класифікація систем керування глибинними насосами

1. Релейні (порогові) системи керування. Насос вмикається та вимикається при досягненні певного рівня тиску або рівня води.

Характерні риси: простота реалізації; низька вартість; жорсткі вмикання/вимикання – підвищене зношування; значні гідроудари; відсутність роботи в зоні оптимальної енергоефективності.

Типові компоненти: реле тиску, реле потоку, реле рівня.

2. Системи з частотним керуванням (ПЧ, інвертор)

Принцип роботи: плавна зміна частоти живлення двигуна – зміна обертів, подачі та напору.

Переваги: плавний пуск/зупинка; робота в точці максимального ККД; зниження споживання електроенергії до 30-40 %; відсутність гідроударів; можливість точного регулювання тиску, витрати чи рівня.

Типові алгоритми: ПД-регуляція тиску/витрати, каскадний режим, підтримка мінімальної швидкості.

3. Програмовані системи на ПЛК / контролерах.

Це складні системи, застосовувані в громадах, промислових свердловинах, групових насосних станціях.

Функціонал: логіка роботи кількох насосів; автоматичне резервування; моніторинг та диспетчеризація; аналіз аварійних параметрів; ведення статистики та SCADA-візуалізація.

4. Інтелектуальні системи керування.

Вбудовані алгоритми, що самостійно адаптують роботу насоса: автоналаштування ПД; прогнозування сухого ходу за споживаною потужністю; автоматичне уникнення кавітації; оптимізація енерговитрат у змінних умовах; автокомпенсація зносу. Це найсучасніший тип систем.

1.5.3. Основні функції сучасних систем керування глибинним насосом

1. Плавний пуск і зупинка: зменшення пускових струмів; уникнення механічного удару валу; підвищення ресурсу двигуна.

2. Захисти: захист від сухого ходу. Аналізується один із параметрів: струм двигуна, напруга, потужність $P \rightarrow$ різке падіння висхідної лінії H сигнал датчика рівня; захист від перенапруги/недонапруги. Запобігає перегріву обмоток; захист від перевантаження / заклинювання; захист від кавітації; захист від перегріву.

3. Підтримка стабільного тиску або рівня а допомогою ПД-регулятора; багатозонних характеристик; адаптивної регуляції.

4. Енергооптимізація. Використання алгоритмів оптимізації точки роботи на кривих $\eta(Q)$; мінімізації питомих енерговитрат; "нічний режим" та алгоритми зменшення обертів у години низького водоспоживання.

1.5.4. Вплив систем керування на ефективність роботи насосів

Удосконалення систем керування дає такі переваги:

1. Зниження питомих енерговитрат:

ПЧ + ПД = економія електроенергії до 35-40 %.

2. Підвищення ресурсу:

Плавні пуски зменшують знос підшипників на +20-30 % ресурсу; термічні навантаження на двигун зменшуються на 10-20 %.

3. Підвищення стабільності водопостачання. Система підтримує сталий тиск у мережі; точну відповідність між Q та споживанням; автоматичне перемикавання режимів при падінні рівня у свердловині.

4. Зменшення аварій. Система захистів знижує кількість аварійних зупинок на 50-70 %, особливо в свердловинах з піском.

Загальне порівняння систем керування та їх енергоефективність показано в табл. 1.9.

Таблиця 1.9. Порівняння типів систем керування

Тип системи	Надійність	Енерго-ефективність	Вартість	Режимність	Коментар
Релейна	Низька	Низька	Дуже низька	Жорсткі увімк/вимк	Найдешевша, але неефективна
З частотним перетворювачем	Висока	Дуже висока	Середня	Плавне регулювання	Оптимальний варіант для
ПЛК-система	Дуже висока	Висока	Висока	Мульти-параметрична	Для промислових свердловин
Інтелектуальна	Найвища	Найвища	Висока	Адаптивна	Smart-рішення нового покоління

Системи керування є вирішальним фактором ефективності роботи глибинних насосів [141]. Перехід від релейного керування до частотного або інтелектуального дозволяє знизити питомі енерговитрати, продовжити ресурс установки, стабілізувати роботу в умовах змінного водоспоживання, зменшити аварійність та собівартість експлуатації. Найбільш ефективними є системи на базі частотних перетворювачів з впровадженням алгоритмів ПД і адаптивної оптимізації.

1.6. Висновки за розділом 1

1. Глибинні насоси є основними елементами, режими роботи яких визначають техніко-економічні показники нафтовидобувного підприємства та загальнопромислових насосних станцій свердловинного типу. Технічні показники якості роботи глибинних насосів значно впливають на загальні галузеві показники якості. Майже 95% витрат на власні потреби нафтовидобувного підприємства йде на привід насосів, серед яких глибинні є найпотужнішими. Режими роботи глибинних насосів в значній мірі визначають собівартість видобування нафти та впливають на показники енергоефективності всієї нафтовидобувної галузі, тому саме удосконаленню нормативної бази та підвищенню показників якості глибинних насосів треба приділяти увагу при вирішенні задачі підвищення показників якості нафтовидобувних комплексів.

2. Показники якості глибинних насосів визначають їх реальну ефективність не лише в енергетичному, але й у надійнісному та економічному аспектах. Гідравлічні характеристики впливають на узгодженість насоса із системою та роботу в оптимальній точці. Енергетичні показники (ККД, питомі енерговитрати) визначають вартість 1 м³ води і навантаження на електромережу. Надійність, ресурс та стійкість до домішок безпосередньо впливають на частоту ремонтів, простої та довговічність установки. Конструктивна якість і система захистів є важливим резервом підвищення ефективності без зміни базових гідравлічних параметрів.

3. Підвищення показників якості глибинних насосів потребує комплексних технічних та організаційних рішень, що охоплюють гідравлічну, енергетичну, надійнісну та експлуатаційну складові. Найбільший ефект дають: частотне регулювання, правильний гідравлічний підбір, захисти та фільтрація, а також використання високоякісних матеріалів. Застосування комплексного індексу *KQI* дозволяє об'єктивно оцінити ефективність окремих заходів і обрати оптимальний варіант

модернізації.

4. Проведено аналіз існуючих нормативних документів України, які регламентують визначення та забезпечення високих показників якості глибинних насосів нафтовидобувних комплексів та розроблена класифікацію нормативних документів за відповідними напрямками. Аналіз показав, що в існуючій нормативній базі бракує нормативних методик визначення та підтримки енергоефективних режимів роботи глибинних насосів в широкому діапазоні нормальної експлуатації в режимі реального часу, в тому числі методик синтезу енергоефективних систем керування, які працюють за критерієм мінімуму сумарних втрат енергії в глибинній насосній станції.

5. Системи керування є вирішальним фактором ефективності роботи глибинних насосів. Перехід від релейного керування до частотного або інтелектуального дозволяє знизити питомі енерговитрати, продовжити ресурс установки, стабілізувати роботу в умовах змінного водоспоживання, зменшити аварійність та собівартість експлуатації. Найбільш ефективними є системи на базі частотних перетворювачів з впровадженням алгоритмів ПД і адаптивної оптимізації.

6. Удосконалення наукових методів та оптимізація систем керування з метою підвищення показників якості роботи глибинних насосів є актуальною задачею.

РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ ТА МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ГЛИБИННИХ НАСОСІВ ТА ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ ЇХ РОБОТИ

2.1. Задачі та вимоги до математичного моделювання глибинних насосів

Математичне моделювання глибинних насосів є ключовим інструментом для аналізу їх динамічних характеристик, оптимізації режимів роботи, побудови ефективних систем керування та підвищення енергетичної ефективності насосних комплексів [140, 141]. У контексті сучасних вимог до надійності, ресурсу та економічності глибинних насосів (відцентрових та гвинтових) математичні моделі мають забезпечувати відповідний рівень точності та враховувати специфіку фізичних процесів у насосних агрегатах.

2.1.1. Основні задачі математичного моделювання глибинних насосів

Основними задачами моделювання глибинних насосів є [138]:

1. Аналіз робочих характеристик:

- побудова залежностей $Q-H$, $Q-\eta$, $Q-P$;
- визначення робочої точки насосної установки з урахуванням системної характеристики свердловини або трубопроводу;
- оцінка впливу зміни частоти обертання на гідравлічні параметри.

1.2. Дослідження динаміки та перехідних процесів:

- моделювання запуску/зупинки насоса;
- аналіз коливань подачі, тиску, моменту;
- визначення сталих часу гідравлічної та електромеханічної частин;
- перевірка стійкості системи при зміні навантаження.

3. Проектування та аналіз систем керування:

- синтез ПІ/ПІД-регуляторів для тиску/подачі;

- моделювання поведінки приводу (частотного перетворювача);
- дослідження впливу насичення, затримок, обмежень моменту;
- забезпечення стабільності згідно із заданими критеріями (ISE, IAE, ІТАЕ, КQI).

4. Оцінювання енергетичної ефективності:

- моделювання втрат енергії (гідравлічні, механічні, об'ємні);
- аналіз залежності ККД від технологічних параметрів;
- визначення можливостей оптимізації енергоспоживання за рахунок керування.

5. Прогнозування технічного стану та ресурсу

- моделювання деградації параметрів (зношення шнеку, міжвиткові витоки);
- оцінка впливу зниження ККД та збільшення витоків;
- діагностика можливих аварійних станів (кавітація, перегрів, блокування).

2.1.2. Вимоги до математичних моделей глибинних насосів

1. Адекватність фізичним процесам.

Модель повинна описувати:

- залежності між подачею, напором, моментом, частотою;
- втрати енергії (об'ємні, гідравлічні, механічні);
- вплив тиску та в'язкості середовища;
- специфіку конструкції (багатоступенева крильчаста або гвинтова геометрія).

2. Можливість лінеаризації.

Модель має допускати:

- одержання лінеаризованої моделі в околі робочої точки;
- побудову матриць стану A, B, C, D ;
- аналіз стійкості та синтез регуляторів.

3. Достатня точність у робочому діапазоні:

- похибка не повинна перевищувати 5-10% у діапазоні робочих подач;
- апроксимація характеристик має бути стабільна (поліноми 2-3 порядку або експериментальні залежності).

4. Простота структури.

Для використання в системах керування модель повинна бути:

- компактною (кілька диференціальних рівнянь 1-го порядку);
- швидко обчислюваною в реальному часі (модель цифрового регулятора);
- з мінімальною кількістю важкодоступних параметрів.

5. Параметричність та можливість ідентифікації:

- модель дозволяє коригувати параметри за результатами експерименту;
- можливе онлайн-оновлення параметрів (напр., витоків k_s та ККД η).

6. Стійкість у чисельних розрахунках:

- відсутність різких нелінійностей, що призводять до розривів;
- відсутність особливостей типу $1/\omega$ у нулі;
- обов'язкова стабілізація насиченням у каналі приводу.

7. Узгодженість із даними паспорта та експерименту.

Модель повинна відтворювати:

- паспортні характеристики виробника;
- експериментальні дані в статичних і динамічних режимах.

2.1.3. Основні вимоги до моделей гвинтових та відцентрових насосів

Відцентрові насоси:

- коректна залежність напору від подачі:

$$H(Q) \sim H_0 - aQ^2; \quad (2.1)$$

- врахування закону подібності:

$$Q \sim n, H \sim n^2, P \sim n^3; \quad (2.2)$$

- гідравлічна інерція подачі (динаміка першого порядку).

Гвинтові насоси.

- модель об'ємної подачі:

$$Q = \frac{V_0}{2\pi} \omega - k_s \Delta p \quad (2.3)$$

- лінійна залежність витоків від тиску;

- слабка залежність від частоти: гвинтові насоси ближче до «об'ємних машин»;

- стійка лінеаризація.

2.1.4. Вимоги до моделювання в контурі керування

Для роботи у складі АСУ модель повинна забезпечувати [121]:

1. Відповідність режимам керування:

- стабілізація напору/подачі;

- перемикання режимів (ручний – автоматичний);

- робота з насиченням ПЧ.

2. Можливість аналізу критеріїв ефективності:

- ISE, IAE, ITAE;

- енергетичний КРІ;

- комплексний показник якості KQI.

3. Моделювання аварійних режимів:

- перевищення тиску;

- падіння подачі (збільшення витоків);

- кавітація (для відцентрових насосів).

Таким чином, задачі математичного моделювання включають аналіз робочих характеристик, дослідження динаміки, проектування систем керування, оцінку енергетичної ефективності та прогнозування ресурсу. Вимоги до моделей – це адекватність, можливість лінеаризації, точність,

простота структури, параметричність, стабільність і відповідність експерименту.

Розроблені моделі мають забезпечити повний цикл інженерного аналізу, від побудови характеристик насосів до оптимізації алгоритмів керування та оцінки їх енергоефективності.

2.2. Математичне моделювання глибинних насосів відцентрового типу

2.2.1. Припущення та область застосування моделі

Розглядаємо багатоступеневий глибинний відцентровий насос з вертикальним валом, який подає воду зі свердловини по напірній колоні труби.

Основні припущення:

Рідина – нестислива (вода, $\rho \approx \text{const}$, $\nu \approx \text{const}$).

Робота далеко від кавітації ($NPSH_a \geq NPSH_r$).

Вал насоса жорсткий, радіальні коливання не розглядаємо лише динаміка кутової швидкості ω .

Стінки трубопроводу жорсткі – простий варіант одновимірної гідравліки (без повного розв'язання рівнянь коливань тиску).

Вхідний тиск – близький до гідростатичного, температура стала.

2.2.2. Стаціонарна гідравлічна модель насосу

Напірна характеристика насосу

У паспортному режимі (номінальна частота обертання n_n) напір насоса описують поліномом [136]:

$$H_p^*(Q) = a_0 + a_1Q + a_2Q^2 + a_3Q^3, \quad (2.4)$$

де H_p^* – напір насоса при $n=n_n$ (м); Q – об'ємна подача (м³/с або м³/год); a_i – коефіцієнти, визначені за паспортною H - Q характеристикою.

З урахуванням законів подібності:

$$Q \sim n, \quad H \sim n^2, \quad (2.5)$$

отримуємо узагальнену характеристику для довільної частоти n :

$$H_p(Q, n) = \left(\frac{n}{n_H} \right)^2 H_p^* \left(Q \frac{n_H}{n} \right). \quad (2.6)$$

Це вже повна стаціонарна характеристика насоса $H_p(Q, n)$.

Системна характеристика трубопроводу

Для глибинного насоса нас цікавить сумарний напір, який необхідно створити:

$$H_{\text{сист}}(Q) = H_{\text{гео}} + H_{\text{вт}}(Q), \quad (2.7)$$

де $H_{\text{гео}}$ – геодезичний (статичний) напір: різниця рівнів води в свердловині та у споживача (м); $H_{\text{вт}}(Q)$ – втрати напору в трубопроводі та арматурі.

Використовуючи формулу Дарсі–Вейсбаха:

$$H_{\text{вт}}(Q) = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} + \sum \zeta_i \frac{v^2}{2g}, \quad (2.8)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя; L – довжина труби; D – діаметр труби; ζ_i – коефіцієнти місцевих опорів; $v = 4Q/(\pi D^2)$ – середня швидкість потоку.

Як правило, це зводять до квадратичної залежності:

$$H_{\text{сист}}(Q) = H_{\text{гео}} + kQ^2, \quad (2.9)$$

де коефіцієнт k розраховується з урахуванням геометрії трубопроводу.

Робоча точка

Стаціонарна робоча точка насоса визначається з рівняння [138]:

$$H_p(Q, n) = H_{\text{сист}}(Q). \quad (2.10)$$

Розв'язавши це рівняння відносно Q , отримуємо робочу подачу Q_p , далі знаходимо $H_p = H_p(Q_p, n)$.

2.2.3. Енергетична модель: потужність, ККД, момент

Гідравлічна потужність:

$$P_r = \rho g Q H_p(Q, n). \quad (2.11)$$

ККД насоса.

ККД насоса зазвичай подають як функцію подачі [137]:

$$\eta(Q, n) = \eta^* \left(Q \frac{n_H}{n} \right), \quad (2.12)$$

де $\eta^*(Q)$ може бути апроксимована поліномом або гаусоподібною функцією:

$$\eta^*(Q) = \eta_{\max} \exp \left(- \frac{(Q - Q_{\text{opt}})^2}{2\sigma^2} \right). \quad (2.13)$$

Електромеханічна потужність та момент.

Електрична потужність на валу насоса:

$$P_{\text{ел}} = \frac{P_r}{\eta(Q, n)}. \quad (2.14)$$

Механічний момент на валу:

$$M_h(Q, \omega) = \frac{P_{\text{ел}}}{\omega} = \frac{\rho g Q H_p(Q, n)}{\eta(Q, n) \omega}, \quad (2.15)$$

де $\omega = 2\pi n / 60$.

2.2.4. Динамічна модель обертання електродвигуна й насоса

Рівняння руху ротора

Нехай сумарний момент інерції «двигун + насос + вода в робочих колесах» дорівнює J . Тоді диференціальне рівняння обертання [139]:

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_{\text{дв}}(t) - M_h(Q, \omega), \quad (2.16)$$

де $M_{\text{дв}}(t)$ – момент, який розвиває електродвигун (може задаватися як функція струму, напруги, частоти від ПЧ тощо).

Для асинхронного двигуна або використовують повну електромагнітну модель (система рівнянь у dq -координатах), або спрощену статичну характеристику $M_{\text{дв}} = f(s)$ з урахуванням ковзання.

У більшості інженерних задач керування насосами беруть спрощення:

$$M_{дв}(t) = M_{ном} \cdot f(u(t)), \quad (2.17)$$

де $u(t)$ – керувальний сигнал (частота інвертора).

2.2.5. Спрощена динаміка гідравлічної частини

Якщо потрібно врахувати перехідні процеси по витраті та тиску, можна ввести динамічну ланку першого порядку для Q :

$$T_Q \frac{dQ}{dt} + Q = Q_{ст}(\omega, p_{вх}), \quad (2.18)$$

де T_Q – постійна часу заповнення/спорожнення об'єму в трубопроводі; $Q_{ст}$ – стаціонарна подача, що відповідає поточним ω та гідравлічному опору системи (розв'язок рівняння $H_p = H_{сист}$).

У більш точному варіанті використовується лінеаризована модель в околі робочої точки [139]:

$$\Delta \dot{Q} = a_{QQ} \Delta Q + a_{Q\omega} \Delta \omega + a_{Qp} \Delta p, \quad (2.19)$$

де коефіцієнти a_{ij} визначаються із часткових похідних від рівнянь енергії та безперервності.

2.2.6. Обмеження по кавітації (NPSH)

Для глибинних насосів важливим є виконання умови:

$$NPSH_a \geq NPSH_r(Q), \quad (2.20)$$

де $NPSH_a$ – наявний кавітаційний запас:

$$NPSH_a = \frac{p_{вх}}{\rho g} + z_{вх} - \frac{p_{пара}}{\rho g} - h_{вт,вх}(Q), \quad (2.21)$$

$NPSH_r(Q)$ – потрібний кавітаційний запас (паспортна характеристика насоса).

У динамічній моделі це зазвичай використовується як обмеження: при порушенні умови можливі падіння напору та викид сигналу «аварія».

2.2.7. Зведена форма моделі для моделювання

Якщо треба модель мінімальної складності, зручно вибрати стан:

$x_1 = \omega$ – кутова швидкість валу;

$x_2 = Q$ – подача (опційно, якщо моделюємо динаміку гідравліки).

Тоді система буде виглядати:

Динаміка обертання:

$$J \dot{\omega} = M_{\text{дв}}(u) - M_h(Q, \omega) = M_{\text{дв}}(u) - \frac{\rho g Q H_p(Q, n)}{\eta(Q, n) \omega}. \quad (2.22)$$

Динаміка потоку (простий варіант):

$$T_Q \dot{Q} + Q = Q_{\text{ст}}(\omega, p_{\text{вих}}), \quad (2.23)$$

або лінеаризований варіант навколо робочої точки.

Алгебраїчні зв'язки:

$$n = \frac{60}{2\pi} \omega,$$

$$H_p(Q, n) = \left(\frac{n}{n_H} \right)^2 H_p^* \left(Q \frac{n_H}{n} \right), \quad (2.24)$$

$$P_r = \rho g Q H_p(Q, n), \quad P_{\text{ел}} = \frac{P_r}{\eta(Q, n)}.$$

2.3. Математичне моделювання глибинних насосів гвинтового типу

2.3.1. Припущення та опис об'єкта

Розглядаємо одноступеневий гвинтовий глибинний насос типу, який перекачує нестисливу рідину (воду) з густиною $\rho \approx \text{const}$; працює в свердловині з глибиною $H_{\text{гео}}$; має один гвинтовий ротор та еластичний статор, що утворюють герметичні камери; приводиться електродвигуном зі швидкістю обертання n або ω .

Гвинтовий насос є об'ємним, тому базова модель будується від геометричного робочого об'єму та витoku [136].

2.3.2. Геометрична та об'ємна модель

Геометричний робочий об'єм.

Нехай V_0 – зміщений об'єм за один оберт ротора, м³/об (об'єм усіх камер, що переміщуються за один повний цикл);

n – частота обертання, об/с;

$\omega = 2\pi n$ – кутова швидкість, рад/с.

Ідеальна (без витоків) подача:

$$Q_{\text{ід}} = V_0 n = \frac{V_0}{2\pi} \omega. \quad (2.25)$$

Виток.

Через зазори між ротором і статором частина рідини повертається назад. Витік залежить від перепаду тиску Δp , в'язкості та швидкості обертання.

У найпростішому інженерному наближенні:

$$Q_{\text{реал}} = k_v \Delta p, \quad (2.26)$$

де k_v – коефіцієнт витоків (м³/(с·Па)), який визначається дослідно (часто можна вважати, що $k_v \sim 1/n$, але тут беремо його сталим у заданому діапазоні n).

Тоді фактична подача насоса:

$$Q = Q_{\text{ід}} - Q_{\text{реал}} = V_0 n - k_v \Delta p. \quad (2.27)$$

2.3.3. Зв'язок з напором насоса та гідравлічною системою

Перепад тиску, який створює насос:

$$\Delta p = p_{\text{вих}} - p_{\text{вх}}. \quad (2.28)$$

Його еквівалентний напір:

$$H_p = \frac{\Delta p}{\rho g}. \quad (2.29)$$

Системний напір:

Як і для відцентрового насоса, система «свердловина + напірна колона» створює:

$$H_{\text{сист}}(Q) = H_{\text{гео}} + H_{\text{вт}}(Q), \quad (2.30)$$

де $H_{\text{гео}}$ – геодезичний напір (різниця рівнів); $H_{\text{вт}}(Q)$ – втрати напору (зазвичай $\sim Q^2$):

$$H_p(Q, n) = H_{\text{сист}}(Q). \quad (2.31)$$

У стаціонарному режимі:

$$H_p(Q) = H_{\text{гео}} + k_{\text{тр}} Q^2. \quad (2.32)$$

Тобто:

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = H_{\text{гео}} + k_{\text{тр}} Q^2. \quad (2.33)$$

Або:

$$\Delta p = \rho g (H_{\text{гео}} + k_{\text{тр}} Q^2). \quad (2.34)$$

Статична характеристика « $Q-H$ » гвинтового насоса.

Підставимо Δp в рівняння для Q :

$$Q = V_0 n - k_s \rho g (H_{\text{гео}} + k_{\text{тр}} Q^2). \quad (2.35)$$

Це нелінійне рівняння відносно Q . Для побудови узагальненої $H-Q$ характеристики самого насоса можна вважати втрати в трубопроводі малими й виділити «насосний» напір:

$$Q = V_0 n - k_b \rho g H_p. \quad (2.36)$$

Тоді:

$$H_p(Q, n) = \frac{V_0 n - Q}{k_b \rho g} \quad (2.37)$$

– майже лінійна спадна характеристика, що добре відповідає реальній поведінці гвинтових насосів: майже постійна подача з невеликим падінням при рості напору.

2.3.4. Енергетична модель гвинтового насоса

Гідравлічна потужність:

$$P_r = \rho g Q H_p. \quad (2.38)$$

Коефіцієнти ККД:

Для об'ємного насоса зручно виділяти:

- об'ємний ККД:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_{ид}} = \frac{V_0 n - k_b \Delta p}{V_0 n} = 1 - \frac{k_b \Delta p}{V_0 n}, \quad (2.39)$$

- гідравлічний ККД η_h (втрати в камерах, турбулентність),

- механічний ККД η_m (підшипники, ущільнення, механічні втрати).

Загальний ККД насоса:

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m. \quad (2.40)$$

У практичних моделях $\eta(Q)$ часто апроксимують поліномом:

$$\eta^*(Q) = c_2 Q^2 + c_1 Q + c_0, \quad (2.41)$$

або дзвоноподібною функцією з максимумом у робочій зоні.

Валова потужність і момент:

Валова потужність на валу двигуна:

$$P_{вал} = \frac{P_r}{\eta} = \frac{\rho g Q H_p}{\eta}. \quad (2.42)$$

Момент навантаження на валу:

$$M_h(Q, \omega) = \frac{P_{вал}}{\omega} = \frac{\rho g Q H_p}{\eta \omega}. \quad (2.43)$$

Якщо підставити H_p із об'ємної моделі, можна виразити M_h через Q і

n .

2.3.5. Динамічна модель обертання гвинтового насоса

Рівняння моментів

Вводимо зведений момент інерції «двигун+насос+рідина в камерах».

Тоді:

$$J_B \frac{d\omega}{dt} = M_{\text{дв}}(t) - M_h(Q, \omega). \quad (2.44)$$

де $M_{\text{дв}}(t)$ – момент електродвигуна (залежить від напруги, частоти інвертора тощо); $M_h(Q, \omega)$ – момент, створюваний насосом (див. вище).

Динаміка подачі та тиску (спрощений варіант).

Через еластичність статора та стисливість рідини Q та Δp змінюються не миттєво. Простий варіант:

стан $x_1 = \omega$,

стан $x_2 = \Delta p$ (або H_p).

Обертання:

$$J_B \dot{\omega} = M_{\text{дв}}(t) - M_h(Q, \omega). \quad (2.45)$$

Баланс об'ємів у системі:

Нехай C – об'ємна пружність системи ($\text{м}^3/\text{Па}$), що враховує стисливість рідини й еластичність труб і статора.

Тоді:

$$C \frac{d(\Delta p)}{dt} = Q_{\text{ід}} - Q - Q_{\text{спож}}, \quad (2.46)$$

де $Q_{\text{ід}} = V_0 n$ – подача з боку насоса «на вході» в камери,

Q – фактична подача (на виході насоса),

$Q_{\text{спож}}$ – миттєва витрата споживача / системи (через клапани, крани).

З урахуванням

$$Q = V_0 n - k_B \Delta p, \quad (2.47)$$

отримуємо:

$$C \frac{d(\Delta p)}{dt} = V_0 n - (V_0 n - k_B \Delta p) - Q_{\text{спож}} = k_B \Delta p - Q_{\text{спож}}. \quad (2.48)$$

Тобто:

$$\frac{d(\Delta p)}{dt} = \frac{k_v}{C} \Delta p - \frac{1}{C} Q_{\text{спож}}. \quad (2.49)$$

2.3.6. Узагальнена модель у вигляді системи диференціальних рівнянь

У найпростішому варіанті (стани – кутова швидкість ω та перепад тиску Δp):

$$\begin{cases} J_B \dot{\omega} = M_{\text{дв}}(t) - \frac{\rho g Q H_p}{\eta(Q, \Delta p) \omega}, \\ C \dot{\Delta p} = k_v \Delta p - Q_{\text{спож}}(\Delta p, t), \end{cases} \quad (2.50)$$

де

$$Q = \frac{V_0}{2\pi} \omega - k_v \Delta p, \quad H_p = \frac{\Delta p}{\rho g}. \quad (2.51)$$

У більш простих моделях гідравліки Q вважають квазістаціонарною, тоді:

- розв'язують алгебраїчне рівняння

$$Q = V_0 n - k_v \rho g H_{\text{сист}}(Q). \quad (2.52)$$

в кожний момент часу при заданому n ;

- у динаміці залишається лише рівняння для ω .

2.4. Математичне моделювання показників якості глибинних насосів

2.4.1. Математичне моделювання показників якості насосів відцентрового типу

1. Вихідні параметри та позначення

Для глибинного відцентрового насоса основні величини, які приймають участь у розрахунку показників якості такі [140]:

Q – подача, м³/с (або м³/год); $H(Q,n)$ – напір насоса, м; n – частота обертання, об/хв (або ω – рад/с); $\eta(Q,n)$ – ККД насоса; $P_{ел}(Q,n)$ – споживана електрична потужність, Вт; $P_r(Q,n) = \rho g Q H$ – гідравлічна потужність, Вт; $NPSH_a, NPSH_r(Q)$ – наявний і потрібний кавітаційні запаси, м; $T_{рес}$ – ресурс роботи (год/роки); λ – інтенсивність відмов, 1/год; $K_{гот}$ – коефіцієнт готовності.

Показники якості доцільно описувати через набір безрозмірних показників $I_i \in [0,1]$, і далі формувати комплексний показник якості.

2. Математична модель гідравлічних показників якості

Відносна подача та напір

Нехай $Q_{ном}, H_{ном}$ – значення у номінальному (паспортному) режимі.

Визначимо

$$I_Q = 1 - \frac{|\Delta Q|}{Q_{ном}}, \quad I_H = 1 - \frac{|\Delta H|}{H_{ном}}. \quad (2.53)$$

Ці коефіцієнти показують, наскільки фактичні значення близькі до номінальних.

У реальній експлуатації бажано $I_Q \approx 1, I_H \approx 1$.

Якщо відомі допустимі мінімальні значення Q_{min}, H_{min} , можна «обрізати»:

$$I_Q = \begin{cases} 0, & Q \leq Q_{min}, \\ \frac{Q - Q_{min}}{Q_{ном} - Q_{min}}, & Q_{min} < Q \leq Q_{ном}, \\ 1, & Q > Q_{ном} \end{cases} \quad (2.54)$$

аналогічно для I_H

Кавітаційний запас

Кавітація різко знижує якість роботи й ресурс насоса, тож вводимо показник кавітаційної стійкості:

$$I_{NPSH} = \min\left(1, \frac{NPSH_a}{NPSH_r(Q)}\right). \quad (2.55)$$

Якщо $NPSH_a = NPSH_r \Rightarrow I_{NPSH} = 1$ (запас є). Якщо менше – показник падає.

3. Математична модель енергетичних показників якості

ККД насоса:

Базова формула:

$$\eta(Q, n) = \frac{P_r}{P_{ел}} = \frac{\rho g Q H(Q, n)}{P_{ел}(Q, n)}. \quad (2.56)$$

В якості нормованого показника якості за ККД:

$$I_\eta = \frac{\eta(Q, n)}{\eta_{\max}}, \quad (2.57)$$

де η_{\max} – максимум ККД насоса (паспортний або експериментально визначений). Тоді $I_\eta \in [0; 1]$ і показує, наскільки близько насос працює до «ідеального» для нього режиму.

Питомі енерговитрати:

$$E_{\text{пит}}(Q) = \frac{P_{ел}}{Q}. \text{ (кВтгод/м}^3\text{)}. \quad (2.58)$$

Вводимо відносний показник

$$I_E = \frac{E_{\text{пит, ref}}}{E_{\text{пит}}(Q)}, \quad (2.59)$$

де $E_{\text{пит, ref}}$ – «бажане» або референсне значення питомих енерговитрат (для кращих насосів цього класу). Якщо насос працює економно – $E_{\text{пит}}$ мале – I_E ближче до 1.

4. Математична модель надійнісних показників якості.

Показники ресурсу і відмов

Якщо відома інтенсивність відмов λ (1/год), середній час безвідмовної роботи [96]:

$$MTBF = \frac{1}{\lambda}. \quad (2.60)$$

Коефіцієнт готовності:

$$K_{\text{гот}} = \frac{T_{\text{роб}}}{T_{\text{роб}} + T_{\text{простоїв}}}, \quad (2.61)$$

де $T_{\text{роб}}$ – сумарний час роботи; $T_{\text{простоїв}}$ – сумарний час ремонтів і відключень.

Відносні показники:

$$I_{\text{рес}} = \frac{T_{\text{рес}}}{T_{\text{рес,ref}}}, \quad I_{\text{гот}} = K_{\text{гот}}, \quad (2.62)$$

де $T_{\text{рес,ref}}$ – бажаний ресурс (наприклад, ресурс «еталонного» насоса або проектне значення). Чим більший ресурс і коефіцієнт готовності, тим вищі $I_{\text{рес}}$, $I_{\text{гот}}$.

5. Математична модель експлуатаційних/конструктивних показників

Ці величини часто формалізують через штрафні коефіцієнти [140]:

$I_{\text{мат}}$ – показник якості матеріалів (1 – нержавіюча сталь/якісний полімер, 0.7 – звичайна сталь, 0.5 – корозійно-нестійкі матеріали).

$I_{\text{авт}}$ – показник оснащення автоматикою та захистами (0...1 залежно від наявності захисту від сухого ходу, перегріву, кавітації, ПЧ).

$I_{\text{мон}}$ – показник якості монтажу (враховує правильність глибини, діаметра труби, фільтрації).

6. Комплексна математична модель показників якості

Узагальнений комплексний показник якості глибинного відцентрового насоса запишемо [140]:

$$KQI = w_Q I_Q + w_H I_H + w_\eta I_\eta + w_E I_E + w_{NPSH} I_{NPSH} + w_{\text{рес}} I_{\text{рес}} + w_{\text{гот}} I_{\text{гот}} + w_{\text{мат}} I_{\text{мат}} + w_{\text{авт}} I_{\text{авт}} \quad (2.63)$$

де w_i – вагові коефіцієнти, $\sum w_i = 1$.

Якщо акцент на енергоефективності, беремо більші w_η , w_E

Якщо ключове – надійність у складних умовах, збільшуємо $w_{\text{рес}}$, $w_{\text{гот}}$, w_{NPSH} , $w_{\text{мат}}$.

Таким чином, математична модель показників якості для відцентрового глибинного насоса – це набір нормованих індексів $I_i(Q, H, \eta, P_{\text{ел}}, NPSH, \dots)$ та функція згортки (лінійна чи нелінійна), що дає узагальнений індекс KQI .

2.4.2. Математичне моделювання показників якості насосів гвинтового типу

1. Особливості гвинтового глибинного насоса з погляду якості

Гвинтовий (шнековий) глибинний насос – об’ємний агрегат. Подача формується геометрично [137]:

$$Q_{\text{ид}} = V_0 n, \text{ де } V_0 \dots, \quad (2.64)$$

де V_0 – об’єм за оберт, n – частота обертання.

Фактична подача зменшується через витік при рості напору:

$$Q = V_0 n - Q_{\text{реал}}(\Delta p). \quad (2.65)$$

Модель показників якості для гвинтових насосів логічно робити з акцентом на об’ємну ефективність, енергетичну ефективність, стійкість до домішок, ресурс статора, кавітаційну стійкість та стабільність подачі.

2. Гідравлічні показники якості

Подача та напір

Як і для відцентрового, вводимо відносну подачу й напір, але з урахуванням об’ємної природи:

- геометрична (ідеальна) подача:

$$Q_{\text{ид}} = V_0 n, \quad (2.66)$$

- фактична подача:

$$Q = V_0 n - k_v \Delta p, \quad (2.67)$$

де k_v – коефіцієнт витоку, Δp – перепад тиску.

Об’ємний ККД:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_{\text{ід}}} = 1 - \frac{k_v \Delta p}{V_0 n}. \quad (2.68)$$

Відносний гідравлічний показник по подачі:

$$I_Q = 1 - \frac{|\Delta Q|}{Q_{\text{ном}}} \quad \text{або} \quad I_Q = 1 - \frac{\eta_v}{\eta_{v,\text{ref}}}, \quad (2.69)$$

де $Q_{\text{ном}}$ — номінальна подача (паспортна); $\eta_{v,\text{ref}}$ — еталонний об'ємний ККД (наприклад, при новому статорі).

Напір насоса:

$$H_p = \frac{\Delta p}{\rho g}. \quad (2.70)$$

Відносний індекс напору:

$$I_H = 1 - \frac{|\Delta H|}{H_{\text{ном}}}. \quad (2.71)$$

У реальній експлуатації для гвинтових насосів важливіше витримування подачі під навантаженням, тому часто роблять акцент саме на I_Q та η_v .

3. Енергетичні показники якості

ККД гвинтового насоса

Повний ККД можна подати як добуток:

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m, \quad (2.72)$$

де: η_v — об'ємний ККД (див. вище); η_h — гідравлічний ККД (внутрішні гідравлічні втрати, турбулентність у камерах); η_m — механічний ККД (підшипники, тертя ротора по статору, ущільнення).

З практичного боку $\eta(Q)$ часто апроксимують поліномом:

$$\eta^*(Q) = c_2 Q^2 + c_1 Q + c_0, \quad (2.73)$$

де коефіцієнти c_i отримують за експериментальними даними.

Відносний показник якості за ККД:

$$I_\eta = \frac{\eta(Q)}{\eta_{\text{max}}}. \quad (2.74)$$

де η_{\max} – максимум ККД гвинтового насоса в робочому діапазоні.

Питомі енерговитрати

Гідравлічна потужність:

$$P_{\Gamma} = \rho g Q H_p. \quad (2.75)$$

Електрична потужність на валу:

$$P_{\text{ел}} = \frac{P_{\Gamma}}{\eta} = \frac{\rho g Q H_p}{\eta}. \quad (2.76)$$

Питома витрата енергії:

$$E_{\text{пит}} = \frac{P_{\text{ел}}}{Q}. \quad (2.77)$$

Визначаємо енергетичний індекс якості:

$$I_E = \frac{E_{\text{пит,ref}}}{E_{\text{пит}}}. \quad (2.78)$$

де $E_{\text{пит,ref}}$ – умовно еталонне (або мінімальне) значення питомих енерговитрат для насосів цього класу.

Для гвинтових насосів зазвичай $I_E < 1$ при порівнянні з відцентровими, але в «важких умовах» (з великим вмістом піску) реальна ефективність їх роботи може бути кращою через менший спад параметрів у часі.

4. Показники стійкості до домішок і ресурсу

Тут гвинтовий тип має ключову перевагу, яку треба врахувати в математичній моделі якості.

Стійкість до домішок

Введемо: C_s – фактична концентрація твердих домішок (пісок, мул), г/м³;

$C_{s,\max}$ – максимально допустима концентрація для даного насоса (паспортна);

$C_{s,\text{кр}}$ – критична концентрація, при якій значення параметрів різко деградує.

Можна ввести індекс стійкості до домішок:

$$I_s = \begin{cases} 1, & C_s \leq C_{s,\text{НОМ}}, \\ 1 - \frac{C_s - C_{s,\text{НОМ}}}{C_{s,\text{кр}} - C_{s,\text{НОМ}}}, & C_{s,\text{НОМ}} < C_s < C_{s,\text{кр}}, \\ 0, & C_s \geq C_{s,\text{кр}}. \end{cases} \quad (2.79)$$

де $C_{s,\text{НОМ}}$ – номінальна (рекомендована) межа домішок.

Для гвинтових насосів $C_{s,\text{НОМ}}$ і $C_{s,\text{кр}}$ значно вищі, ніж для відцентрових – їхній I_s в реальних умовах, як правило, вищий.

Ресурс статора та насоса

Нехай:

- $T_{\text{рес}}$ – розрахунковий або фактичний ресурс насоса/статора (год, роки);

$T_{\text{рес,ref}}$ – бажаний або еталонний ресурс.

Тоді:

$$I_{\text{рес}} = \frac{T_{\text{рес}}}{T_{\text{рес,ref}}}. \quad (2.80)$$

У гвинтових насосів ресурс статора сильно залежить від домішок і режиму роботи (швидкість, перевантаження), тому $T_{\text{рес}}$ буде функцією:

$$T_{\text{рес}} = f(C_s, n, \Delta p, \dots). \quad (2.81)$$

На рівні інженерної моделі можна вважати, що:

- при $C_s \leq C_{s,\text{НОМ}}$ – ресурс близький до паспортного;
- при значному перевищенні домішок – ресурс падає (лінійно або експоненційно).

5. Надійнісні та експлуатаційні показники

Коефіцієнт готовності і інтенсивність відмов

Як і раніше:

$$K_{\text{гот}} = \frac{T_{\text{роб}}}{T_{\text{роб}} + T_{\text{простоїв}}}, \quad I_{\text{гот}} = K_{\text{гот}}. \quad (2.82)$$

Інтенсивність відмов λ (1/год) – середній час безвідмовної роботи $\text{MTBF} = 1/\lambda$.

Для моделі якості:

$$I_{\lambda} = \frac{\lambda_{\text{ref}}}{\lambda}, \quad (2.83)$$

де λ_{ref} – інтенсивність відмов для «еталонного» насоса.

Автоматизація, захисти

Як і для відцентрових насосів, важливі захист від сухого ходу (особливо критичний для гвинтових), захист від перевантаження, перегріву, перенапруги, можливість роботи з частотним перетворювачем (зниження ударних навантажень, плавний пуск).

Введемо інтегральний індекс:

$$I_{\text{авт}} \in [0;1], \quad (2.84)$$

який залежить від набору наявних захистів і системи керування.

6. Комплексний показник якості гвинтового глибинного насоса

З урахуванням того, що для гвинтового насоса критичними є:

- об'ємна ефективність I_Q, η_v ;

енергетика I_{η}, I_E ;

- стійкість до домішок I_s ;

- ресурс $I_{\text{рес}}$;

- готовність і захисти $I_{\text{гот}}, I_{\text{авт}}$,

запишемо комплексний індекс якості $KQI_{\text{ГВ}}$

$$KQI_{\text{ГВ}} = w_Q I_Q + w_{\eta} I_{\eta} + w_E I_E + w_s I_s + w_{\text{рес}} I_{\text{рес}} + w_{\text{гот}} I_{\text{гот}} + w_{\text{авт}} I_{\text{авт}},$$

де w_i – вагові коефіцієнти, $\sum w_i = 1$.

Особливість гвинтового насоса: для нього доцільно брати більші ваги $w_s, w_{\text{рес}}, w_{\text{гот}}$, тому що саме в складних умовах (великий вміст піску, малодобітні свердловини) він часто ефективніший загалом, навіть при гіршому «паспортному» ККД.

2.5. Математичне моделювання втрат енергії

1. Енергетичний баланс глибинного відцентрового насоса

Розглянемо глибинний багатоступеневий відцентровий насос, що приводиться електродвигуном і подає воду по колоні труби.

Загальний баланс потужностей [137]:

$$P_{\text{ел}} = P_{\text{кор}} + \sum P_{\text{втрат}}, \quad (2.85)$$

де $P_{\text{ел}}$ – електрична потужність споживана від мережі,

$P_{\text{кор}}$ – корисна гідравлічна потужність на виході (підйом води),

$\sum P_{\text{втрат}}$ – сума всіх видів втрат енергії.

Корисна потужність:

$$P_{\text{кор}} = P_{\text{г}} = \rho g Q H. \quad (2.86)$$

Потужність споживна:

$$P_{\text{ел}} = \rho g Q H + P_{\text{гідр.вт}} + P_{\text{об'єм.вт}} + P_{\text{мех.вт}} + P_{\text{дв.вт}} + P_{\text{кол.дв}}. \quad (2.87)$$

2. Розклад ККД та типів втрат.

Зручно вводити ККД по “ланцюжку”:

$$\eta_{\Sigma} = \frac{P_{\text{г}}}{P_{\text{ел}}} = \eta_{\text{ел}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{г}}, \quad (2.88)$$

де $\eta_{\text{м}}$ – механічний ККД (підшипники, ущільнення, дискове тертя),

$\eta_{\text{в}}$ – об'ємний ККД (витоки),

$\eta_{\text{г}}$ – гідравлічний ККД (втрати в проточній частині).

Тоді відповідні втрати потужності:

$$\begin{aligned} P_{\text{дв.вт}} &= P_{\text{ел}} (1 - \eta_{\text{ел}}), \\ P_{\text{мех.вт}} &= P_{\text{ел}} \eta_{\text{ел}} (1 - \eta_{\text{м}}), \\ P_{\text{об'єм.вт}} &= P_{\text{ел}} \eta_{\text{ел}} \eta_{\text{м}} (1 - \eta_{\text{в}}), \\ P_{\text{гідр.вт}} &= P_{\text{ел}} \eta_{\text{ел}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{в}} (1 - \eta_{\text{г}}). \end{aligned} \quad (2.89)$$

Для глибинного насоса доцільно окремо виділити втрати в колоні труб

$P_{\text{кол.вт}}$

3. Гідравлічні втрати в проточній частині насоса.

Теоретичний напір ступеня (за рівнянням Ейлера):

$$H_{\text{th}} = \frac{u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}}{g}, \quad (2.90)$$

де u_1, u_2 – окружні швидкості на вході/виході колеса, c_{u1}, c_{u2} – тангенціальні складові абсолютної швидкості.

Реальний напір ступеня:

$$H = H_{th} - \Delta H_{гидр}, \quad (2.91)$$

де $\Delta H_{гидр}$ – сукупні гідравлічні втрати в колесі, дифузорі, каналах.

Їх зручно записати через коефіцієнти місцевих втрат:

$$\Delta H_{гидр} = \sum_i \zeta_i \frac{v_i^2}{2g}, \quad (2.92)$$

де ζ_i – коефіцієнт місцевих втрат для i -тої ділянки (вхід в колесо, вихід, поворот, напрямний апарат),

v_i – характерна швидкість потоку на i -тій ділянці.

Тоді гідравлічні втрати потужності:

$$P_{гидр.вт} = \rho g Q \Delta H_{гидр} = \rho Q \sum_i \zeta_i \frac{v_i^2}{2}. \quad (2.93)$$

Гідравлічний ККД:

$$\eta_r = \frac{H}{H_{th}} = 1 - \frac{\Delta H_{гидр}}{H_{th}}. \quad (2.94)$$

4. Об'ємні втрати (витоки через зазори).

У багатоступеневому глибинному насосі є:

- витоки через радіальні ущільнення між колесом і корпусом;
- витоки через осьові балансувальні отвори;
- можливі протікання по осі.

Нехай $Q_{кор}$ – корисна подача на виході, $Q_{вт}$ – сумарна витрата, що повертається в зону низького тиску (витоки), $Q_{заг} = Q_{кор} + Q_{вт}$ – “внутрішня” подача насоса.

Об'ємний ККД:

$$\eta_v = \frac{Q_{кор}}{Q_{заг}} = \frac{Q_{кор}}{Q_{кор} + Q_{вт}}. \quad (2.95)$$

Модель витоків через щілинний зазор (ламінальний режим):

$$Q_{\text{вт}} \approx \frac{bh^3}{12\mu l} \Delta p, \quad (2.96)$$

де

b – ширина щілини,

h – висота (зазор),

l – довжина щілини,

μ – динамічна в'язкість,

Δp – перепад тиску між зонами.

Втрати потужності на витікання (внутрішнє “перекачування” без корисної роботи):

$$P_{\text{обем.вт}} = \rho g H Q_{\text{вт}}. \quad (2.97)$$

5. Механічні втрати (підшипники, ущільнення, дискове тертя)

Механічні втрати включають:

- тертя у підшипниках і ущільненнях;

- дискове тертя обертових частин (колес) об воду й корпус.

Часто їх моделюють у вигляді механічного моменту втрат:

$$M_{\text{мех.вт}}(\omega) \approx M_0 + k_1 \omega + k_2 \omega^2 \quad (2.98)$$

і тоді:

$$P_{\text{мех.вт}} = M_{\text{мех.вт}}(\omega) \omega. \quad (2.99)$$

Окремо для дискового тертя використовують емпіричну залежність:

$$P_{\text{диск.вт}} = k_d \rho n^3 D^5, \quad (2.100)$$

де D – діаметр диска/колеса, k_d – коефіцієнт, що залежить від зазору й шорсткості.

Тоді:

$$P_{\text{мех.вт}} = P_{\text{підш}} + P_{\text{ущіл}} + P_{\text{диск.вт}}. \quad (2.101)$$

Механічний ККД:

$$\eta_{\text{м}} = \frac{P_{\text{вал}} - P_{\text{мех.вт}}}{P_{\text{вал}}} = 1 - \frac{P_{\text{мех.вт}}}{P_{\text{вал}}}. \quad (2.102)$$

6. Електричні втрати в глибинному двигуні

Для глибинного електродвигуна маємо:

$$P_{\text{ел}} = P_{\text{вал}} + P_{\text{мідь}} + P_{\text{сталь}} + P_{\text{вент}} + P_{\text{дод}}, \quad (2.103)$$

де $P_{\text{вал}}$ – потужність на валу (передається насосу); $P_{\text{мідь}}$ – втрати у міді обмоток (I^2R); $P_{\text{сталь}}$ – магнітні втрати в сталі; $P_{\text{вент}}$ – втрати на циркуляцію охолоджувальної рідини; $P_{\text{дод}}$ – додаткові (струми зміщення, несиметрія, тощо).

Електричний ККД:

$$\eta_{\text{ел}} = \frac{P_{\text{вал}}}{P_{\text{ел}}} = 1 - \frac{P_{\text{мідь}} + P_{\text{сталь}} + P_{\text{вент}} + P_{\text{дод}}}{P_{\text{ел}}}. \quad (2.104)$$

У сумарному балансі ці втрати входять як:

$$P_{\text{дв.вт}} = P_{\text{ел}} (1 - \eta_{\text{ел}}). \quad (2.105)$$

7. Втрати енергії в колоні труби (глибинний насос).

Специфіка глибинного насоса: велика висота і довжина напірної колони, де відбуваються додаткові втрати енергії:

$$H_{\text{кол.вт}}(Q) = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} + \sum \zeta_j \frac{v^2}{2g}, \quad (2.106)$$

де λ – коефіцієнт тертя, L – довжина колони, D – діаметр труби, ζ_j – коефіцієнти місцевих втрат (коліна, зворотний клапан, засувка), $v = Q \pi D^2/4$ – швидкість потоку в трубі.

Втрати потужності в колоні:

$$P_{\text{кол.вт}} = \rho g Q H_{\text{кол.вт}}(Q). \quad (2.107)$$

Умова балансу напорів для глибинного насоса:

$$H_p(Q) = H_{\text{гео}} + H_{\text{кол.вт}}(Q), \quad (2.108)$$

тобто частина напору йде лише на покриття втрат, а лише решта – на створення регламентованого тиску у споживача.

8. Узагальнена математична модель втрат.

У вигляді потужностей:

$$P_{\text{ел}} = \rho g Q H + \rho g Q \Delta H_{\text{гидр}} + \rho g H Q_{\text{вт}} + P_{\text{мех.вт}} + P_{\text{дв.вт}} + \rho g Q H_{\text{кол.вт}} (Q). \quad (2.109)$$

У вигляді напорів:

$$H_{\text{ел}} = H + \Delta H_{\text{гидр}} + \frac{H Q_{\text{вт}}}{Q} + H_{\text{мех}} + H_{\text{дв}} + H_{\text{кол.вт}}, \quad (2.110)$$

де $H_{\text{ел}} = \frac{P_{\text{ел}}}{\rho g Q}$ – “еквівалентний електричний напір” (який відповідає

спожитій енергії);

$$H_{\text{мех}} = \frac{P_{\text{мех.вт}}}{\rho g Q}, \quad (2.111)$$

$$H_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{дв.вт}}}{\rho g Q}.$$

2.6. Висновки за розділом 2

1. Проведено математичне моделювання сталих режимів роботи глибинних насосів відцентрового та гвинтового типів. Модель описує технологічний процес в елементах насосу та гідравлічної системи. Модель визначає основні зв'язки між характеристиками глибинних насосів і параметрами системи.

2. Розроблено математичну модель системи автоматичного керування глибинними насосами відцентрового та гвинтового типів. Модель включає нелінійні функції з урахуванням сил і моментів, рівняння динаміки, нелінійні функції витрати рідини. Отримано замикаюче співвідношення для рівняння динаміки глибинних насосів відцентрового та гвинтового типів.

3. Розроблено загальну динамічну модель глибинного насосу, до якої входить модель динаміки тиску у нагнітальному каналі, рівняння динаміки валу. Моделі дозволяють моделювати динамічні характеристики глибинних насосів відцентрового та гвинтового типів, синтезувати ефективні системи керування та визначати показники якості роботи глибинних насосів 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-параметричного синтезу ефективних регуляторів.

5. Розроблена математична модель дозволяє за експериментальними чи паспортними даними відновити різницю між теоретичним і реальним напором), оцінити ККД, порівнюючи подачу при різних тисках. Модель дозволяє аналізувати, які втрати домінують для конкретного глибинного насоса, обґрунтувати напрями модернізації (зменшення втрат у колоні, оптимізація ущільнень, покращення ККД двигуна тощо).

6. Вирішені задачі математичного моделювання, які включають аналіз робочих характеристик, дослідження динаміки, проектування систем керування, оцінку енергетичної ефективності та прогнозування ресурсу.

7. Розроблені моделі можуть забезпечити повний цикл інженерного аналізу, від побудови характеристик насосів до оптимізації алгоритмів керування та оцінки їх енергоефективності.

РОЗДІЛ 3. ПІДВИЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ ГЛИБИННИХ НАСОСІВ ШЛЯХОМ УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ

3.1. Постановка задачі оптимізації режимів роботи глибинних насосів

Як об'єкт керування, глибинний насос може бути охарактеризований наступним набором векторів [115, 121]:

- вихідні параметри $\vec{X}_{\text{вих}} = (p; Q; P^{\text{кор}}; P^{\text{спож}})$, де p – тиск; Q – витрата робочого тіла; $P^{\text{кор}}$, $P^{\text{спож}}$ – корисна та споживана потужність;

- вхідні параметри $\vec{X}_{\text{вх}}^{\text{рег}} = (x_{\text{рз}}; n; \alpha_{\text{к}})$, де $x_{\text{рз}}$ – положення регулюючої засувки (ступінь закриття); n – частота обертання; $\alpha_{\text{к}}$ – кут лопатей робочого колеса;

- внутрішні параметри $\vec{X}_{\text{вн}}$;

- зовнішні збурювання $\vec{\xi}$;

- вектор параметрів, що визначають втрати енергії $\vec{X}_{\text{втр}} = (\Delta p; \Delta Q; \Delta P; \eta)$ при регулюванні (втрати, які можуть бути мінімізовані шляхом оптимального керування);

Тоді структурна схема буде мати вигляд, як показано на рис. 3.1.

Визначення внутрішніх параметрів $\vec{X}_{\text{вн}}$ також сприяє отриманню повнішої інформації та раціональному використанню як потенціалу зовнішнього регулювання, так й внутрішнього потенціалу об'єкта управління.

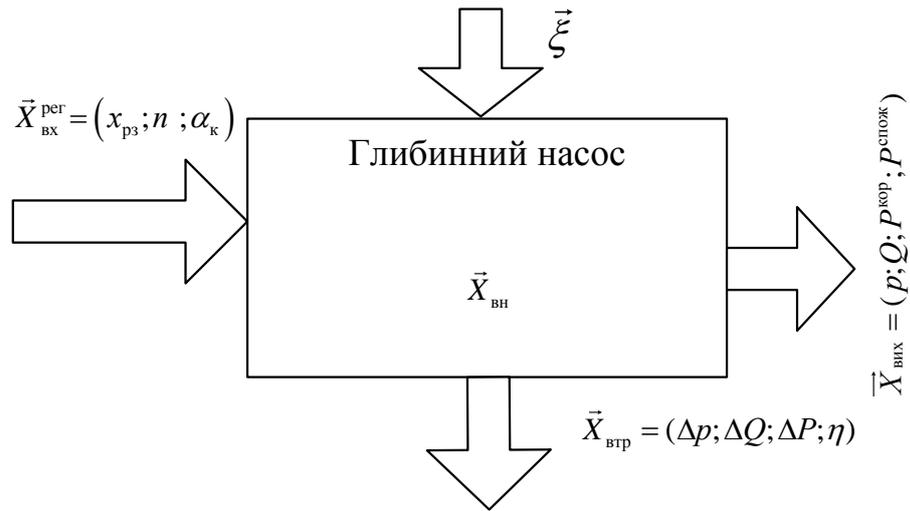


Рис. 3.1 – Спрощена векторна структурна схема нагнітальної установки

Загальна процедура підвищення показників якості глибинних насосів, може бути представлена таким чином:

1. Визначення функціональних зав'язків між параметрами глибинного насосу:

- загальна математична модель:

$$F(\vec{X}_{\text{вх}}; \vec{X}_{\text{вн}}; \vec{X}_{\text{втр}}; \vec{X}_{\text{вих}}; \vec{\xi}) = 0; \quad (3.1)$$

- модель управління:

$$\vec{X}_{\text{вих}} = f_{\text{вих}}(\vec{X}_{\text{вх}}; \vec{X}_{\text{вн}}; \vec{X}_{\text{втр}}; \vec{\xi}); \quad (3.2)$$

- модель енергетичних втрат:

$$\vec{X}_{\text{втр}} = f_{\text{втр}}(\vec{X}_{\text{вх}}; \vec{X}_{\text{вн}}; \vec{X}_{\text{втр}}; \vec{\xi}); \quad (3.3)$$

- модель керуючого впливу:

$$\vec{X}_{\text{вх}} = f_{\text{рег}}(\vec{X}_{\text{вх}}; \vec{X}_{\text{вн}}; \vec{X}_{\text{втр}}; \vec{\xi}). \quad (3.4)$$

2. Мінімізація втрат:

$$\Phi = \min\{\vec{X}_{\text{втр}}\}, \quad (3.5)$$

при заданих значеннях вектору вихідних параметрів:

$$\vec{X}_{\text{вих}} = \vec{X}_{\text{вих}}^{\text{зад}} \quad (3.6)$$

та заданих обмеженнях на інші параметри:

$$\vec{X}_{\text{вн}} = \left[\vec{X}_{\text{вн}} \right]. \quad (3.7)$$

Мінімізація здійснюється шляхом оптимізації режимних параметрів роботи насосних установок.

3. Визначення співвідношень для вхідних параметрів, що забезпечують мінімальні значення втрат на всіх основних режимах роботи (при різних значеннях вектору вихідних параметрів $\vec{X}_{\text{вих}}$)

$$\vec{X}_{\text{вх}} = f_{\text{рег}} \left[\vec{X}_{\text{вих}}^{\text{зад}}; \vec{X}_{\text{вх}}; \vec{X}_{\text{вн}}; \min \{ \vec{X}_{\text{втр}} \}; \vec{\xi} \right],$$

тобто вирішення задачі оптимізації

$$\begin{cases} \vec{V} = \min \sum_{\vec{X}_{\text{вх}}^{\text{рег}}, R} \Delta P \left(\vec{X}_{\text{вх}}, \vec{X}_{\text{вих}}, \vec{R}, \vec{H}, \vec{\xi} \right); \\ \vec{R} \left(\vec{X}_{\text{вх}}, \vec{X}_{\text{вих}}, \vec{\xi} \right) \geq 0; \\ \vec{H} \left(\vec{X}_{\text{вх}}, \vec{X}_{\text{вих}} \right) = 0, \end{cases} \quad (3.8)$$

Функція обмежень-нерівностей: $\vec{R} = \{r_1^{\text{min,max}} \dots r_K^{\text{min,max}}\}$

Функція обмежень-рівностей: $\vec{H} = \{h_1 \dots h_L\}$

Функція мети:

$$V = \min \left[\Delta P_{\Gamma} + \Delta P_V + \Delta P_M + \Delta P_{\text{дв}} \right] = \min \Delta P_{\Sigma} = \Delta \vec{P} = \begin{pmatrix} \Delta P_{\Gamma} \\ \Delta P_V \\ \Delta P_M \\ \Delta P_{\text{дв}} \\ \Delta P_{\Sigma} \end{pmatrix}.$$

Параметри на вході та на виході:

$$\vec{X}_{\text{вх}}^{\text{рег}} = \begin{pmatrix} x_3 \\ n \\ \alpha \end{pmatrix}; \quad \vec{X}_{\text{вих}} = \begin{pmatrix} P \\ p_{\text{вих}} \\ Q \end{pmatrix};$$

Зовнішні збурювання:

$$\vec{\zeta} = \begin{pmatrix} K_i \\ T_i \end{pmatrix};$$

Обмеження:

$$\begin{pmatrix} x_3^{\min} \\ n^{\min} \\ \alpha^{\min} \end{pmatrix} \leq \vec{R}_{ХВХ} \leq \begin{pmatrix} x_3^{\max} \\ n^{\max} \\ \alpha^{\max} \end{pmatrix}; \quad \begin{pmatrix} p^{\min} \\ P^{\min} \\ Q^{\min} \end{pmatrix} \leq \vec{R}_{ХВИХ} \leq \begin{pmatrix} p^{\max} \\ P^{\max} \\ Q^{\max} \end{pmatrix}.$$

4. Дослідження впливу варіацій параметрів, що допускають цілеспрямовану зміну на енергетичні втрати.

5. Побудова функціональних та структурних схем систем управління, які забезпечують технічну реалізацію програми енергозберігаючого управління.

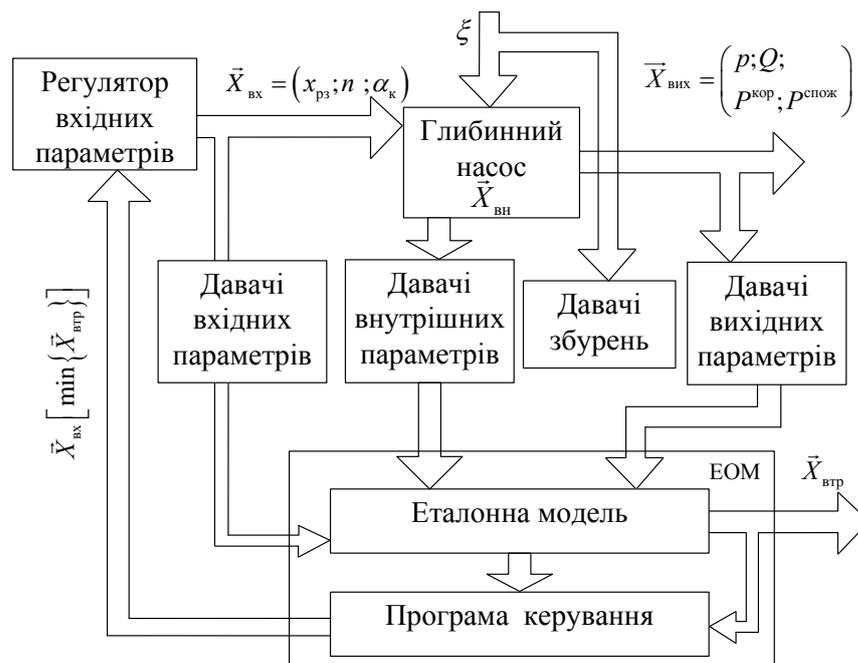


Рис. 3.2 – Функціональна схема системи управління глибинного насосу із спостерігачем стану

Функціональна схема системи управління глибинним насосом, яка може бути використана для рішення задачі підвищення показників якості роботи установки, наведена на рис. 3.2. При цьому ефективним є використання в структурі САУ еталонної моделі (спостерігач стан) об'єкта.

3.2. Структура систем керування глибинними насосами на базі перетворювача частоти

Сучасний електропривод являє собою сукупність електродвигуна, силового перетворювача і пристрою керування. Асинхронний електропривод часто застосовується в промисловості в складі насосів, вентиляторів і компресорів [48, 107].

Плавне регулювання подачі насосів відповідно до поточного тиску в системі водопостачання є актуальним завданням систем автоматичного керування насосними установками (НУ).

Частотне регулювання дозволяє управляти насосом за рахунок зміни частоти обертання електродвигунів насосів за допомогою перетворювачів частоти. ПЧ є одним із сучасних технічних засобів автоматизації промислового електропривода і економії електроенергії.

У розроблювальній системі регулювання подачі здійснюється по показниках датчика тиску. Сигнал від датчика тиску рівняється із сигналом завдання. При неузгодженості між цими сигналами ПД-регулятор задає частоту обертання крильчатки насоса. Таким чином, при відсутності споживачів тиск у магістралі буде рости, поки сигнал з датчика тиску не надійде на вхід ПД-регулятора, що знизить частоту обертання насоса, і тим самим зменшиться подача води і енергоспоживання двигуна.

Застосування ПЛК і програм значно розширюють можливості розглянутої установки.

Така система дозволить поліпшити вихідні характеристики для споживача, підвищити надійність, зменшити зношування насосного устаткування і скоротить витрати на споживану електроенергію.

Застосування енергозберігаючих технологій у більшій мері визначається загальною ефективністю електропривода. На сьогоднішній день уже більше 67 % всієї виробленої у світі електроенергії споживається електричними двигунами [18]. Розробка сучасних і економічних систем

керування електроприводом є актуальною областю розвитку сучасної електронної промисловості.

Асинхронний електропривод на даний момент є більше розповсюдженим. Він використовується в насосах, вентиляторах і компресорах [19].

Для приводу циркуляційних насосів сьогодні використовують асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором. Насос разом з електроприводом утворює насосний агрегат (НА) [20].

Для забезпечення постійної безаварійної роботи використовуються контрольно-вимірювальні апаратури:

- датчик тиску в нагнітаючому трубопроводі;
- реле сухого ходу в усмоктувальному трубопроводі;
- датчики температури обмоток електродвигуна насоса;
- датчики температури підшипників насоса;
- датчики вібрації.

НА разом з контрольно-вимірювальною і запірною арматурами представляє насосну установку (НУ) [21].

Плавне регулювання подачі насосів відповідно до поточного тиску в гідравлічній мережі є актуальним завданням систем автоматичного керування насосними установками [22]. Проаналізувавши накопичений досвід і актуальні проблеми в даній сфері, було запропоновано розробити автоматизовану систему керування насосною установкою із частотним регулюванням, що володіє високою енергоефективністю і підвищеною точністю регулювання.

Виділяють два різних режими роботи перетворювача частоти: підтримка вихідної частоти і стабілізація зовнішнього параметра.

У режимі підтримки вихідної частоти відповідне значення може вводиться з пульта оператора, входу потенціометра (аналогового входу) або сукупністю сигналів дискретних входів. Перетворювач аналізує сигнал

завдання частоти і визначає необхідну вихідну частоту [23].

Сучасні ПЧ використовують векторне керування асинхронним двигуном. Цей спосіб збільшує точність частотного регулювання і застосовується там, де необхідно підтримувати момент на валу двигуна при низьких швидкостях обертання і забезпечити стабілізацію швидкості при перегонах навантаження [24].

У режимі стабілізації зовнішнього параметра система керування ґрунтується на ПД-регуляторі, на якому приходить сигнал завдання параметра (уставки) і сигнал з датчика регульованої величини [25]. ПД-регулятор виробляє сигнал керування для ПЧ, що при зміні швидкості обертання електродвигуна підтримує керовану величину, рівну заданої (рис.3.3). ПЧ установлюється між електричною мережею і електродвигуном для функціонування зворотного зв'язку [26]. На відповідний аналоговий вхід ПЛК або ПЧ надходить інформація з датчика тиску, встановленого в магістраль на виході з насосного агрегату. На перетворювач частоти подається сигнал завдання тиску [27]. Система керування визначає дельту між дійсним і заданим значенням тиску і виробляє необхідний вихідний вплив (значення вихідної частоти) відповідно до заданого параметра закону регулювання. Як робочий параметр може також використатися витрата рідини, тиск, температура. Значення уставки встановлюється з пульта оператора, зовнішнього аналогового входу або сукупністю сигналів на дискретних виходах [28].

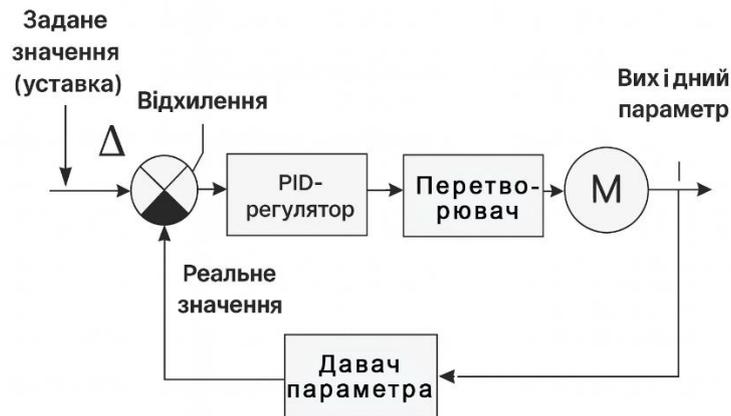


Рис. 3.3. – Використання ПІД-регулятора в системі керування насосом

3.3. Математичне моделювання системи керування відцентрового насосу

3.3.1. Структура системи керування

Керований об'єкт: відцентровий глибинний насос + трубопровід.

Керована величина: напір / тиск на виході насоса $H(t)$ або тиск $p_{\text{вих}}(t)$.

Керуючий вплив: сигнал частотного перетворювача $u(t)$ ($0 \dots 1$), що задає момент/швидкість двигуна.

Вимірювач: датчик тиску / напору з коефіцієнтом перетворення k_s і, за потреби, динамікою першого порядку.

Регулятор: ПІД-регулятор тиску/напору.

Завдання системи: підтримувати $H(t)$ або тиск $p_{\text{вих}}(t)$ близько до заданого значення $H_{\text{зад}}(t)$ при змінних витратах $Q(t)$ та рівні води.

3.3.2. Модель насоса і привода (об'єкт керування)

1. Гідравлічна частина (насос + трубопровід)

Для відцентрового насоса при номінальній частоті обертання $n_{\text{ном}}$ стаціонарна характеристика:

$$H_A^*(Q) = a_2 Q^2 + a_1 Q + a_0. \quad (3.9)$$

З урахуванням законів подібності:

$$Q^* = Q \frac{n_{\text{НОМ}}}{n}, H_p(Q, n) = \left(\frac{n}{n_{\text{НОМ}}} \right)^2 H_A^*(Q^*), \quad (3.10)$$

$$n = \frac{60}{2\pi} \omega.$$

Системний напір (насос + трубопровід):

$$H_{\text{сист}}(Q) = H_{\text{гео}} + k_{\text{тр}} Q^2. \quad (3.11)$$

У стаціонарній робочій точці:

$$H_p(Q, n) = H_{\text{сист}}(Q). \quad (3.12)$$

Щоб врахувати динаміку потоку, вводимо узагальнений об'єм $V_{\text{екв}}$ (об'єм води в колоні та вузлах), тоді спрощена динаміка витрати (перший порядок):

$$T_Q \frac{dQ}{dt} + Q = Q_{\text{ст}}(\omega), \quad (3.13)$$

де T_Q – постійна часу гідравлічної частини, а $Q_{\text{ст}}(\omega)$ – стаціонарна подача при даній ω , яка виходить з розв'язку $H_p(Q, \omega) = H_{\text{сист}}(Q)$.

У найпростішому варіанті (для моделювання регулятора) Q вважають квазістаціонарною: $Q = Q_{\text{ст}}(\omega)$, і тоді динаміку задає лише ω .

2. Електропривод і динаміка обертання

Нехай частотний перетворювач формує електромагнітний момент двигуна як функцію керуючого сигналу $u(t)$:

$$M_{\text{дв}}(t) = k_m u(t), \quad (3.14)$$

де $u(t) \in [0; 1]$ – нормований сигнал (0 – стоп, 1 – номінальний момент), k_m – максимальний момент двигуна.

Динаміка обертання «двигун + насос + вода» з моментом інерції J :

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_{\text{дв}}(t) - M_h(Q, \omega). \quad (3.15)$$

Це основне диференціальне рівняння об'єкта керування.

За потреби можна додати механічні втрати $M_{вт}=B\omega$, тоді праворуч буде $-M_h-B\omega$.

3.3.3. Модель вимірювача (датчика напору/тиску)

Лінійний датчик тиску:

$$p_{вих} = \rho g H_p(Q, \omega), \quad (3.16)$$

сигнал датчика (у вольтах або АЦП-одиницях):

$$y(t) = k_v p_{вих}(t). \quad (3.17)$$

Якщо врахувати динаміку датчика (фільтрація, інерційність):

$$T_s \frac{dy}{dt} + y = k_v p_{вих}(t), \quad (3.18)$$

де T_s – постійна часу датчика.

У простіших моделях часто беруть миттєве вимірювання:
 $y(t) = k_v p_{вих}(t)$.

3.3.4. Математична модель регулятора (ПД)

Задане значення напору/тиску:

$$H_{зад}(t) \text{ або } p_{зад}(t) = \rho g H_{зад}(t). \quad (3.19)$$

Нормований сигнал вимірювання:

$$y_H(t) = k_H H_p(Q, \omega) k_H = \rho g k_v. \quad (3.20)$$

Похибка:

$$e(t) = H_{зад}(t) - H_p(Q, \omega) e(t) = p_{зад}(t) - p_{вих}(t). \quad (3.21)$$

ПД-регулятор у неперервній формі:

$$u_c(t) = K_p e(t) + K_i \int e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt}, \quad (3.22)$$

де K_p, K_i, K_d – коефіцієнти регулятора.

З урахуванням насичення сигналу на рівні перетворювача:

$$u(t) = \text{sat}(u_c(t), 0, 1). \quad (3.23)$$

sat – насичення, обмеження сигналу. Мається на увазі, що реальний керуючий сигнал $u(t)$ не може вийти за межі: мінімум: 0; максимум: 1.

Для зручності переходу до станового опису вводять інтегральний стан:

$$\xi(t) = \int_0^t e(\tau) d\tau, \Rightarrow \dot{\xi}(t) = e(t), \quad (3.24)$$

а диференціальну складову часто реалізують на вимірюваному сигналі (диференціювання по y), або через фільтр, але в спрощеній моделі можна залишити диференціал по e .

3.3.5. Нелінійна замкнена модель “насос + керування”

Виберемо стан:

$x_1 = \omega$ – кутова швидкість;

$x_2 = Q$ – подача (якщо враховуємо її динаміку);

$x_3 = \xi$ – інтегральна складова регулятора.

Тоді:

Динаміка обертання:

$$J \dot{\omega} = k_m u(t) - M_h(Q, \omega), \quad (3.25)$$

де

$$M_h(Q, \omega) = \frac{\rho g Q_s H_p(Q, \omega)}{\eta(Q, \omega) \omega}, \quad H_p(Q, \omega) = \left(\frac{n}{n_{ном}} \right)^2 H_{A^*}(Q^*), \quad n = \frac{60}{2\pi} \omega. \quad (3.26)$$

Динаміка подачі (опційно):

$$T_Q \dot{Q} = -Q + Q_{ст}(\omega), \quad (3.27)$$

або (якщо берете більш фізичну модель) – рівняння балансу тиску та витрати.

Динаміка інтегральної складової регулятора:

$$\dot{\xi} = e(t) = H_{зад}(t) - H_p(Q, \omega) \quad (3.28)$$

Регулятор (з урахуванням П, І, Д):

$$u_c(t) = K_p e(t) + K_i \xi(t) + K_d \frac{de(t)}{dt}, \quad (3.29)$$

$$u(t) = \text{sat}(u_c(t), 0, 1).$$

Якщо потрібно уникнути похідної de/dt у рівняннях стану, Д-частину реалізують через додаткову ланку (фільтр першого порядку) – тоді додається ще один стан.

Спрощена ПІ-модель (часто достатня для насосів):

$$u_c(t) = K_p e(t) + K_i \xi(t), u(t) = \text{sat}(u_c(t), 0, 1), \quad (3.30)$$

і тоді в станах лишається тільки ξ , без похідної.

3.3.6. Лінеаризована модель для аналізу та синтезу регулятора

Для аналізу стійкості й налаштування параметрів K_p , K_i , K_d зручно отримати лінійну модель у відхиленнях навколо робочої точки (ω_0, Q_0, H_{p0}) .

Вводимо:

$$\Delta\omega = \omega - \omega_0, \Delta Q = Q - Q_0, \Delta H_p = H_p - H_{p0}, \Delta u = u - u_0, \Delta\xi = \xi - \xi_0.$$

Лінеаризуємо:

$$J\Delta\dot{\omega} = k_m \Delta u - \left(\frac{\partial M_h}{\partial Q_0} \Delta Q + \frac{\partial M_h}{\partial \omega_0} \Delta \omega \right),$$

$$T_Q \Delta \dot{Q} = -\Delta Q + \frac{dQ_{\text{ст}}}{d\omega_0} \Delta \omega, \quad (3.31)$$

$$\Delta \dot{\xi} = \Delta H_{\text{зад}} - \Delta H_p,$$

$$\Delta H_p = \frac{\partial H_p}{\partial Q} \Delta Q + \frac{\partial H_p}{\partial \omega} \Delta \omega,$$

$$\Delta u_c = K_p (\Delta H_{\text{зад}} - \Delta H_p) + K_i \Delta \xi, \Delta u \approx \Delta u_c$$

- (якщо немає насичення в робочій точці).

У матричній формі:

$$\dot{x} = Ax + B\Delta H_{\text{зад}}, y = Cx, \quad (3.32)$$

де $x = [\Delta\omega, \Delta Q, \Delta\xi]^T$, а матриці A, B, C виражаються через часткові похідні $\partial H_p / \partial Q, \partial H_p / \partial \omega, \partial M_h / \partial Q, \partial M_h / \partial \omega$ у робочій точці. Їх легко обчислити, маючи конкретні поліноми $H_A^*(Q), \eta_A^*(Q)$ та параметри системи.

Таким чином, повна математична модель системи керування відцентровим глибинним насосом включає:

1. Нелінійну модель насоса та трубопроводу:

$$\begin{aligned} H_p(Q, \omega), M_h(Q, \omega), T_Q \dot{Q} &= -Q + Q_{ст}(\omega), \\ J \dot{\omega} &= k_m u - M_h(Q, \omega). \end{aligned} \quad (3.33)$$

2. Модель датчика:

$$y(t) = k_B p_{вих}(t) \text{ або } T_s \dot{y} + y = k_B p_{вих}. \quad (3.34)$$

3. Модель регулятора (ПД/ПІ):

$$\begin{aligned} e &= H_{зад} - H_p, \xi = e, \\ u_c &= K_p e + K_i \xi + K_d \dot{e}, u = \text{sat}(u_c). \end{aligned} \quad (3.35)$$

4. Замкнену систему у вигляді набору звичайних диференціальних рівнянь, яку можна реалізувати в Simulink або аналізувати аналітично.

3.4. Математичне моделювання системи керування гвинтового насосу

Повна нелінійна модель системи керування у вигляді диференціальних рівнянь гвинтового насосу буде наступною.

Виберемо стани:

$x_1 = \omega$ – кутова швидкість ротора;

$x_2 = \Delta p$ – перепад тиску (або пропорційний напір);

$x_3 = \xi$ — інтегральна складова регулятора.

Тоді:

Динаміка обертання:

$$J_B \dot{x}_1 = k_m u(t) - \frac{Q(x_1, x_2) x_2}{\eta(Q, x_2) x_1} \quad (3.36)$$

де

$$Q(x_1, x_2) = \frac{V_0}{2\pi} x_1 - k_B x_2 \quad (3.37)$$

Динаміка тиску (об'ємна пружність системи):

$$C\dot{x}_2 = k_B x_2 - Q_{\text{спож}}(x_2, t)$$

(якщо включати споживача; за спрощенням можна покласти $Q_{\text{спож}}=Q$, тоді рівняння модифікується відповідно).

Динаміка інтегратора регулятора:

$$\dot{x}_3 = e(t) = H_{\text{зад}}(t) - \frac{x_2}{\rho g} \quad (3.38)$$

Регулятор і привід:

$$u_c(t) = K_p \left(H_{\text{зад}} - \frac{x_2}{\rho g} \right) + K_i x_3 \quad (\text{III}), \quad (3.39)$$

або

$$u_c(t) = K_p e(t) + K_i x_3 + K_d \dot{e}(t). \quad (3.40)$$

Вихідні величини системи:

Напір:

$$H(t) = \frac{x_2}{\rho g} \quad (3.41)$$

подача:

$$Q(t) = \frac{V_0}{2\pi} x_1 - k_B x_2 \quad (3.42)$$

3.5. Лінеаризована векторна модель системи керування глибинним насосом

3.5.1. Лінеаризована векторна модель системи керування глибинним насосом відцентрового типу

Розглянемо робочу точку:

$$x_0 = \begin{bmatrix} \omega_0 \\ Q_0 \\ \xi_0 \end{bmatrix}, r_0 = H_{\text{зад},0}, u_0 = u(r_0, x_0), y_0 = H_p(Q_0, \omega_0). \quad (3.43)$$

Вводимо відхилення:

$$\Delta x = x - x_0, \Delta r = r - r_0, \Delta y = y - y_0. \quad (3.44)$$

Після лінеаризації (перший порядок Тейлора):

$$\Delta \dot{x} = A\Delta x + B\Delta r, \Delta y = C\Delta x + D\Delta r \quad (3.45)$$

Структура матриць A, B, C, D

Позначимо часткові похідні в робочій точці (індекс «0»):

$$\begin{aligned} H_Q &= \left. \frac{\partial H_p}{\partial Q} \right|_0, H_\omega = \left. \frac{\partial H_p}{\partial \omega} \right|_0, \\ M_Q &= \left. \frac{\partial M_h}{\partial Q} \right|_0, M_\omega = \left. \frac{\partial M_h}{\partial \omega} \right|_0, \\ Q_\omega &= \left. \frac{dQ_{\text{ст}}}{d\omega} \right|_0. \end{aligned} \quad (3.46)$$

Для ПІ-регулятора (без насичення в робочій точці):

$$u_c = K_p(r - H_p) + K_i\xi \Rightarrow \Delta u = K_p\Delta r - K_p(H_Q\Delta Q + H_\omega\Delta\omega) + K_i\Delta\xi. \quad (3.47)$$

Матриця A (3×3):

$$A = \begin{bmatrix} \frac{\partial \dot{\omega}}{\partial \omega} & \frac{\partial \dot{\omega}}{\partial Q} & \frac{\partial \dot{\xi}}{\partial \xi} \\ \frac{\partial \dot{Q}}{\partial \omega} & \frac{\partial \dot{Q}}{\partial Q} & \frac{\partial \dot{Q}}{\partial \xi} \\ \frac{\partial \dot{\xi}}{\partial \omega} & \frac{\partial \dot{\xi}}{\partial Q} & \frac{\partial \dot{\xi}}{\partial \xi} \end{bmatrix}_0 \quad (3.48)$$

Порахуймо по складових:

1.

$$\dot{\omega} = \frac{1}{J}(k_m u - M_h(Q, \omega))$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial \dot{\omega}}{\partial \omega} &= \frac{1}{J} \left(k_m \frac{\partial u}{\partial \omega} - M_\omega \right), \\ \frac{\partial \dot{\omega}}{\partial Q} &= \frac{1}{J} \left(k_m \frac{\partial u}{\partial Q} - M_Q \right), \\ \frac{\partial \dot{\omega}}{\partial \xi} &= \frac{1}{J} \left(k_m \frac{\partial u}{\partial \xi} \right).\end{aligned}\tag{3.49}$$

Але

$$\frac{\partial u}{\partial \omega} = -K_p H_\omega, \quad \frac{\partial u}{\partial Q} = -K_p H_Q, \quad \frac{\partial u}{\partial \xi} = K_i.\tag{3.50}$$

Отже:

$$\begin{aligned}a_{11} &= \frac{1}{J} \left(-k_m K_p H_\omega - M_\omega \right), \\ a_{12} &= \frac{1}{J} \left(-k_m K_p H_Q - M_Q \right), \\ a_{13} &= \frac{1}{J} k_m K_i.\end{aligned}\tag{3.51}$$

2.

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= -\frac{1}{T_Q} Q + \frac{1}{T_Q} Q_{\text{cr}}(\omega) \\ \frac{\partial \dot{Q}}{\partial \omega} &= \frac{1}{T_Q} Q'_\omega, \quad \frac{\partial \dot{Q}}{\partial Q} = -\frac{1}{T_Q}, \quad \frac{\partial \dot{Q}}{\partial \xi} = 0.\end{aligned}\tag{3.52}$$

Отже:

$$a_{21} = \frac{1}{T_Q} Q'_\omega, \quad a_{22} = -\frac{1}{T_Q}, \quad a_{23} = 0.\tag{3.53}$$

3.

$$\begin{aligned}\dot{\xi} &= r - H_p(Q, \omega) \\ \frac{\partial \dot{\xi}}{\partial \omega} &= -H_\omega, \quad \frac{\partial \dot{\xi}}{\partial Q} = -H_Q, \quad \frac{\partial \dot{\xi}}{\partial \xi} = 0.\end{aligned}\tag{3.54}$$

Отже:

$$a_{31} = -H_\omega, \quad a_{32} = -H_Q, \quad a_{33} = 0.\tag{3.55}$$

Підсумок для A:

$$A = \begin{bmatrix} \frac{1}{J}(-k_m K_p H_\omega - M_\omega) & \frac{1}{J}(-k_m K_p H_Q - M_Q) & \frac{1}{J} k_m K_i \\ \frac{Q'_\omega}{T_Q} & -\frac{1}{T_Q} & 0 \\ -H_\omega & -H_Q & 0 \end{bmatrix} \quad (3.56)$$

Матриця B (вплив задавання r):

$$\Delta \dot{x} = A \Delta x + B \Delta r, \quad \dot{\xi} = r - H_p \Rightarrow \dot{\xi} = \frac{\partial \dot{\xi}}{\partial r} = 1 \quad (3.57)$$

через ω регулятор теж залежить від r (через Δu):

$$\frac{\partial u}{\partial r} = K_p \Rightarrow \frac{\partial \dot{\omega}}{\partial r} = \frac{1}{J} k_m K_p, \quad (3.58)$$

Отже

$$B = \begin{bmatrix} \frac{1}{J} k_m K_p \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}. \quad (3.59)$$

Матриці C, D (для виходу $y = H_p(Q, \omega)$):

$$y = H_p(Q, \omega) \Rightarrow \Delta y = H_\omega \Delta \omega + H_Q \Delta Q \quad (3.60)$$

Тобто:

$$C = [H_\omega H_Q 0], \quad D = 0. \quad (3.61)$$

3.5.2. Лінеаризована векторна модель системи керування глибокого насосу гвинтового типу

Робоча точка:

$$x_0 = \begin{bmatrix} \omega_0 \\ \Delta p_0 \\ \xi_0 \end{bmatrix}, \quad r_0 = H_{\text{зад},0}, \quad y_0 = \frac{\Delta p}{\rho g}, \quad u_0 = u(x_0, r_0). \quad (3.62)$$

Відхилення:

$$\Delta x = x - x_0, \Delta r = r - r_0, \Delta y = y - y_0. \quad (3.63)$$

Після лінеаризації:

$$\Delta \dot{x} = A\Delta x + B\Delta r, \Delta y = C\Delta x + D\Delta r. \quad (3.64)$$

Підготовчі похідні:

В робочій точці:

$$H_\omega = \left. \frac{\partial H}{\partial \omega} \right|_0 = 0, H_p = \left. \frac{\partial H}{\partial \Delta p} \right|_0 = \frac{1}{\rho g}. \quad (3.65)$$

Для моменту навантаження:

$$M_\omega = \frac{\partial M_h}{\partial \omega}, M_p = \frac{\partial M_h}{\partial \Delta p}. \quad (3.66)$$

– їх можна отримати з аналітичної формули або за експериментальною характеристикою.

Для споживача:

$$Q'_{\text{спож}} = \left. \frac{\partial Q_{\text{спож}}}{\partial (\Delta p)} \right|_0. \quad (3.67)$$

Елементи матриць A, B, C, D :

Регулятор

$$u = K_p \left(r - \frac{x_2}{\rho g} \right) + K_i x_3. \quad (3.68)$$

Отже:

$$\frac{\partial u}{\partial x_1} = 0, \frac{\partial u}{\partial x_2} = -\frac{K_p}{\rho g}, \frac{\partial u}{\partial x_3} = K_i, \frac{\partial u}{\partial r} = K_p. \quad (3.69)$$

1) Рівняння \dot{x}_1 (обертання):

$$\dot{x}_1 = \frac{1}{J_B} (k_m u - M_h(x_1, x_2)). \quad (3.70)$$

Часткові похідні:

$$\begin{aligned}\frac{\partial \dot{x}_1}{\partial x_1} &= \frac{1}{J_B} \left(k_m \frac{\partial u}{\partial x_1} - M_\omega \right) = -\frac{M_\omega}{J_B}, \\ \frac{\partial \dot{x}_1}{\partial x_2} &= \frac{1}{J_B} \left(k_m \frac{\partial u}{\partial x_2} - M_p \right) = \frac{1}{J_B} \left(-k_m \frac{K_p}{\rho g} - M_p \right), \\ \frac{\partial \dot{x}_1}{\partial x_3} &= \frac{1}{J_B} \left(k_m \frac{\partial u}{\partial x_3} \right) = \frac{1}{J_B} k_m K_i.\end{aligned}\quad (3.71)$$

Вплив задавання:

$$\frac{\partial \dot{x}_1}{\partial r} = \frac{1}{J_B} k_m \frac{\partial u}{\partial r} = \frac{1}{J_B} k_m K_p. \quad (3.72)$$

2) Рівняння \dot{x}_2 (тиск):

$$\dot{x}_2 = \frac{k_B}{C} x_2 - \frac{1}{C} Q_{\text{спож}}(x_2, t)$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial \dot{x}_2}{\partial x_1} &= 0, \quad \frac{\partial \dot{x}_2}{\partial x_2} = \frac{k_B}{C} - \frac{Q'_{\text{спож}}}{C}, \quad \frac{\partial \dot{x}_2}{\partial x_3} = 0 \\ \frac{\partial \dot{x}_2}{\partial r_2} &= 0\end{aligned}\quad (3.73)$$

3) Рівняння \dot{x}_3 (інтегратор):

$$\dot{x}_3 = r - \frac{x_2}{\rho g}$$

$$\begin{aligned}\dot{x}_3 &= r - \frac{x_2}{\rho g} \\ \frac{\partial \dot{x}_3}{\partial x_1} &= 0, \quad \frac{\partial \dot{x}_3}{\partial x_2} = -\frac{1}{\rho g}, \quad \frac{\partial \dot{x}_3}{\partial x_3} = 0, \quad \frac{\partial \dot{x}_3}{\partial r} = 1.\end{aligned}\quad (3.74)$$

Матриці A, B, C, D :

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{M_\omega}{J_B} & \frac{1}{J_B} \left(-k_m \frac{K_p}{\rho g} - M_p \right) & \frac{1}{J_B} k_m K_i \\ 0 & \frac{k_B - Q'_{\text{спож}}}{C} & 0 \\ 0 & -\frac{1}{\rho g} & 0 \end{bmatrix} \quad (3.75)$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{1}{J_B} k_m K_p \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.76)$$

$$C = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}, \quad D = 0. \quad (3.77)$$

Вихід:

$$y = \frac{x_2}{\rho g} \Rightarrow \Delta y = \frac{1}{\rho g} \Delta x_2, \quad (3.78)$$

Таким чином, отримали лінійну векторно-матричну модель системи керування гвинтовим глибинним насосом у малих відхиленнях біля робочої точки.

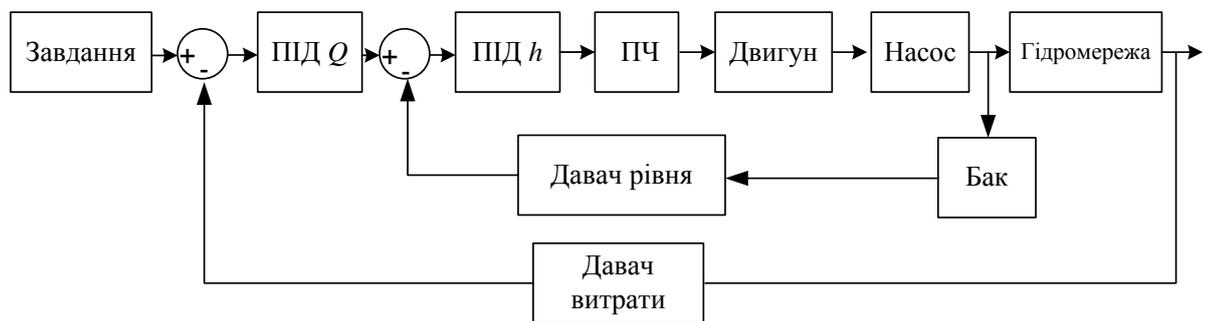


Рис. 3.4. Функціональна структура моделі для аналізу перехідних характеристик глибинного насосу

3.6. Мінімізація функції енергетичних втрат в глибинних насосах

3.6.1. Статична постановка задачі мінімізації

Функцію втрат енергії в усталеному режимі можна записати як:

$$J(n, \alpha) = P_{\text{втр}}(n, \alpha) = \rho g Q(n, \alpha) H(n, \alpha) \left(\frac{1}{\eta_{\text{заг}}(n, \alpha)} - 1 \right), \quad (3.79)$$

за умовами:

$$\begin{cases} Q(n, \alpha) \geq Q_{\text{потр}} \\ H(n, \alpha) \geq H_{\text{потр}} \\ n_{\text{min}} \leq n \leq n_{\text{max}} \\ \alpha_{\text{min}} \leq \alpha \leq \alpha_{\text{max}} \end{cases} \quad (3.80)$$

Задача мінімізації:

$$\min_{n, \alpha} J(n, \alpha) \quad (3.81)$$

при виконанні обмежень за Q, H .

На практиці дуже часто засувки намагаються тримати максимально відкритими (щоб уникати дроселювання), а основна керована змінна – швидкість обертання n .

Тоді задача спрощується до:

$$J(n) = \rho g Q(n) H(n) \left(\frac{1}{\eta_{\text{заг}}(n)} - 1 \right) \rightarrow \min. \quad (3.82)$$

3.6.2. Еквівалентна постановка задачі через питому витрату енергії

Часто замість безпосередніх втрат мінімізують питому спожиту енергію на 1 м^3 :

$$E_{\text{сп}}(n) = \frac{P_{\text{ел}}(n)}{Q(n)} = \frac{\rho g H(n)}{\eta_{\text{заг}}(n)} \quad [\text{Дж/м}^3]. \quad (3.83)$$

Оскільки ρg – константа, мінімізувати $E_{\text{сп}}$ означає мінімізувати

$H(n)/\eta_{\text{заг}}(n)$.

При фіксованих вимогах по напору $H_{\text{потр}}$ це зводиться до:

- досягти потрібного $H_{\text{потр}}$;
- максимізувати ККД $\eta_{\text{заг}}(n)$.

Тобто з точки зору теорії, мінімізація втрат енергії – це робота насоса в зоні максимуму ККД при виконанні обмежень за Q та H .

3.6.3. Спрощена аналітична мінімізація функції втрат

Припустимо, що в околі оптимальної подачі $Q_{\text{опт}}$ залежність ККД від подачі можна апроксимувати квадратично:

$$\eta(Q) = \eta_{\text{max}} \left(1 - a(Q - Q_{\text{опт}})^2\right), \quad a > 0. \quad (3.84)$$

Нехай напір приблизно не змінюється у вузькому інтервалі (або його зміна мала), тобто $H \approx H_{\text{потр}} = \text{const}$.

Тоді

$$P_{\text{ел}}(Q) = \frac{\rho g Q H_{\text{потр}}}{\eta(Q)} = \rho g Q H_{\text{потр}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{max}} \left(1 - a(Q - Q_{\text{опт}})^2\right)}. \quad (3.85)$$

Функція втрат пропорційна $P_{\text{ел}}$, тож

$$J(Q) \sim \frac{Q}{1 - a(Q - Q_{\text{опт}})^2}. \quad (3.86)$$

Мінімум $J(Q)$ (за відсутності жорсткої нижньої межі $Q_{\text{потр}}$) збігатиметься з точкою, де $\eta(Q)$ максимальна, тобто $Q = Q_{\text{опт}}$.

Якщо ж задано $Q_{\text{потр}}$, тоді:

1. якщо $Q_{\text{потр}} \leq Q_{\text{опт}}$, оптимальний режим – працювати якнайближче до $Q_{\text{опт}}$, але не менше $Q_{\text{потр}}$;
2. якщо $Q_{\text{потр}} > Q_{\text{опт}}$, треба працювати правіше від точки найкращого ККД, і тоді мінімум J лежить на межі $Q = Q_{\text{потр}}$.

3.6.4. Практична процедура мінімізації для глибинного насоса

На практиці треба робити такі етапи:

1. Збір характеристики насоса: $H(Q,n)$, $\eta(Q,n)$ (паспортні криві або результати випробувань).

2. Розрахунок гідравліки системи: втрати у трубопроводі

$$h_{\text{тр}} = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} + \sum \xi \frac{v^2}{2g}, \quad (3.87)$$

де $v=4Q/(\pi D^2)$.

3. Будівництва сумісно:

- криву насоса,
- характеристику мережі,
- лінії ККД.

4. Підбір (автоматичний розрахунок) частоти обертання n (і, за потреби, кількість паралельних насосів), щоб робоча точка:

- задовольняла $Q_{\text{потр}}$, $H_{\text{потр}}$,
- знаходилась біля максимуму $\eta(Q,n)$.

5. Для системи автоматичного керування (насос із ПЧ):

- моделювання перехідних процесів,
- налаштування ПД-регуляторів, мінімізуючи обраний критерій $J(\theta)$, який включає енергетичну складову.

3.7. Синтез структури енергозберігаючої системи керування глибинним насосом

Проблему розроблення структурної схеми енергозберігаючої автоматизованої системи керування глибинним насосом вирішено шляхом доповнення традиційної архітектури, що включає давачі витрати рідини, частоти обертання робочого колеса, активної потужності, положення дроселя та регулятори, низкою спеціалізованих функціональних блоків. До складу системи введено блок еталонної моделі глибинного насоса, блок

обчислення функції енергетичних втрат, блок формування критерію мінімізації втрат енергії та блок оптимізаційного регулювання.

Використання адаптивної еталонної математичної моделі, параметри якої автоматично коригуються відповідно до поточних експлуатаційних умов, забезпечує підвищену точність визначення миттєвих енергетичних втрат. Це створює підґрунтя для своєчасного виявлення напрямів їх мінімізації без порушення основних технологічних режимів функціонування насосної установки, що, у свою чергу, підвищує загальну енергоефективність системи. Сутність роботи такої схеми пояснюється на рис. 3.5.

Енергозберігаюча автоматизована система керування глибинним насосом конструктивно та функціонально включає такі основні елементи: глибинний насос 1; блок еталонної моделі насоса 2; давач витрати робочого середовища 3; датчик активної потужності 4 приводу насоса; давач частоти обертання; давач напору; блок формування функції енергетичних втрат; блок визначення мінімуму втрат; блок регулювання; регулятор частоти обертання; давач частоти обертання; регулятор положення засувки; давач положення дроселя.

Функціонування системи здійснюється у такій послідовності. Глибинний насос забезпечує транспортування робочого середовища, миттєва витрата якого контролюється давачем витрати. Сигнали з давачів витрати, напору, активної потужності та частоти обертання передаються до блока еталонної моделі, де здійснюється їх порівняння з еталонними значеннями, сформованими відповідно до параметрів моделі насоса. На основі відхилень між фактичними і еталонними сигналами, а також інформації від давача частоти обертання та давача положення засувки, у блоці еталонної моделі формується інформаційний сигнал, який надходить до блока формування функції енергетичних втрат.

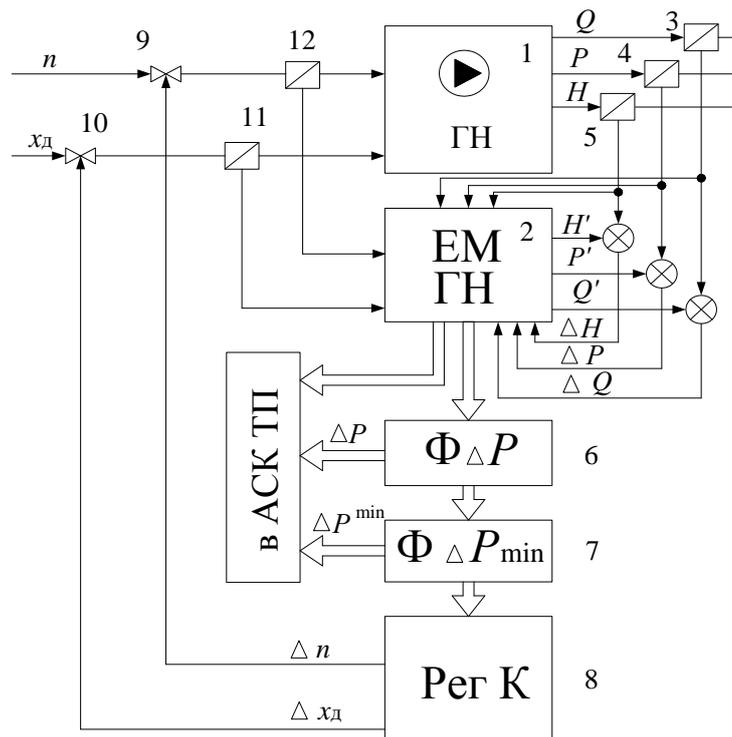


Рис. 3.5 – Структурна схема керування глибинним насосом

1 – глибинний насос; 2 – блок еталонної моделі глибинного насосу; 3 – датчик витрати робочого тіла Q ; 4 – давач споживаної активної потужності P ; 5 – давач напору (тиску); 6 – блок формування функції втрат $\Phi \Delta P$; 7 – блок формування функції визначення мінімальних втрат $\Phi \Delta P_{\min}$; 8 – регулятор; 9 – регулятор частоти обертання; 10 – регулятор положення дроселю; 11 – давач положення дроселю; 12 – давач частоти обертання n ; H' – еталонний напір; P' – еталонна споживана активна потужність; Q' – еталонна витрата робочого тіла; ΔH – різниця напору еталону і натури; ΔP – різниця споживаної активної потужності еталону і натури; ΔQ – різниця витрати робочого палива еталону і натури.

Залежно від визначеного рівня втрат, сформований сигнал передається до блока визначення мінімуму втрат, де виконується обчислення критеріального показника. Результуючий керуючий сигнал надходить до блока регулювання, що формує команди на регулятор частоти обертання приводу насоса та регулятор положення засувки. Унаслідок цього забезпечується підтримання оптимального режиму роботи глибинного

насоса за критерієм мінімізації енергетичних втрат із дотриманням вимог до технологічних параметрів об'єкта.

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

Таким чином, одержимо структуру системи керування глибинним насосом, за якої буде забезпечений мінімальні втрати енергії.

У випадку зміни експлуатаційних характеристик насосу (внаслідок старіння, зношування його вузлів або погіршення технічного стану привідного механізму) дані, отримані від відповідних давачів, передаються до математичної моделі. На основі цих даних модель коригує власні параметри та формує оновлений набір характеристик і законів керування, що забезпечує адаптивний характер процесу керування.

3.8. Висновки за розділом 3

1. Поставлена та вирішена задача підвищення показників якості роботи глибинних насосів відцентрового та гвинтового типів шляхом оптимізації режимних параметрів їх роботи. Визначені вхідні та вихідні параметри, параметри збурювань. Визначена функція мети та вектори обмежень. Взаємозв'язки між вхідними, вихідними параметрами та внутрішніми параметрами визначається шляхом натурних випробувань глибинних насосів, або теоретично з урахуванням впливу збурень.

2. Розроблена математична модель мінімізації енергетичних втрат в глибинних насосах відцентрового та гвинтового типів, а саме визначення необхідних технологічних параметрів режимів роботи глибинних насосів за заданих умов перекачування рідини з одночасним дотриманням оптимальних значень коефіцієнта корисної дії глибинного насосу та високого показників якості роботи. Отримана математична модель мінімізації енергетичних втрат в глибинних насосах відцентрового та гвинтового типів може скласти основу алгоритму систем автоматизованого керування з метою гарантованого забезпечення високих показників якості режимних параметрів роботи газоперекачувальних станцій.

3. Отримано повну нелінійну модель системи керування у вигляді диференціальних рівнянь та лінійну векторно-матричну модель системи керування глибинним насосом у малих відхиленнях біля робочої точки.

4. Отримано замкнену систему у вигляді набору звичайних диференціальних рівнянь, яку можна реалізувати в Simulink або аналізувати аналітично

5. Розроблена структура системи керування, яка забезпечує мінімальні втрати енергії та підтримує високі показники якості роботи глибинних насосів відцентрового та гвинтового типів в режимі експлуатації.

РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГЛИБИННИХ НАСОСІВ ТА ВИЗНАЧЕННЯ РЕЗЕРВІВ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ

4.1. Експериментальні характеристики відцентрових та гвинтових насосів

В якості об'єкту досліджень відцентрового насосу використовувався багатоступеневий відцентровий глибинний насос типу 4НЦС-2/14 (рис. 4.1).

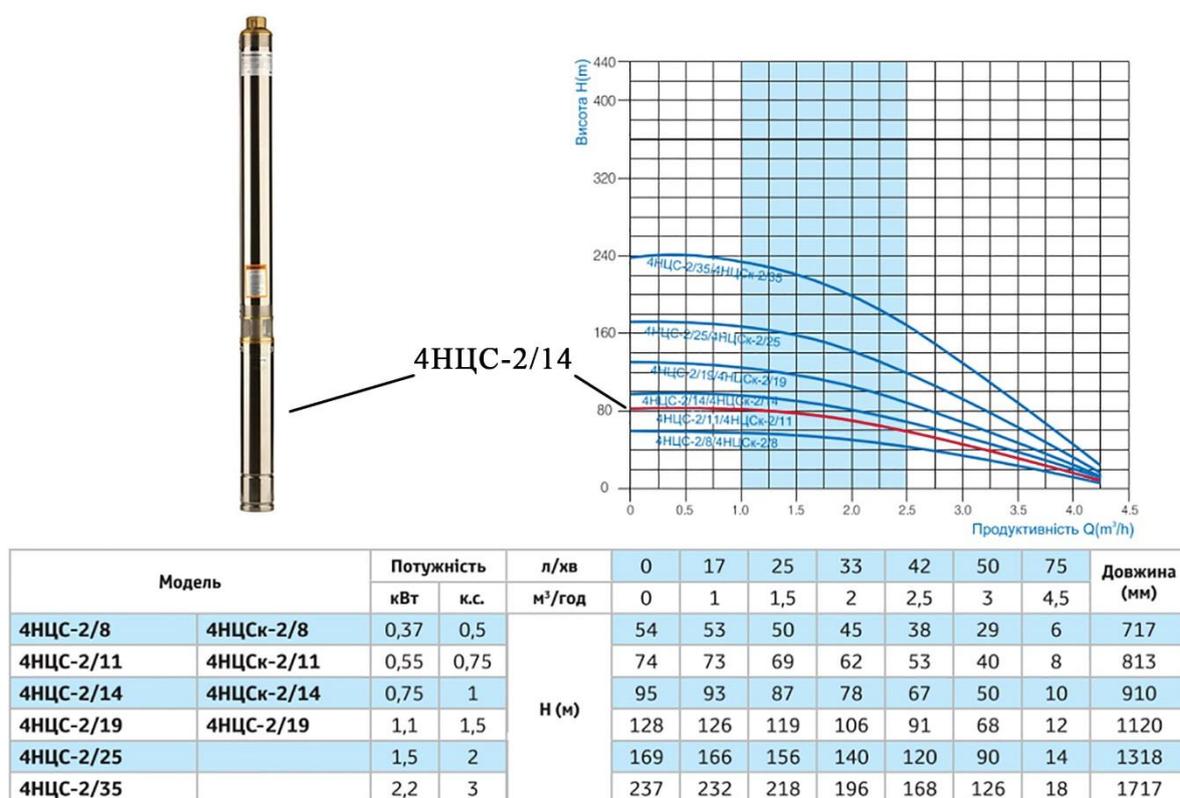


Рис.4.1 – Багатоступеневий відцентровий глибинний насос типу 4НЦС-2/14

Насос представляє собою багатоступеневу відцентрову заглибну установку, що складається з: послідовно розташованих робочих коліс (імпелерів); напрямних апаратів (дифузорів), які перетворюють швидкісний напір у статичний; вертикального валу, з'єднаного зі зануреним електродвигуном; зворотного клапана у верхній частині корпусу; нержавіючого корпусу, що забезпечує корозійну стійкість.

Робоче колесо створює відцентрове прискорення рідини, що забезпечує підвищення напору зі збільшенням кількості ступенів; плавну характеристику $H(Q)$; стабільність тиску в системі при робочих подачах.

Номинальні технічні параметри:

Подача ($Q_{\text{ном}}$): 3.0 м³/год

Напір ($H_{\text{ном}}$): 80 м

ККД ($\eta_{\text{ном}}$): 0.60

Ресурс роботи: ≈ 10 років

Типові матеріали: нержавіюча сталь AISI 304/316, полімерні колеса.

Стійкість до домішок: до 40-150 г/м³ піску.

Експлуатаційні характеристики: стабільний ККД у широкому діапазоні подач; оптимальний режим у зоні 0.7-0.9 $Q_{\text{ном}}$; низькі вібрації та рівномірна робота; доцільність використання частотного перетворювача.

Насос А є ефективним, енергозберігаючим та надійним рішенням для глибоких і чистих свердловин. Має високий ККД, значний ресурс та добре підходить для систем стабільного водопостачання.

Експериментальні характеристики відцентрового насосу 4НЦС (далі – тип А) показані в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1. Експериментальні дані для відцентрового насосу 4НЦС

№	Q (м ³ /год)	H (м)	η	P (Вт)
1	1.200	77.912	0.1643	1550.47
2	1.5857	71.570	0.3194	968.37
3	1.9714	67.625	0.5213	696.88
4	2.3571	59.136	0.5981	635.08
5	2.7429	45.499	0.5363	634.08
6	3.1286	33.634	0.3632	789.60
7	3.5143	19.655	0.2017	933.22
8	3.9000	2.5438	0.0776	348.42

В якості об'єкту досліджень насосу гвинтового типу використовувався одноступеневий шнековий глибинний насос типу TF3-80 (рис. 4.2.).

Насос глибинний гвинтовий TF3-80

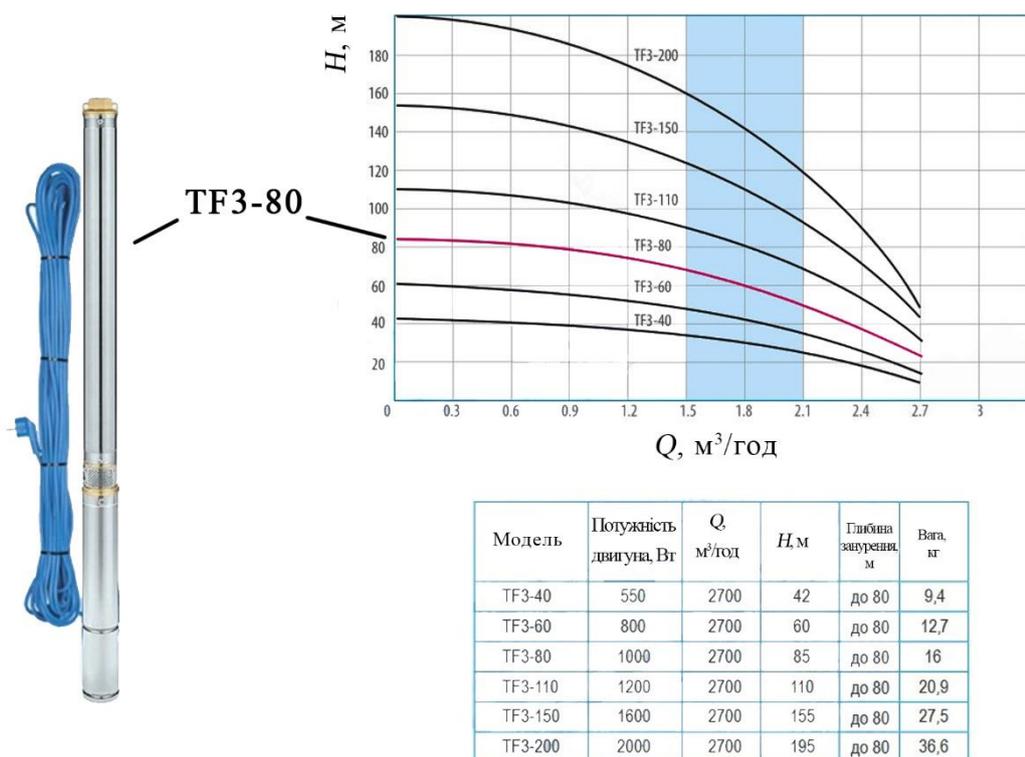


Рис. 4.2 – Одноступеневий шнековий глибинний насос типу TF3-80

Насос є одноступенева гвинтова (шнекова) помпа, що складається з сталевого ротора особливої гвинтової форми; еластичного статора (з гуми або композиту); зануреного електродвигуна нижнього розташування; прямолінійної подачі рідини вздовж осі ротора; герметичного корпусу з підвищеною стійкістю до абразивного зношування.

Пара «ротор-статор» формує герметичні камери, які переносять рідину поступально.

Особливості: відсутність імпелерів і високих швидкостей потоку; плавна, безпульсаційна подача; висока стійкість до піску, мулу та твердих домішок.

Номінальні технічні параметри:

Подача ($Q_{\text{ном}}$): 2.5 м³/год

Напір ($H_{\text{ном}}$): 70 м

ККД ($\eta_{\text{ном}}$): 0.45

Ресурс: ≈ 6 років (обмежений зношенням статора)

Стійкість до домішок: до 180-400 г/м³ піску

Експлуатаційні характеристики: стабільний тиск при низькому дебіті свердловини; низькі вібрації, плавний хід роботи; невисока енергетична ефективність (низький ККД); залежність ресурсу від чистоти води та якості статора.

Насос є оптимальним вибором для свердловин із високим вмістом домішок та змінним дебітом. Хоча він менш ефективний з енергетичної точки зору, його перевага – робота у складних гідрогеологічних умовах.

Експериментальні характеристики гвинтового насосу TF3-80 (далі – тип В) показані в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2. Експериментальні дані гвинтового насосу TF3-80

№	Q (м ³ /ГОД)	H (м)	η	P (Вт)
1	1.0000	68.017	0.1203	1540.39
2	1.3214	63.606	0.2440	938.64
3	1.6429	60.811	0.3870	703.41
4	1.9643	54.017	0.4542	636.62
5	2.2857	45.059	0.4095	685.37
6	2.6071	35.983	0.2816	907.70
7	2.9286	23.982	0.1553	1232.41
8	3.2500	10.526	0.0578	1614.14

4.2. Регресійний аналіз експериментальних характеристик насосів

Кожна математична модель характеристики має вигляд:

$$y(Q) = a^2 Q^2 + a_1 Q + a_0 \quad (4.1)$$

Таблиця 4.3. Таблиця коефіцієнтів регресії

Модель	a_2	a_1	a_0
$H(Q)$ (насос А)	-6.903204	7.343299	78.751604
$H(Q)$ (насос В)	-8.548513	10.997896	65.118463
$\eta(Q)$ (насос А)	-0.244501	1.193506	-0.914870
$\eta(Q)$ (насос В)	-0.269544	1.099548	-0.709459
$P(Q)$ (насос А)	175.582389	-1152.044282	2478.361625
$P(Q)$ (насос В)	737.996635	-3038.459383	3756.247589

Аналітичні рівняння характеристик будуть мати наступний вигляд:

Насос А (відцентровий)

Напір:

$$H(Q) = -6.903Q^2 + 7.343Q + 78.752 \quad (4.2)$$

ККД:

$$\eta(Q) = -0.2445Q^2 + 1.1935Q - 0.9149 \quad (4.3)$$

Потужність:

$$P(Q) = 175.582Q^2 - 1152.044Q + 2478.362 \quad (4.4)$$

Насос В (гвинтовий)

Напір:

$$H(Q) = -8.5485Q^2 + 10.998Q + 65.118 \quad (4.5)$$

ККД:

$$\eta(Q) = -0.2695Q^2 + 1.0995Q - 0.7095 \quad (4.6)$$

Потужність:

$$P(Q) = 737.997Q^2 - 3038.459Q + 3756.248 \quad (4.7)$$

Графіки експериментальних досліджень показані на рис. 4.3-4.5.

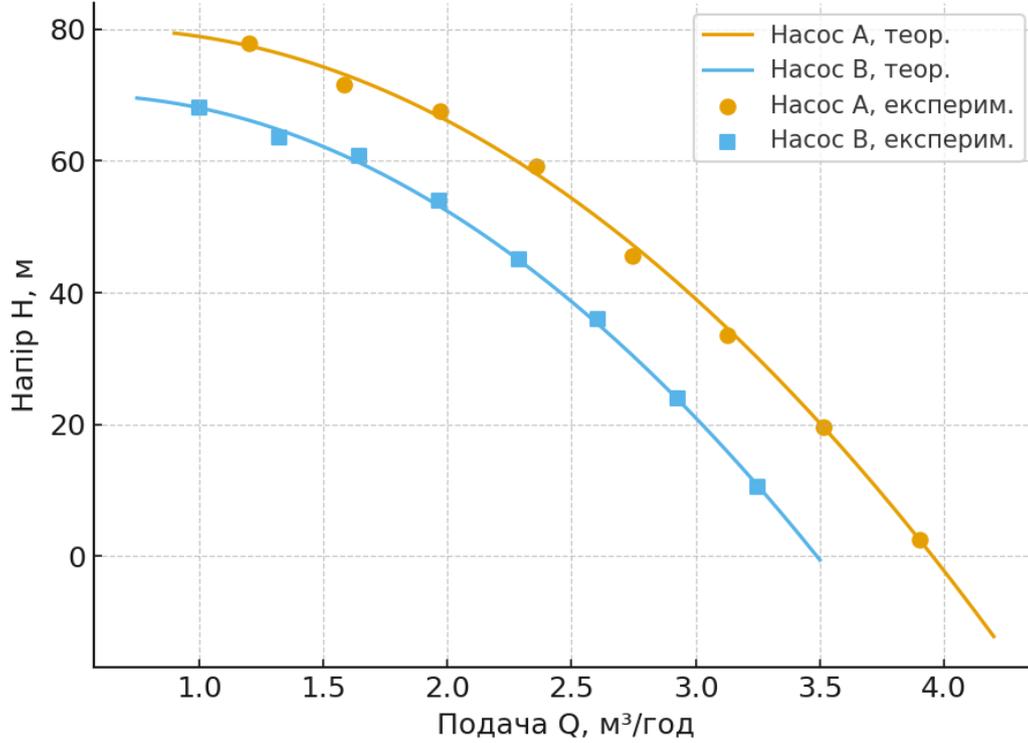


Рис.4.3 – Експериментальні характеристики $H=f(Q)$

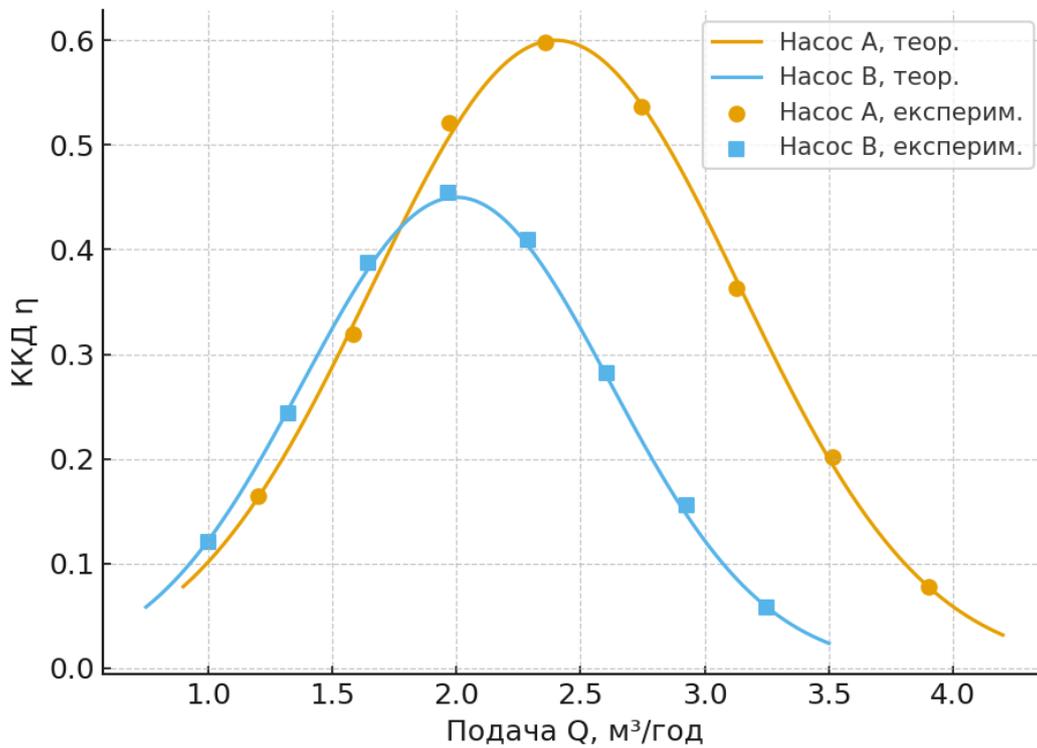


Рис.4.4 – Експериментальні характеристики $\eta=f(Q)$

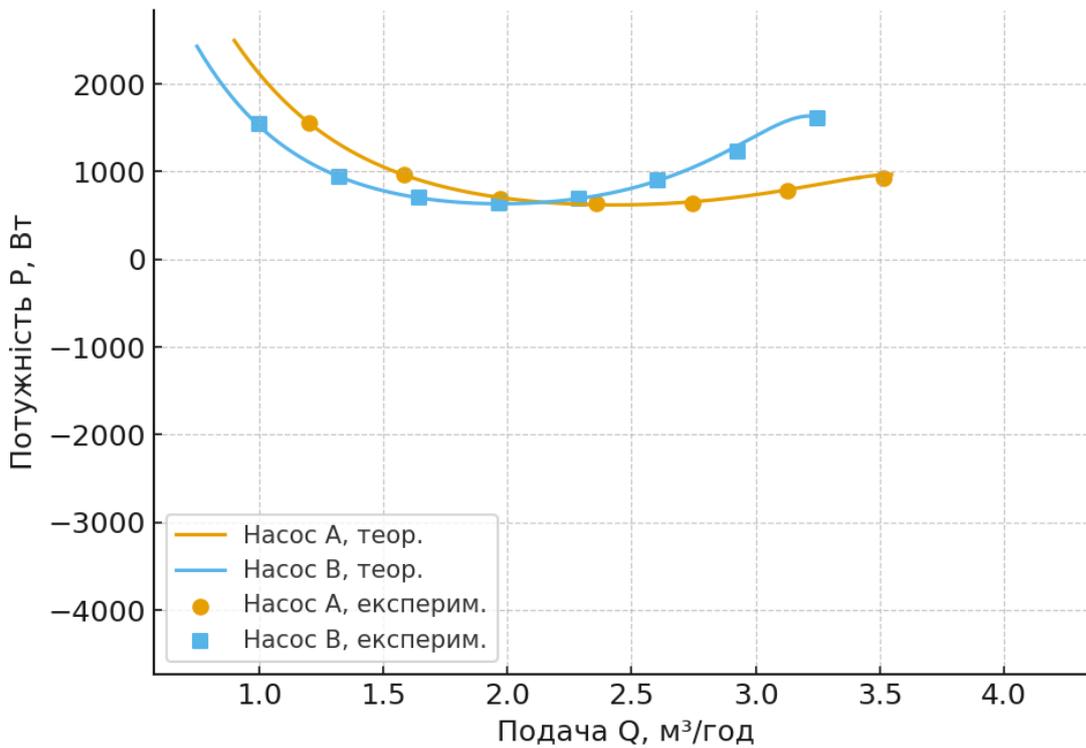


Рис.4.5 – Експериментальні характеристики $P=f(Q)$

Порівняння точності апроксимації експериментальних характеристик насосів А і В проводилось за допомогою квадратичних регресійних моделей.

У таблиці 4.4. наведено два показники: R^2 (коефіцієнт детермінації) – наскільки добре модель описує дані (1=ідеально) та MSE (середньоквадратична похибка) – абсолютний рівень розкиду помилки (менше = краще).

Таблиця 4.4. Точність апроксимації експериментальних характеристик

Модель	R^2	MSE
$H(Q)$ (насос А)	0.9983	1.0421
$H(Q)$ (насос В)	0.9992	0.2993
$\eta(Q)$ (насос А)	0.9331	0.002153
$\eta(Q)$ (насос В)	0.9413	0.001088
$P(Q)$ (насос А)	0.6007	43709.059
$P(Q)$ (насос В)	0.9735	3468.217

Моделі $H(Q)$ мають дуже високу точність ($R^2 \approx 0.998-0.999$). MSE менше 1 м для насоса А та менше 0.3 м для насоса В. Квадратична модель ідеально підходить для апроксимації $H(Q)$.

Характеристики ККД $\eta(Q)$: $R^2 \approx 0.93-0.94$ для обох насосів. MSE на рівні 0.001...0.002 – дуже низькі значення. Модель добре відтворює форму кривої ККД (дзвоноподібний закон).

Характеристики потужності $P(Q)$ для насоса В модель дуже точна: $R^2=0.9735$. Але для насоса А точність помітно нижча: $R^2 = 0.6007$. Потужність обчислюється через H та η , має сильну нелінійність. У насоса А значення η дуже низькі на високих подачах, тому $P(Q)$ різко зростає – квадратична модель не ловить цю «крутизну».

4.3. Ідентифікація динамічної моделі за експериментальними характеристиками

4.3.1. Ідентифікація моделей відцентрового насосу

1. Вихідні дані.

Номінальна частота обертання $n_{\text{ном}}=2900$ об/хв

Щільність води $\rho=1000$ кг/м³,

$g=9.81$ м/с²

Зведений момент інерції ротора + насоса $J_A=0.12$ кг\см²

Геодезичний напір свердловини + висота подачі $H_{\text{гео}}=60$ м

Квадратичний коефіцієнт втрат у трубопроводі (Q у м³/год):

$$H_{\text{сист}}(Q) = 60 + 0.8Q^2 [м] \quad (4.8)$$

Постійна часу гідравлічної частини (інерція витрати):

$$T_Q=1.5 \text{ с}$$

Максимальний електромагнітний момент двигуна (при $u=1$):

$$k_m=30 \text{ Н}$$

Коефіцієнт перетворення датчика напору:

$$k_H=1 \text{ В/м}$$

Регулятор типу ПІ (без Д-частини, щоб рівняння були простішими):

$$K_p=0.02, K_i=0.1$$

2. Конкретні поліноми насоса ($H(Q)$, $\eta(Q)$)

Напірна характеристика при номінальній частоті:

$$H_A^*(Q) = -6.903Q^2 + 7.343Q + 78.752 \quad (4.9)$$

ККД насоса при номінальній частоті:

$$\eta_A^*(Q) = -0.2445Q^2 + 1.1935Q - 0.9149 \quad (4.10)$$

Масштабування за частотою обертання.

Еквівалентна подача при номінальній частоті:

$$Q^* = Q \frac{n_{\text{НОМ}}}{n} = Q \frac{n_{\text{НОМ}}}{60\omega / (2,\pi)} = Q \frac{2\pi n_{\text{НОМ}}}{60\omega}. \quad (4.11)$$

3. Енергетика й момент навантаження.

Переводимо подачу в м³/с:

$$Q_s = \frac{Q}{3600}. \quad (4.12)$$

Гідравлічна потужність:

$$P_r(Q, \omega) = \rho g Q_s H_p(Q, \omega) = 1000 \cdot 9.81 \cdot \frac{Q}{3600} \cdot H_p(Q, \omega) \quad (4.13)$$

Електрична потужність на валу:

$$P_{\text{ел}}(Q, \omega) = \frac{P_r(Q, \omega)}{\eta(Q, \omega)} \quad (4.14)$$

Момент навантаження:

$$M_h(Q, \omega) = \frac{P_{\text{ел}}(Q, \omega)}{\omega} = \frac{1000 \cdot 9.81 \cdot \frac{Q}{3600} \cdot H_p(Q, \omega)}{\eta(Q, \omega) \omega} \quad (4.15)$$

4. Динамічна модель об'єкта (насос + привід).

Стан 1: $\omega(t)$ – кутова швидкість, рад/с

Стан 2: $Q(t)$ – подача, м³/год

Обертання вала:

$$0.12 \frac{d\omega}{dt} = 30u(t) - \frac{1000 \cdot 9.81 \cdot \frac{Q}{3600} \cdot H_p(Q, \omega)}{\eta(Q, \omega) \omega} \quad (4.16)$$

де $H_p(Q, \omega), \eta(Q, \omega)$ задані через поліноми.

Динаміка подачі (інерція гідравліки)

Приймаємо спрощену модель першого порядку:

$$1.5 \frac{dQ}{dt} = -Q + Q_{ст}(\omega) \quad (4.17)$$

де $Q_{ст}(\omega)$ – стаціонарна подача при цій швидкості, що визначається з рівняння балансу напорів:

$$\begin{aligned} H_p(Q_{ст}, \omega) &= H_{сист}(Q_{ст}), \\ H_{сист}(Q) &= 60 + 0.8Q^2. \end{aligned} \quad (4.18)$$

5. ПІ-регулятор

Нехай задається напір $H_{зад}$ (м).

Похибка:

$$e(t) = H_{зад} - H_p(Q, \omega). \quad (4.19)$$

Вводимо третій стан:

$$x_3 = \xi(t) = \int e(t) dt, \quad (4.20)$$

ПІ-регулятор:

$$u_c(t) = K_p e(t) + K_i \xi(t) = 0.02e(t) + 0.1\xi(t). \quad (4.21)$$

Обмеження (насичення) сигналу приводу:

$$u(t) = \text{sat}(u_c(t), 0, 1) \quad (4.22)$$

тобто

$$u(t) = \begin{cases} 0 & , \quad u_c \leq 0 \\ u_c & , \quad 0 < u_c < 1. \\ 1 & , \quad u_c \geq 1 \end{cases} \quad (4.23)$$

6. Підсумковий набір ОДР (нелінійна модель)

Становий вектор:

$$x_1 = \omega, x_2 = Q, x_3 = \xi. \quad (4.24)$$

Тоді рівняння системи будуть такими:

1. Обертання ротора:

$$0.12 \dot{x}_1 = 30u(t) - \frac{1000 \cdot 9.81 \cdot \frac{x_2}{3600} \cdot H_p(x_2, x_1)}{\eta(x_2, x_1) x_1}, \quad (4.25)$$

2. Гідравлічна інерція:

$$1.5 \dot{x}_2 = -x_2 + Q_{ст}(x_1), H_p(Q_{ст}, x_1) = 60 + 0.8Q_{ст}^2. \quad (4.26)$$

Інтегратор ПІ-регулятора:

$$\dot{x}_3 = H_{зад} - H_p(x_2, x_1), \quad (4.27)$$

Регулятор та привід:

$$\begin{aligned} u_c &= 0.02(H_{зад} - H_p(x_2, x_1)) + 0.1x_3, \\ u &= \text{sat}(u_c, 0, 1). \end{aligned} \quad (4.28)$$

де

$$\begin{aligned} H_p(Q, \omega) &= \left(\frac{n}{2900}\right)^2 (-6.903Q^{*2} + 7.343Q^* + 78.752), \quad n = \frac{60}{2\pi} \omega, \quad Q^* = Q \frac{2900}{n}, \\ \eta(Q, \omega) &= -0.2445Q^{*2} + 1.1935Q^* - 0.9149 \quad (\text{з обмеженням } 0 \leq \eta \leq 0.8). \end{aligned} \quad (4.29)$$

4.3.2. Розрахунок передатних функцій системи керування глибинного насосу

1. Обираємо перетворювач частоти (ПЧ) і його параметри

Беремо промисловий ПЧ Danfoss VLT AutomationDrive FC 302. Для нього в інструкції наводяться дуже швидкі динаміки моменту: torque rise time для VVC+ близько 10 мс (а для FLUX — 1 мс).

Для моделі ПЧ в АСУ (канал “задання частоти → реальна вихідна частота”) приймаємо 1-го порядку:

підсилення $k_{пч}=1$, стала часу (консервативно, на рівні швидкодії ПЧ по моменту/частоті): $T_{пч}=0.01$ с

Передатна функція ПЧ:

$$W_{\text{пч}}(s) = \frac{f(s)}{f_{\text{зад}}(s)} = \frac{k_{\text{пч}}}{T_{\text{пч}}s + 1} = \frac{1}{0.01s + 1} \quad (4.30)$$

2. Передатна функція двигуна (частота → кутова швидкість)

Для асинхронного двигуна (2 полюси) синхронна кутова швидкість $\omega_s = 2\pi f$.

З урахуванням ковзання $s_{\text{ковз}}$ (типово $s_{\text{ковз,ном}} \approx 0.03$):

$$k_{\omega f} = 2\pi(1 - s_{\text{ковз,ном}}) = 2\pi \cdot 0.97 = 6.09 \frac{\text{рад}}{\text{с} \cdot \text{Гц}} \quad (4.31)$$

Динаміку механічної частини “електромагнітний момент → швидкість” для АСУ беруть як 1-го порядку (інерція ротора + навантаження). Приймаю типові значення: $T_{\text{дв}} = 0.5$ с

Передатна функція двигуна:

$$W_{\text{дв}}(s) = \frac{\omega(s)}{f(s)} = \frac{k_{\omega f}}{T_{\text{дв}}s + 1} = \frac{6.09}{0.5s + 1} \quad (4.32)$$

3. Передатні функції насоса (швидкість → витрата та напір)

Для відцентрового насоса поблизу робочої точки (закони подібності):
 $Q \propto \omega$, $H \propto \omega^2$

Лінеаризація $Q(\omega)$:

$$k_{q\omega} = \frac{Q_{\text{ном}}}{\omega_{\text{ном}}} = \frac{3}{303.69} = 0.00988 \frac{\text{м}^3}{\text{год} \cdot \text{рад/с}} \quad (4.33)$$

Інерційність гідравліки насоса (внутрішні об’єми + стисливість + “згладження” потоку) — 1-го порядку, приймаємо $T_{\text{нас}} = 1.0$ с

$$W_{\text{нас},q}(s) = \frac{Q}{\omega}(s) = \frac{k_{q\omega}}{T_{\text{нас}}s + 1} = \frac{0.00988}{1.0s + 1} \quad (4.34)$$

Лінеаризація $H(\omega)$:

$$\Delta H = \frac{dH}{d\omega} \Delta\omega, \quad \left. \frac{dH}{d\omega} \right|_{\text{ном}} = \frac{2H_{\text{ном}}}{\omega_{\text{ном}}}$$

$$k_{h\omega} = \frac{2H_{\text{ном}}}{\omega_{\text{ном}}} = \frac{160}{303.69} = 0.5269 \frac{\text{м}}{\text{рад/с}}$$

$$W_{\text{нас},h}(s) = \frac{H}{\omega}(s) = \frac{k_{h\omega}}{T_{\text{нас}}s + 1} = \frac{0.5269}{1.0s + 1} \quad (4.35)$$

4. Гідравлічна мережа (витрата → необхідний напір)

Візьмемо реалістичний розподіл на номіналі $H_{\text{ст}}=60$ м, втрати на тертя при $Q_{\text{ном}}=3$ м³/год: 20 м

Тоді:

$$k_{\text{мер}} = \frac{H_{\text{ном}} - H_{\text{ст}}}{Q_{\text{ном}}^2} = \frac{20}{3^2} = 2.222 \frac{\text{м}}{\text{м}^3/\text{год}^2}$$

Лінеаризація біля $Q_{\text{ном}}$:

$$\Delta H_{\text{мер}} \approx k_{hq} \Delta Q, \quad k_{hq} = 2k_{\text{мер}} Q_{\text{ном}} = 2 \cdot 2.222 \cdot 3 = 13.33 \frac{\text{м}}{\text{м}^3/\text{год}}$$

Динаміка мережі (колона рідини, “гідравлічна інерція”) — 1-го порядку, приймаємо:

$$W_{\text{мер}}(s) = \frac{H_{\text{мер}}(s)}{Q(s)} = \frac{k_{hq}}{T_{\text{гід}}s + 1} = \frac{13.33}{3s + 1} \quad (4.36)$$

5. Бак (рівень від витрати)

Обираємо вертикальний циліндричний бак-накопичувач:

діаметр $D_{\text{бак}}=2$ м ⇒ площа перерізу $A_{\text{бак}}=\pi(1)^2=3.1416$ м²

Основне рівняння:

$$A_{\text{бак}} \frac{dh}{dt} = Q_{\text{вх}} - Q_{\text{вих}}$$

Для передатної функції “зміна витрати на вході → рівень”, при сталому $Q_{\text{вих}}$ (або розглядаємо $\Delta Q = \Delta Q_{\text{вх}}$):

$$W_{\text{бак}}(s) = \frac{h(s)}{Q(s)} = \frac{1}{A_{\text{бак}}s} \quad (4.36)$$

у м³/год:

$$\frac{h(s)}{Q(s)} = \frac{1}{3600A_{\text{бак}}} \cdot \frac{1}{s} = \frac{8.842 \cdot 10^{-5}}{s} \quad (\text{де } Q \text{ у м}^3/\text{год}) \quad (4.37)$$

6. Давач витрати і давач рівня + їх передатні функції

Давач витрати (електромагнітний)

Обираємо Endress+Hauser Proline Promag (серії Promag 50/53). У специфікації вказано, що часова стала виходу вибирається в діапазоні 0.01...100 с.

Візьмемо налаштування фільтра/усереднення:

$$T_{dq} = 0.2c, k_{dq} = 1,$$

$$W_{dq}(s) = \frac{Q_{\text{вим}}(s)}{Q(s)} = \frac{k_{dq}}{T_{dq}s + 1} = \frac{1}{0.2s + 1} \quad (4.38)$$

Давач рівня (радарний)

Обираємо радарний рівнемір VEGA VEGAPULS. Для VEGAPULS зазначається можливість встановлення демпфування/згладжування, а для VEGAPULS наводиться цикл вимірювання менше 1 с. Приймаємо:

$$T_{dh} = 1.0c, k_{dh} = 1,$$

$$W_{dh}(s) = \frac{h_{\text{вим}}(s)}{h(s)} = \frac{k_{dh}}{T_{dh}s + 1} = \frac{1}{1.0s + 1} \quad (4.39)$$

Алгоритмічна схема та схема імітаційної моделі показані на рис. 4.6.

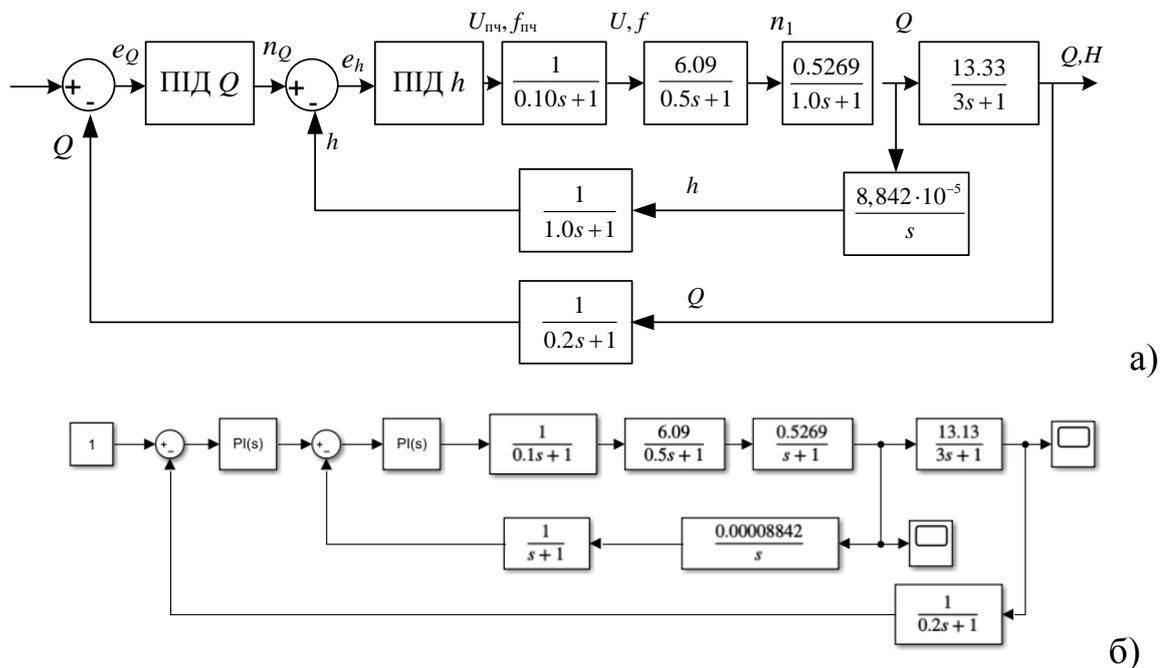


Рис. 4.6 Алгоритмічна (а) та імітаційна (б) модель системи керування

4.3.3. Ідентифікація моделей гвинтового насосу

1. Прийняті дані для гвинтового насосу:

Приймемо (узгоджено з попередніми прикладами):

Номінальна подача $Q_{\text{НОМ}}=2.5 \text{ м}^3/\text{год}\approx 0.000694 \text{ м}^3/\text{с}$

Номінальний напір $H_{\text{НОМ}}=70 \text{ м}$

Номінальний тиск $\Delta p_{\text{НОМ}}=\rho g H_{\text{НОМ}}=1000\cdot 9.81\cdot 70\approx 6.87\cdot 10^5 \text{ Па}$

Номінальна частота обертання $n_{\text{НОМ}}=2900 \text{ об/хв}\approx 48.3 \text{ об/с}$

Номінальний ККД $\eta_{\text{НОМ}}\approx 0.45$

Об'єм насоса і витоки.

Припустимо, що витік становить $\approx 10\%$ від подачі при номінальному тиску.

Тоді:

- ідеальна подача:

$$Q_{\text{ід,НОМ}} = \frac{Q_{\text{НОМ}}}{0.9} \approx 0.000772 \text{ м}^3/\text{с} \quad (4.40)$$

- зміщений об'єм за оберт:

$$V_0 = \frac{Q_{\text{ід,НОМ}}}{n_{\text{НОМ}}} \approx \frac{0.000772}{48.3} \approx 1.6\cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{об} \quad (4.41)$$

- витік при номінальних умовах:

$$Q_{\text{реал,НОМ}} = Q_{\text{ід,НОМ}} - Q_{\text{НОМ}} \approx 7.7\cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с} \quad (4.42)$$

коефіцієнт витоку:

$$k_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{реал,НОМ}}}{\Delta p_{\text{НОМ}}} = \frac{7.7\cdot 10^{-5}}{6.87\cdot 10^5} = 1.1\cdot 10^{-10} \quad (4.43)$$

2. Конкретні параметри об'єкта й регулятора

Густина води $\rho=1000 \text{ кг/м}^3$

Зведений момент інерції «двигун+насос»:

$$J_{\text{в}} = 0.10 \text{ кг/м}^2$$

Об'ємна пружність системи (еквівалент «ємності»):

$$C = 1.0 \cdot 10^{-9} \text{ м}^3/\text{Па}$$

Максимальний момент двигуна:

$$k_m = 20H$$

Коефіцієнт витрати споживача (лінійна залежність):

обираємо так, щоб при $\Delta p_{\text{ном}}$ отримаємо $Q_{\text{ном}}$:

$$k_Q = \frac{Q_{\text{ном}}}{\Delta p_{\text{ном}}} = \frac{0.000694}{6.87 \cdot 10^5} = 1.0 \cdot 10^{-9} \quad (4.44)$$

$$i \quad Q_{\text{спож}}(t) = k_Q \Delta p(t)$$

Регулятор (ПІ по напорі):

$$K_p = 0.03, K_i = 0.05$$

Заданий напір:

$$H_{\text{зад}} = 70 \text{ м} \Rightarrow \Delta p_{\text{зад}} = \rho g H_{\text{зад}} \approx 6.87 \cdot 10^5 \text{ Па} \quad (4.45)$$

3. Підсумкова система диференційних рівнянь.

Вибираємо стани:

$x_1 = \omega$ – кутова швидкість ротора, рад/с;

$x_2 = \Delta p$ – перепад тиску насоса, Па;

$x_3 = \xi$ – інтеграл похибки (стан PI-регулятора).

Допоміжні формули:

Подача насоса:

$$Q(x_1, x_2) = \frac{V_0}{2\pi} x_1 - k_b x_2 \approx 2.55 \cdot 10^{-6} x_1 - 1.1 \cdot 10^{-10} x_2 \left[\text{м}^3/\text{с} \right] \quad (4.46)$$

Напір насоса:

$$H(x_2) = \frac{x_2}{\rho g} \approx \frac{x_2}{9810} \left[\text{м} \right] \quad (4.47)$$

Повний ККД в моделі беремо сталим:

$$\eta(Q, x_2) \approx \eta_{\text{ном}} = 0.45 \quad (4.48)$$

Момент навантаження насоса:

$$M_h(x_1, x_2) = \frac{Q(x_1, x_2)x_2}{\eta_{\text{ном}}x_1} = \frac{(2.55 \cdot 10^{-6}x_1 - 1.1 \cdot 10^{-10}x_2)x_2}{0.45x_1} \quad (4.49)$$

Диференційні рівняння обертання ротора:

$$0.10\dot{x}_1 = 20u(t) - M_h(x_1, x_2) \quad (4.50)$$

тобто

$$\dot{x}_1 = 200u(t) - \frac{1}{0.10} \frac{(2.55 \cdot 10^{-6}x_1 - 1.1 \cdot 10^{-10}x_2)x_2}{0.45x_1} \quad (4.51)$$

Диференційні рівняння тиску (об'ємна пружність системи).

Баланс об'ємів:

$$C\dot{x}_2 = Q_{\text{ід}} - Q - Q_{\text{спож}}, \quad Q_{\text{ід}} = \frac{V_0}{2\pi}x_1 = 2.55 \cdot 10^{-6}x_1 \quad (4.52)$$

але $Q = Q_{\text{ід}} - k_{\text{в}}x_2$, тож:

$$C\dot{x}_2 = k_{\text{с}}x_2 - Q_{\text{спож}} \quad (4.53)$$

При лінійному споживачі:

$$Q_{\text{спож}} = k_Qx_2, \quad k_Q \approx 1.0 \cdot 10^{-9} \quad (4.54)$$

Підставляємо

$$\begin{aligned} C &= 1.0 \cdot 10^{-9}, \quad k_{\text{в}} = 1.1 \cdot 10^{-10} \\ 1.0 \cdot 10^{-9} \dot{x}_2 &= 1.1 \cdot 10^{-10}x_2 - 1.0 \cdot 10^{-9}x_2 = -8.9 \cdot 10^{-10}x_2 \end{aligned} \quad (4.55)$$

Звідси:

$$\dot{x}_2 = -0.89x_2 \quad (4.56)$$

(часова стала тиску $\sim 1/0.89 = 1.1$ с – цілком реалістично для такої системи).

Диференційні рівняння інтегратора ПІ-регулятора.

Похибка по напору:

$$e(t) = H_{\text{зад}} - H(x_2) = 70 - \frac{x_2}{9810} \quad (4.57)$$

Інтегратор:

$$\dot{x}_3 = e(t) = 70 - \frac{x_2}{9810} \quad (4.58)$$

Закон керування (ПІ + насичення)

Сирий вихід регулятора:

$$u_c(t) = K_p e(t) + K_i x_3 = 0.03 \left(70 - \frac{x_2}{9810} \right) + 0.05 x_3 \quad (4.59)$$

Реальний керуючий сигнал з урахуванням обмежень ПЧ:

$$u(t) = \text{sat}(u_c(t), 0, 1)$$

4. Підсумок (у компактному вигляді)

Становий вектор:

$$x = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \omega \\ \Delta p \\ \xi \end{bmatrix} \quad (4.60)$$

Система диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = 200u(t) - \frac{(2.55 \cdot 10^{-6} x_1 - 1.1 \cdot 10^{-10} x_2) x_2}{0.045 x_1} \\ \dot{x}_2 = -0.89 x_2 \\ \dot{x}_3 = 70 - \frac{x_2}{9810} \\ u_c = 0.03 \left(70 - \frac{x_2}{9810} \right) + 0.05 x_3 \\ u = \text{sat}(u_c, 0, 1) \end{cases} \quad (4.61)$$

Це є повністю числова нелінійна модель системи керування гвинтовим глибинним насосом.

4.3.4. Ідентифікація лінеаризованої моделі для відцентрового насосу

1. Робоча точка та вихідні дані

Приймаємо робочу точку для насоса А:

Подача $Q_0 = 3.0 \text{ м}^3/\text{год}$

Частота обертання $n_0=2900$ об/хв

Кутова швидкість $\omega_0=60/2\pi n_0 \approx 303.7$ рад/с

Поліном напору (для насоса А, Q у м³/год):

$$H_A^*(Q) = -6.903Q^2 + 7.343Q + 78.752 \quad (4.62)$$

У робочій точці:

$$H_0 = H_A^*(3) = 38.65\text{м}$$

Поліном ККД:

$$\eta_A^*(Q) = -0.2445Q^2 + 1.1935Q - 0.9149, \quad \eta_0 = \eta_A^*(3) = 0.465 \quad (4.63)$$

Параметри приводу та моделі гідравліки (як у попередньому числовому прикладі для насоса А):

$$J=0.12 \text{ кг/м}^2; T_Q=1.5 \text{ с}; k_m=30\text{Н};$$

ПІ-регулятор:

$$K_p=0.02, K_i=0.1$$

Системна характеристика:

$$H_{\text{сист}}(Q) = H_{\text{гео}} + 0.8Q^2, \quad \left. \frac{dH_{\text{сист}}}{dQ} \right|_0 = 2 \cdot 0.8 \cdot 3 = 4.8 \quad (4.64)$$

2. Конкретні часткові похідні в робочій точці

Для напору насоса:

$$H_p(Q, \omega) \approx H_A^*(Q) \text{ при } n \approx n_0 \quad (4.65)$$

$$H_Q = \left. \frac{\partial H_p}{\partial Q} \right|_0 = \left. \frac{dH_A^*}{dQ} \right|_{Q_0} = -13.806Q_0 + 7.343 \approx -34.08 \frac{\text{М}}{\text{М}^3/\text{ГОД}} \quad (4.66)$$

$$H_\omega = \left. \frac{\partial H_p}{\partial \omega} \right|_0 = \frac{2H_0}{\omega_0} = \frac{2 \cdot 38.65}{303.7} = 0.255 \frac{\text{М}}{\text{рад/с}}$$

Для моменту навантаження:

Момент:

$$M_h(Q, \omega) = \frac{\rho g \left(\frac{Q}{3600} \right) H_p(Q, \omega)}{\eta_0 \omega}, \quad \rho g / 3600 = 2.725 \quad (4.67)$$

Тоді в робочій точці (із наближенням, що $\eta \approx \text{const}$):

$$M_Q = \frac{\partial M_h}{\partial Q} \Big|_0 = -1.23$$

$$M_\omega = \frac{\partial M_h}{\partial \omega} \Big|_0 = 0.0074$$
(4.68)

Похідна стаціонарної подачі по швидкості.

З рівняння балансу напорів:

$$H_p(Q, \omega) = H_{\text{сист}}(Q)$$
(4.69)

Після диференціювання:

$$Q'_\omega = \frac{dQ_{\text{ст}}}{d\omega} \Big|_0 = - \frac{H_\omega}{H_Q - dH_{\text{сист}}/dQ} = - \frac{H_\omega}{H_Q - 4.8}$$
(4.70)

Підставляючи числа:

$$H_Q - 4.8 \approx -34.08 - 4.8 = -38.88$$

$$Q'_\omega = - \frac{0.255}{-38.88} = 0.00656 \frac{\text{м}^3/\text{ГОД}}{\text{рад/с}}$$
(4.71)

3. Чисельні значення матриць

$$A = \begin{bmatrix} -1.34 & 180.6 & 25.0 \\ 0.0044 & -0.67 & 0 \\ -0.255 & 34.1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{1}{0.12} \cdot 30 \cdot 0.02 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 5 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$
(4.72)

$$C = [0.255 \quad -34.08 \quad 0], \quad D = 0$$

4.3.5. Ідентифікація лінеаризованої моделі для гвинтового насосу

1. Вихідні дані

Номінальний напір $H_{\text{НОМ}} = 70$ м

Номінальний тиск $\Delta p_0 = \rho g H_{\text{НОМ}} \approx 6.867 \cdot 10^5$ Па

Номинальна подача $Q_{\text{ном}}=2.5 \text{ м}^3/\text{год}\approx 6.94\cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$

Номинальна частота й кутова швидкість $n_0\approx 48.3 \text{ об/с}$, $\omega_0\approx 303.7 \text{ рад/с}$

Об'єм за оберт (приблизно) $V_0\approx 1.6\cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{об}$

Коефіцієнт витоків $k_s\approx 1.1\cdot 10^{-10} \text{ м}^3/(\text{с}\cdot\text{Па})$

Коефіцієнт споживача (лінійна залежність)

$$Q_{\text{спож}}=kQ\Delta p\approx 1.0\cdot 10^{-9}\text{ м}^3/(\text{с}\cdot\text{Па})$$

Повний ККД насоса в робочій точці $\eta_0\approx 0.45$ (приймаємо сталим)

Зведений момент інерції $J=0.10 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$

Максимальний момент двигуна $k_m=20 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Об'ємна «ємність» системи (пружність) $C=1.0\cdot 10^{-9} \text{ м}^3/\text{Па}$

Параметри ПІ-регулятора $K_p=0.03$, $K_i=0.05$

Вода: $\rho=1000\text{ кг/м}^3$, $g=9.81 \text{ м/с}^2$

Становий вектор:

$$x = \begin{bmatrix} \omega \\ \Delta p \\ \xi \end{bmatrix}, \quad r = H_{\text{зад}}, \quad y = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (4.73)$$

2. Необхідні похідні в робочій точці.

Момент навантаження:

$$M_h(\omega, \Delta p) = \frac{Q(\omega, \Delta p)\Delta p}{\eta_0\omega}, \quad Q = \frac{V_0}{2\pi}\omega - k_v\Delta p \quad (4.74)$$

Часткові похідні (чисельно в робочій точці):

$$M_\omega = \left. \frac{\partial M_h}{\partial \omega} \right|_0 = 1.25 \cdot 10^{-3} \text{ м} \quad M_\omega = \left. \frac{\partial M_h}{\partial \omega} \right|_0 \approx 1.25 \cdot 10^{-3} \quad (4.75)$$

$$M_p = \left. \frac{\partial M_h}{\partial (\Delta p)} \right|_0 = 4.55 \cdot 10^{-6} \quad (4.76)$$

Для гідравлічної частини:

$$Q'_{\text{спож}} = \frac{\partial Q_{\text{спож}}}{\partial (\Delta p)} = k_Q = 1.0 \cdot 10^{-9}$$

$$\frac{1}{\rho g} = 1.019 \cdot 10^{-4} \frac{\text{М}}{\text{Па}} \quad (4.77)$$

3. Числові матриці A, B, C

Параметри матриці:

$$-\frac{M_\omega}{J_B} = -0.0125$$

$$-\frac{k_m}{\rho g} K_p = -0.000611$$

$$-M_p = -4.55 \cdot 10^{-6} \rightarrow \text{сумарно} = -6.57 \cdot 10^{-4}, \text{ поділено на } J_B = 0.10 \rightarrow -6.57 \cdot 10^{-4}$$

$$\frac{1}{J_B} k_m K_i = \frac{1}{0.10} \cdot 20 \cdot 0.05 = 10$$

$$\frac{k_B - Q'_{\text{спож}}}{C} = \frac{1.1 \cdot 10^{-10} - 1.0 \cdot 10^{-9}}{10^{-9}} \approx -0.89 \quad (4.78)$$

$$\frac{1}{\rho g} \approx 1.019 \cdot 10^{-4}$$

$$\frac{1}{J_B} k_m K_p = \frac{1}{0.10} \cdot 20 \cdot 0.03 = 6$$

Отже, числові матриці:

$$A = \begin{bmatrix} -0.0125 & -6.57 \cdot 10^{-4} & 10.0 \\ 0 & -0.89 & 0 \\ 0 & -1.02 \cdot 10^{-4} & 0 \end{bmatrix} \quad (4.79)$$

$$B = \begin{bmatrix} 6.0 \\ 0 \\ 1.0 \end{bmatrix} \quad (4.80)$$

$$C = [0 \quad 1.02 \cdot 10^{-4} \quad 0], D = 0 \quad (4.81)$$

4.4. Підвищення показників якості шляхом оптимізації регуляторів

Для аналізу впливу параметрів регулятора на показники якості

(відцентровий насос), використаємо модель 2-го порядку для напору насоса та отримуємо перехідний процес:

Нормований напір $H(t)$ описується рівнянням:

$$\ddot{H} + 2\zeta\omega_n\dot{H} + \omega_n^2 H = K\omega_n^2 u(t) \quad (4.82)$$

де $K=1$ – статичний коефіцієнт підсилення насоса; $\omega_n=2$ рад/с – власна частота; $\zeta=0.15$ – малий коефіцієнт затування (тому система сама по собі коливальна); $u(t) \in [0;1]$ – вихід ПД-регулятора.

ПД (у моделюванні):

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int e(t) dt + K_d \frac{de}{dt}, \quad e(t) = H_{\text{зад}} - H(t) \quad (4.83)$$

з неоптимальними налаштуваннями: $K_p=6, K_i=2, K_d=1.5$.

Завдання: стрибок $H_{\text{зад}}$ змінюється від 0 до 1 у момент $t=1$ с.

Оптимізовані налаштування: $K_p=2.0, K_i=0.7, K_d=0.2$.

Результати моделювання наведені на рис. 4.7.

Як видно з графіків, при неоптимальному налаштуванні має місце значне перерегулювання (+10-12 %); затуваючі коливання протягом перших 12-15 секунд; система нестійка до збурень; ризик перевантаження частотного перетворювача; зростання енергоспоживання через постійні перерегулювання.

При оптимізації регулятора перерегулювання майже відсутнє (<2 %); має місце швидке згасання коливань; час регулювання скоротився майже вдвічі; система стає плавною, керування економнішим;

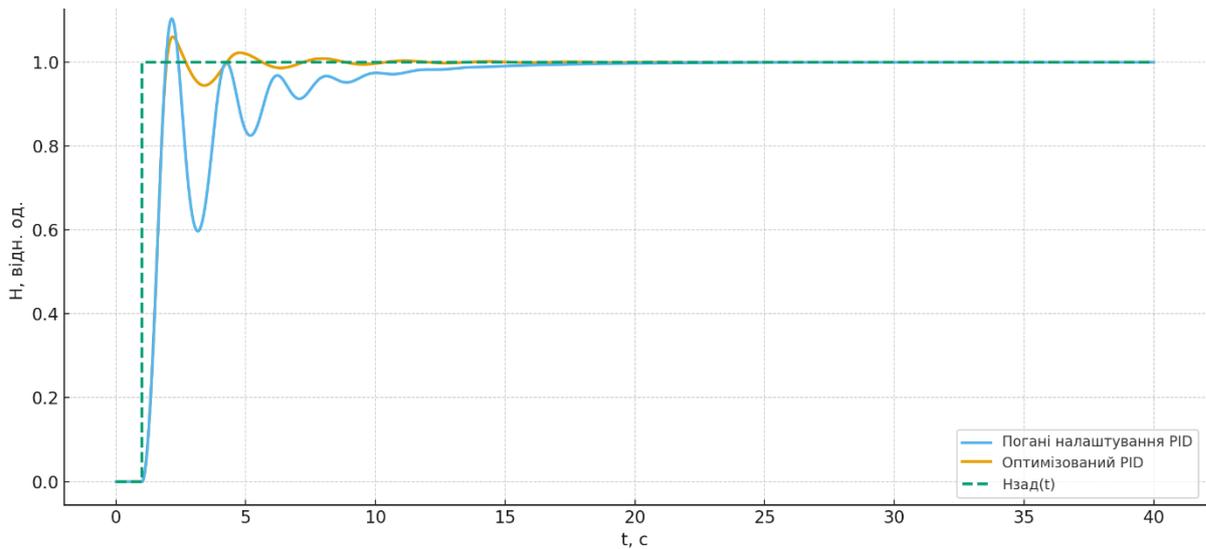


Рис.4.7 – Експериментальні перехідні процеси неоптимального та оптимізованого ПІД-регулятора

Це – регулятор, орієнтований на стабільність і низькі втрати енергії. Результати наведено в таблиці 4.5.

Таблиця 4.5. Показники перехідних процесів до та після оптимізації

Критерій	Неоптимальний PID	Оптимізований PID
Перерегулювання	високе (10-12 %)	мінімальне (<2 %)
Коливання	3–4 помітні цикли	практично немає
Час регулювання	довгий (~18-20 с)	короткий (~8-10 с)
Енерговитрати	підвищені	знижені
Стійкість	близька до межі	висока

Розрахуємо інтегральні критерії якості для обох варіантів ПІД.

Критерії якості такі:(миттєва квадратична помилка (ISE), інтеграл абсолютної помилки (IAE), інтеграл часу з абсолютною помилкою (ITAE):

$$\begin{aligned} \text{ISE} &= \int_0^T e^2(t) dt \\ \text{IAE} &= \int_0^T |e(t)| dt \\ \text{ITAE} &= \int_0^T |e(t)| dt \end{aligned} \quad (4.84)$$

де $e(t) = H_{\text{зад}}(t) - H(t)$.

Неоптимальний ПД має такі значення якості:

$\text{ISE} \approx 0.585$; $\text{IAE} \approx 1.49$; $\text{ITAE} \approx 6.39$

Оптимізований ПД такі:

$\text{ISE} \approx 0.420$; $\text{IAE} \approx 0.682$; $\text{ITAE} \approx 1.40$

Оптимізований регулятор має менші значення помилок ISE / IAE / ITAE .

4.5. Підвищення показників якості шляхом оптимізації режимів роботи

Питомі енерговитрати, які є важливим показником якості, глибинного насосу відцентрового типу показані на рис. 4.8. Експериментальні характеристики побудовані для двох випадків: без частотного перетворювача (насос працює на постійній частоті $n = \text{const}$, регулювання подачі за рахунок дроселювання) та з частотним перетворювачем (частота обертання змінюється так, щоб забезпечити потрібний напір $H \approx 40$ м при різних подачах

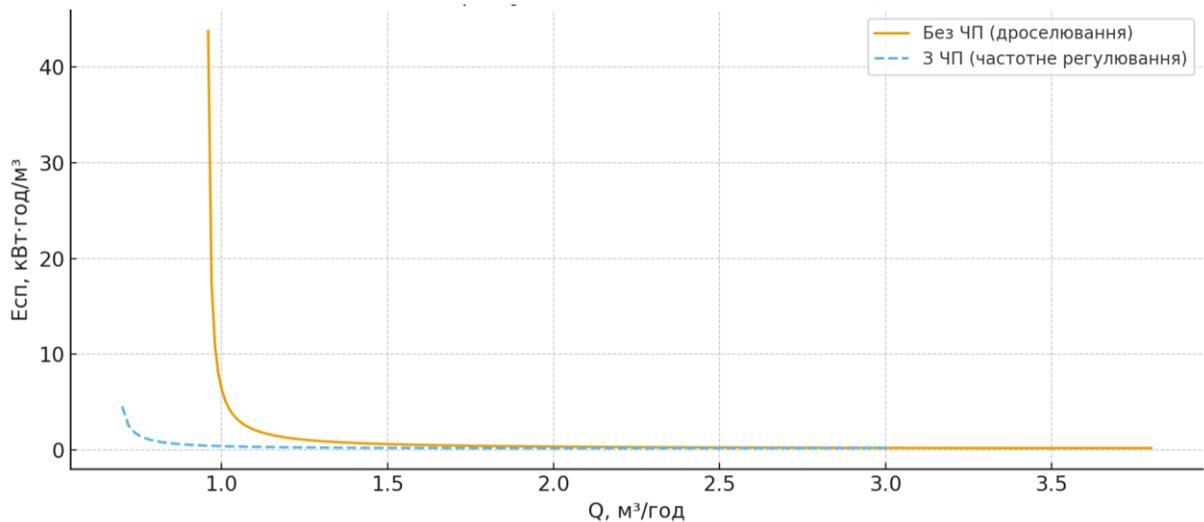


Рис.4.8 – Експериментальні характеристики енерговитрат за різними способами регулювання для глибинного насосу відцентрового типу

Без ПЧ на малих витратах, $E_{сп}$ різко зростає (десятки кВт·год/м³), тобто більшість енергії втрачається на дроселі. Регулювання подачі відбувається за рахунок зміни гідравлічного опору. Насос працює з надмірним напором, а зайва енергія розсіюється на арматурі. ККД системи різко падає, особливо на малій подачі, тому збільшується як миттєва потужність, так і питома енерговитрата.

З ПЧ (зміна частоти) крива йде нижче по всьому діапазону; особливо на часткових витратах вигаиш може становити в рази. Частота обертання змінюється, насос працює ближче до своєї оптимальної характеристики. Напір зменшується пропорційно $H \sim n^2$, подача – $Q \sim n$, а потужність – приблизно $P \sim n^3$.

На часткових подачах частотне регулювання забезпечує зменшення питомої енерговитрати в 5-10 разів у порівнянні з дроселюванням. При дуже малих витратах ($\approx 0.7-0.9$ м³/год) питома енерговитрата велика – насос працює неефективно, навіть з ПЧ. При зростанні подачі до 1.5-2.5 м³/год крива входить у зону мінімуму, де насос працює близько до оптимального ККД $E_{сп} \approx 0.2-0.25$ кВт·год/м³.

Найбільший ефект – у зоні низьких витрат, де при фіксованій

швидкості ККД насоса різко падає.

У діапазоні 1.5-3.0 м³/год обидва режими наближаються, але ПЧ все одно дає меншу витрату енергії.

Для глибинних насосів гвинтового типу, картина більш контрастна.

На рис. 4.9. показана потужність, яку споживає гвинтовий насос за двома способами регулювання, а на рис. 4.10. – питома потужність.

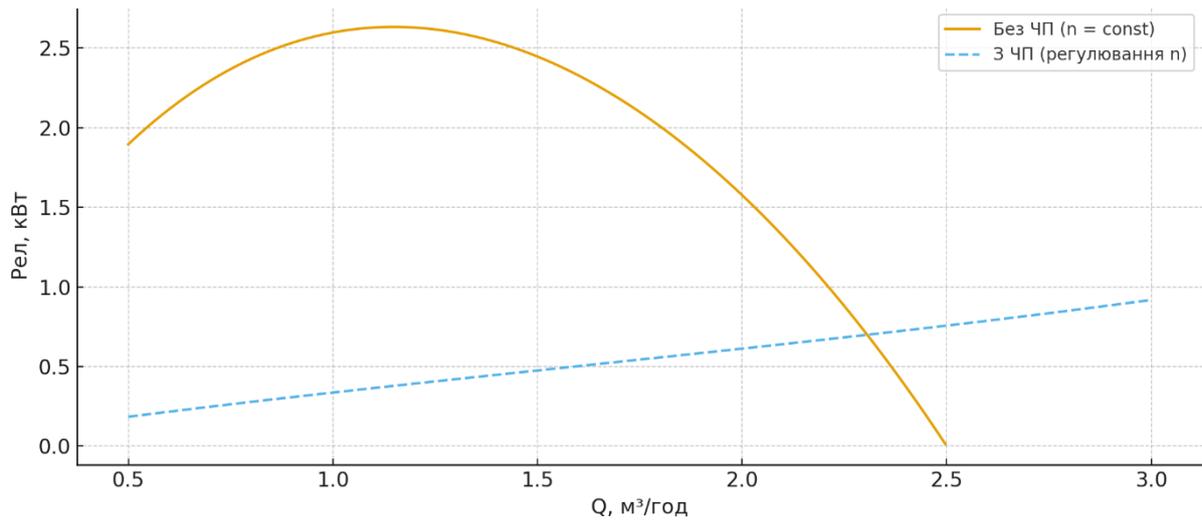


Рис.4.9 – Експериментальні характеристики потужності за різними способами регулювання для глибинного насоса гвинтового типу

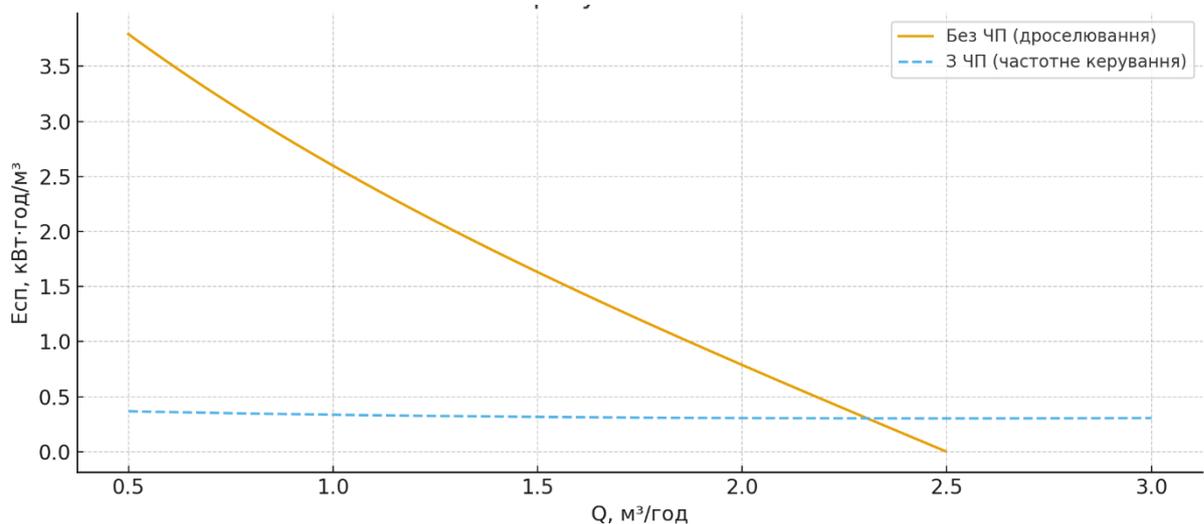


Рис.4.10 – Експериментальні характеристики енерговитрат за різними способами регулювання для глибинного насоса гвинтового типу

Без ПЧ на малих витратах ($Q \approx 0.5-1.0$ м³/год) питома енерговитрата

дуже велика – до кількох кВт·год/м³. При наближенні до номінальної подачі ($Q_{\text{ном}}$) $E_{\text{сп}}$ падає, але все одно вища, ніж з ПЧ.

З ПЧ крива майже горизонтальна – специфічна риса гвинтового насоса як об'ємної машини: при сталому тиску й близькому до сталого ККД енергія на 1 м³ практично не змінюється.

Значення $E_{\text{сп}}$ в 3-10 разів нижчі, ніж при дросельному режимі на часткових витратах. Для гвинтового насоса використання частотного перетворювача забезпечує майже сталу питому енерговитрату при зміні продуктивності, що відповідає властивостям об'ємної машини.

Порівняння графіків показує, що впровадження частотного регулювання для гвинтових глибинних насосів є особливо ефективним на об'єктах із змінним водозабіром.

4.6. Розрахунок комплексних показників якості глибинних насосів

Візьмемо таку узагальнену форму комплексного показника якості:

$$KQI = w_1 I_\eta + w_2 I_H + w_3 I_Q + w_4 I_T + w_5 I_E \quad (4.85)$$

де: I_η – відносний ККД; I_H – відносний напір; I_Q – відносна подача; I_T – відносний ресурс (термін служби); I_E – відносний показник енергоефективності (чим менше кВт·год/м³, тим краще); w_i – вагові коефіцієнти, $\sum w_i = 1$.

Ваги:

$w_1 = 0.35$ – ККД (найважливіший),

$w_2 = 0.20$ – напір,

$w_3 = 0.15$ – подача,

$w_4 = 0.20$ – ресурс,

$w_5 = 0.10$ – енергоефективність.

Насос А (відцентровий)

ККД: $\eta = 0.60$ (60 %)

Напір: $H = 80$ м

Подача: $Q=3.0$ м³/год

Ресурс: $T=10$ років

Питома витрата енергії: $E=0.9$ кВт·год/м³

Насос В (гвинтовий)

ККД: $\eta=0.45$ (45 %)

Напір: $H=70$ м

Подача: $Q=2.5$ м³/год

Ресурс: $T=6$ років

Питома витрата енергії: $E=1.2$ кВт·год/м³

Нормувальні (еталонні) значення.

Приймаємо:

$\eta_{\text{ref}}=0.65$ (65 % – “добрий” еталон для глибинного відцентрового насоса), $H_{\text{ref}}=100$ м, $Q_{\text{ref}}=4$ м³/год, $T_{\text{ref}}=12$ років, для енергоефективності беремо краще значення $E_{\text{best}}=0.8$ кВт·год/м³ і визначаємо $E_{\text{rel}}=E_{\text{best}}/E_i$ (чим менше фактичне E_i , тим ближче E_{rel} до 1).

Обчислення відносних (нормованих) показників

ККД:

$$I_{\eta_A} = \frac{0.6}{0.65} = 0.92$$

$$I_{\eta_B} = \frac{0.45}{0.65} = 0.69$$

Відповідність напіру:

$$I_{H_A} = \frac{80}{100} = 0.8$$

$$I_{H_B} = \frac{70}{100} = 0.7$$

Відповідність подачі:

$$I_{Q_A} = \frac{3.0}{4.0} = 0.75$$

$$I_{Q_B} = \frac{2.5}{4.0} = 0.63$$

Ресурс:

$$I_{T_A} = \frac{10}{12} = 0.83$$

$$I_{T_B} = \frac{6}{12} = 0.5$$

Енергоефективність:

$$I_{E_A} = \frac{0.8}{0.9} = 0.89$$

$$I_{E_B} = \frac{0.8}{1.2} = 0.67$$

Розрахунок KQI для кожного насосу:

Насос А (відцентровий):

$$\begin{aligned} KQI_A &= 0.35 \cdot I_{\eta_A} + 0.2 \cdot I_{H_A} + 0.15 \cdot I_{Q_A} + 0.2 \cdot I_{T_A} + 0.1 \cdot I_{E_A} = \\ &= 0.35 \cdot 0.92 + 0.2 \cdot 0.8 + 0.15 \cdot 0.75 + 0.2 \cdot 0.83 + 0.1 \cdot 0.89 = \\ &= 0.32 + 0.16 + 0.11 + 0.17 + 0.09 = 0.85 \end{aligned}$$

Насос В (гвинтовий):

$$\begin{aligned} KQI_B &= 0.35 \cdot I_{\eta_B} + 0.2 \cdot I_{H_B} + 0.15 \cdot I_{Q_B} + 0.2 \cdot I_{T_B} + 0.1 \cdot I_{E_B} = \\ &= 0.35 \cdot 0.69 + 0.2 \cdot 0.7 + 0.15 \cdot 0.63 + 0.2 \cdot 0.5 + 0.1 \cdot 0.67 = \\ &= 0.24 + 0.14 + 0.09 + 0.10 + 0.07 = 0.64 \end{aligned}$$

Отже:

$$KQI_A \approx 0.85; KQI_B \approx 0.64$$

Тобто відцентровий глибинний насос має вищий комплексний показник якості, ніж гвинтовий насос, за рахунок більшого ККД, більшого ресурсу, кращої енергоефективності, вищого напору і подачі.

4.7. Розрахунок резерву покращення комплексного показника якості глибинних насосів завдяки збільшенню ККД та енергоефективності

Шляхом енергозберігаючого керування, використання частотного електроприводу та оптимізації регуляторів, можна отримати:

Насос А (відцентровий)

ККД: $\eta=0.65$ (65 %)

Напір: $H=80$ м

Подача: $Q=3.0$ м³/год

Ресурс: $T=11$ років

Питома витрата енергії: $E=0.8$ кВт·год/м³

Насос В (гвинтовий)

ККД: $\eta=0.5$ (50 %)

Напір: $H=70$ м

Подача: $Q=2.5$ м³/год

Ресурс: $T=7$ років

Питома витрата енергії: $E=1.0$ кВт·год/м³

Обчислення відносних (нормованих) показників

ККД:

$$I_{\eta_A} = \frac{0.65}{0.65} = 1.0$$

$$I_{\eta_B} = \frac{0.50}{0.65} = 0.77$$

Напір:

$$I_{H_A} = \frac{80}{100} = 0.8$$

$$I_{H_B} = \frac{70}{100} = 0.7$$

Подача:

$$I_{Q_A} = \frac{3.0}{4.0} = 0.75$$

$$I_{Q_B} = \frac{2.5}{4.0} = 0.63$$

Ресурс:

$$I_{T_A} = \frac{11}{12} = 0.92$$

$$I_{T_B} = \frac{7}{12} = 0.58$$

Енергоефективність:

$$I_{E_A} = \frac{0.8}{0.8} = 1.0$$

$$I_{E_B} = \frac{0.8}{1.0} = 0.8$$

Розрахунок KQI для кожного насосу:

Насос А (відцентровий):

$$\begin{aligned} KQI_A &= 0.35 \cdot I_{\eta_A} + 0.2 \cdot I_{H_A} + 0.15 \cdot I_{Q_A} + 0.2 \cdot I_{T_A} + 0.1 \cdot I_{E_A} = \\ &= 0.35 \cdot 1.0 + 0.2 \cdot 0.8 + 0.15 \cdot 0.75 + 0.2 \cdot 0.92 + 0.1 \cdot 1.0 = \\ &= 0.35 + 0.16 + 0.11 + 0.18 + 0.1 = 0.91 \end{aligned}$$

Насос В (гвинтовий):

$$\begin{aligned} KQI_B &= 0.35 \cdot I_{\eta_B} + 0.2 \cdot I_{H_B} + 0.15 \cdot I_{Q_B} + 0.2 \cdot I_{T_B} + 0.1 \cdot I_{E_B} = \\ &= 0.35 \cdot 0.77 + 0.2 \cdot 0.7 + 0.15 \cdot 0.63 + 0.2 \cdot 0.58 + 0.1 \cdot 0.8 = \\ &= 0.27 + 0.14 + 0.09 + 0.12 + 0.08 = 0.696 \end{aligned}$$

Таким чином, підвищення комплексного показника якості складає:

Було: $KQI_A \approx 0.85$; $KQI_B \approx 0.64$

Стало: $KQI_A \approx 0.91$; $KQI_B \approx 0.696$

$$\Delta KQI_A = 0.91 - 0.85 = 0.06$$

$$\Delta KQI_B = 0.696 - 0.64 = 0.056$$

4.8. Висновки за розділом 4

1. Проведено експериментальні дослідження відцентрового глибинного насосу типу 4НЦС та одноступеневого шнекового глибинного насосу типу ТФЗ-80. Експериментальні дослідження дозволили отримати енергетичні характеристики насосів, та став базою для дослідження показників якості насосів за різними рішеннями оптимізації систем регулювання.

2. Виконано ідентифікацію розроблених математичних моделей за експериментальними даними, що дозволило зробити висновок щодо адекватності моделей.

3. Експериментальні дослідження показали, що неоптимальний ПД дає гірший перехідний процес (коливання, перерегулювання), інтегральні критерії погані. Оптимізований ПД забезпечує швидке виходження на заданий напір, при цьому інтегральні критерії краще. При виборі налаштувань для реального глибинного насоса необхідно компромісно враховувати часові показники (час регулювання, перерегулювання), енергетичні та інтегральні критерії, обмеження по моменту, струму двигуна, гідравлічним ударами.

4. На часткових подачах частотне регулювання відцентрових насосів забезпечує зменшення питомої енерговитрати в 5-10 разів у порівнянні з дроселюванням. Найбільший ефект – у зоні низьких витрат, де при фіксованій швидкості ККД насоса різко падає. У діапазоні 0,5-1,0 номінальної витрати, обидва режими наближаються, але частотний перетворювач все одно дає меншу витрату енергії. Для гвинтових насосів значення $E_{сп}$ в 3-10 разів нижчі, ніж при дросельному режимі на часткових витратах. Підвищення показників якості шляхом використання частотних перетворювачів для свердловинних насосів є технічно та економічно обґрунтованим, особливо для об'єктів з нерівномірним водоспоживанням.

5. Для гвинтового насоса використання частотного перетворювача забезпечує майже сталу питому енерговитрату при зміні продуктивності, що

відповідає властивостям об'ємної машини. Порівняння графіків показує, що впровадження частотного регулювання для гвинтових глибинних насосів є особливо ефективним на об'єктах із змінним водозабіром, а відцентровий глибинний насос має вищий комплексний показник якості, ніж гвинтовий насос, за рахунок більшого ККД, більшого ресурсу, кращої енергоефективності, вищого напору і подачі. Перерегулювання зменшилось на 40%, час встановлення зменшився у 2 рази, коливання знизились на 30%. Покращення комплексного показника якості для відцентрового насосу складає 7%, для гвинтового – майже 9%.

ВИСНОВКИ

Результати досліджень дозволяють зробити наступні висновки:

1. Глибинні насоси є основними елементами, режими роботи яких визначають техніко-економічні показники нафтовидобувного підприємства та загальнопромислових насосних станцій свердловинного типу. Технічні показники якості роботи глибинних насосів значно впливають на загальні галузеві показники якості. Майже 95% витрат на власні потреби нафтовидобувного підприємства йде на привід насосів, серед яких глибинні є найпотужнішими. Режими роботи глибинних насосів в значній мірі визначають собівартість видобування нафти та впливають на показники енергоефективності всієї нафтовидобувної галузі, тому саме удосконаленню нормативної бази та підвищенню показників якості глибинних насосів треба приділяти увагу при вирішенні задачі підвищення показників якості нафтовидобувних комплексів.

2. Підвищення показників якості глибинних насосів потребує комплексних технічних та організаційних рішень, що охоплюють гідравлічну, енергетичну, надійнісну та експлуатаційну складові. Найбільший ефект дають: частотне регулювання, правильний гідравлічний підбір, захисти та фільтрація, а також використання високоякісних матеріалів. Застосування комплексного індексу *KQI* дозволяє об'єктивно оцінити ефективність окремих заходів і обрати оптимальний варіант модернізації.

3. Проведено аналіз існуючих нормативних документів України, які регламентують визначення та забезпечення високих показників якості глибинних насосів нафтовидобувних комплексів та розроблена класифікацію нормативних документів за відповідними напрямками. Аналіз показав, що в існуючій нормативній базі бракує нормативних методик визначення та підтримки енергоефективних режимів роботи глибинних насосів в широкому діапазоні нормальної експлуатації в режимі реального

часу, в тому числі методик синтезу енергоефективних систем керування, які працюють за критерієм мінімуму сумарних втрат енергії в глибинній насосній станції.

4. Системи керування є вирішальним фактором ефективності роботи глибинних насосів. Перехід від релейного керування до частотного або інтелектуального дозволяє знизити питомі енерговитрати, продовжити ресурс установки, стабілізувати роботу в умовах змінного водоспоживання, зменшити аварійність та собівартість експлуатації. Найбільш ефективними є системи на базі частотних перетворювачів з впровадженням алгоритмів ПД і адаптивної оптимізації.

5. Проведено математичне моделювання сталих режимів роботи глибинних насосів відцентрового та гвинтового типів. Модель описує технологічний процес в елементах насосу та гідравлічної системи. Модель визначає основні зв'язки між характеристиками глибинних насосів і параметрами системи.

6. Розроблено математичну модель системи автоматичного керування глибинними насосами відцентрового та гвинтового типів. Модель включає нелінійні функції з урахуванням сил і моментів, рівняння динаміки, нелінійні функції витрати рідини. Отримано замикаюче співвідношення для рівняння динаміки глибинних насосів відцентрового та гвинтового типів.

7. Розроблено загальну динамічну модель глибинного насосу, до якої входить модель динаміки тиску у нагнітальному каналі, рівняння динаміки валу. Моделі дозволяють моделювати динамічні характеристики глибинних насосів відцентрового та гвинтового типів, синтезувати ефективні системи керування та визначати показники якості роботи глибинних насосів в динамічних режимах експлуатації.

8. 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-параметричного синтезу ефективних регуляторів. Розроблена математична модель дозволяє за експериментальними чи паспортними даними відновити різницю між теоретичним і реальним напором), оцінити ККД, порівнюючи подачу при різних тисках. Модель дозволяє аналізувати, які втрати домінують для конкретного глибинного насоса, обґрунтувати напрями модернізації (зменшення втрат у колоні, оптимізація ущільнень, покращення ККД двигуна тощо).

9. Отримано комплексний критерій якості роботи глибинних насосів, який дозволяє визначати якість в процесі експлуатації та аналізувати ефективність заходів, спрямованих на підвищення показників якості.

10. Поставлена та вирішена задача підвищення показників якості роботи глибинних насосів відцентрового та гвинтового типів шляхом оптимізації режимних параметрів їх роботи. Визначені вхідні та вихідні параметри, параметри збурювань. Визначена функція мети та вектори обмежень. Взаємозв'язки між вхідними, вихідними параметрами та внутрішніми параметрами визначається шляхом натурних випробувань глибинних насосів, або теоретично з урахуванням впливу збурень.

11. Розроблена математична модель мінімізації енергетичних втрат в глибинних насосах відцентрового та гвинтового типів, а саме визначення необхідних технологічних параметрів режимів роботи глибинних насосів за заданих умов перекачування рідини з одночасним дотриманням оптимальних значень коефіцієнта корисної дії глибинного насосу та високого показників якості роботи. Отримана математична модель мінімізації енергетичних втрат в глибинних насосах відцентрового та гвинтового типів може скласти основу алгоритму систем автоматизованого керування з метою гарантованого забезпечення високих показників якості

режимних параметрів роботи газоперекачувальних станцій.

12. Отримано повну нелінійну модель системи керування у вигляді диференціальних рівнянь та лінійну векторно-матричну модель системи керування глибинним насосом у малих відхиленнях біля робочої точки.

13. Отримано замкнену систему у вигляді набору звичайних диференціальних рівнянь, яку можна реалізувати в Simulink або аналізувати аналітично

14. Розроблена структура системи керування, яка забезпечує мінімальні втрати енергії та підтримує високі показники якості роботи глибинних насосів відцентрового та гвинтового типів в режимі експлуатації.

15. Проведено експериментальні дослідження відцентрового глибинного насосу типу 4НЦС та одноступеневого шнекового глибинного насосу типу ТФЗ-80. Експериментальні дослідження дозволили отримати енергетичні характеристики насосів, та став базою для дослідження показників якості насосів за різними рішеннями оптимізації систем регулювання.

16. Експериментальні дослідження показали, що неоптимальний ПД дає гірший перехідний процес (коливання, перерегулювання), інтегральні критерії погані. Оптимізований ПД забезпечує швидке виходження на заданий напір, при цьому інтегральні критерії краще. При виборі налаштувань для реального глибинного насоса необхідно компромісно враховувати часові показники (час регулювання, перерегулювання), енергетичні та інтегральні критерії, обмеження по моменту, струму двигуна, гідравлічним ударам.

17. На часткових подачах частотне регулювання відцентрових насосів забезпечує зменшення питомої енерговитрати в 5-10 разів у порівнянні з дроселюванням. Найбільший ефект – у зоні низьких витрат, де при фіксованій швидкості ККД насоса різко падає. У діапазоні 0,5-1,0 номінальної витрати, обидва режими наближаються, але частотний перетворювач все одно дає меншу витрату енергії. Для гвинтових насосів

значення $E_{сп}$ в 3-10 разів нижчі, ніж при дросельному режимі на часткових витратах. Підвищення показників якості шляхом використання частотних перетворювачів для свердловинних насосів є технічно та економічно обґрунтованим, особливо для об'єктів з нерівномірним водоспоживанням.

18. Для гвинтового насоса використання частотного перетворювача забезпечує майже сталу питому енерговитрату при зміні продуктивності, що відповідає властивостям об'ємної машини. Порівняння графіків показує, що впровадження частотного регулювання для гвинтових глибинних насосів є особливо ефективним на об'єктах із змінним водорзбором, а відцентровий глибинний насос має вищий комплексний показник якості, ніж гвинтовий насос, за рахунок більшого ККД, більшого ресурсу, кращої енергоефективності, вищого напору і подачі.

19. Інтегральні критеріє якості систем регулювання за рахунок оптимізації налаштування регуляторів покращились: перерегулювання зменшилось на 40%, час встановлення зменшився у 2 рази, коливання знизились на 30%. Покращення комплексного показника якості для відцентрового насоса складає 7%, для гвинтового – майже 9%.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. *Енергетична стратегія України на період до 2030 року* // Інформаційно-аналітичний вісник «Відомості Міністерства палива та енергетики України». 2006. Спецвипуск. 113 с. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/n0002120-13#Text> (дата звернення: 06.02.2026).
2. Orhan N. Predicting deep well pump performance with machine learning methods during hydraulic head changes. *Heliyon*. 2024. Vol. 10. Issue 7. Article e26461. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2024.e26461>
3. Дубовской С. В., Бабин М. Е., Каденський Н. Я. Дослідження та оптимізація технологічних об'єктів і систем енергетики. *Проблеми загальної енергетики*. 2013. Вип. 3(34). С. 35–46. URL: <https://systemre.org/index.php/journal/article/download/68/55/> (дата звернення: 06.02.2026).
4. Gao Y., Cao W., Zhang Y., Zhao X. Investigation of high-speed deep well pump performance with different outlet setting angles of space diffuser. *Frontiers in Energy Research*. 2023. Vol. 10. Article 1072901. DOI: <https://doi.org/10.3389/fenrg.2022.1072901>
5. 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.
6. Beck M., Sperlich A., Blank R., Meyer E., Binz R., Ernst M. Increasing energy efficiency in water collection systems by submersible PMSM well pumps. *Water*. 2018. Vol. 10, No. 10. Art. 1310. DOI: 10.3390/w10101310.
7. Волошин М. М. *Розрахунок економічної ефективності впровадження частотних перетворювачів для насосних агрегатів : методичні рекомендації*. Херсон : ПБВ ХДАУ «Колос», 2012. 40 с. URL: https://www.researchgate.net/publication/357379019_ENERGOEFEKTIVNA_VODOPODACI_NASOSNIH_STANCIJ_KANOVSKOI_ZROSUVALNOI_SISTEMI (дата звернення: 06.02.2026).
8. Крамаренко Ю. О., Дрозд В. А. Підвищення якості систем керування насосними агрегатами шляхом використання частотно-керованого електроприводу. *Машинобудування : збірник наукових праць*. 2024. № 33. С. 61–69. DOI: 10.32820/2079-1747-2024-33-38-50.

9. 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, No. 6. P. 73–76. DOI: 10.3969/j.issn.1000-7466.2016.06.016.
10. 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, No. 1. P. 92–102. DOI: 10.5829/idosi.ije.2016.29.01a.13.
11. 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. URL: https://www.researchgate.net/publication/3207696_Patents_software_and_hardware_for_PID_control_An_overview_and_analysis_of_the_current_art (дата звернення: 06.02.2026).
12. Derakhshan S., Nourbakhsh A. Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2008. Vol. 32, No. 8. P. 1620–1627. URL: https://www.researchgate.net/publication/223273716_Theoretical_numerical_and_d_experimental_investigation_of_centrifugal_pumps_in_reverse_operation (дата звернення: 06.02.2026).
13. Андреев О. В., Загребельна Л. І., Кобець О. В. Перерахунок характеристик відцентрових насосів на в'язкі рідини. *Інтегровані технології та енергозбереження*. 2021. № 1. С. 21–31. DOI: 10.20998/2078-5364.2021.1.03.
14. Крамаренко Ю. О., Дрозд В. А. Підвищення якості насосних установок шляхом удосконалення систем керування. *Машинобудування : збірник наукових праць*. 2023. № 32. С. 29–36. DOI: 10.32820/2079-1747-2023-32-29-36.
15. 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. DOI: 10.20998/2078-774X.2016.10.13.
16. 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, No. 6. P. 73–76. DOI: 10.3969/j.issn.1000-7466.2016.06.016.

17. 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](https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.971-973.785).
18. 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](https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.446-447.1207).
19. 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](https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.338.748).
20. 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, No. 10. P. 188–192.
21. 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](https://doi.org/10.1109/CMCE.2010.5610276).
22. 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](https://doi.org/10.1007/978-3-642-31656-2_9).
23. 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](https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2011.07.00).
24. 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.
25. *Composite Catalog of Oil Field Equipment and Services*. World Oil, 1968–1969. Vol. 3. P. 4211.
26. 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.

27. 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.
28. 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.
29. Aaltonen M., Tiitinen P., Laku J., Heikkilae S. Direct torque control of AC motor drives. *ABB Review*. 1995. No. 3. P. 19–24.
30. *Rod pump control for ABB industrial drives*. PD 15 REV A. 2007.
31. Chebotarev A., Kaniuk G., Mezerya A., Melnikov V., Antonenko N. Improving the quality of electric energy at hydrogenerator units by upgrading control system. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol. 6, No. 6/2(96). P. 70–78.
32. Канюк Г., Мезеря А., Василець 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.
33. Chebotarev A. Information-metrological bases of the calculation worker travel(ling) about percent unit in process of its usages. *Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення : матеріали міжнародної науково-практичної конференції (Харків, 25–26 січня 2022 р.)*. Харків : УПА, 2022. С. 30–31.
34. Bondarenko Yurii, Chebotarev Anton. Increasing the efficiency of automated control systems of a low potential complex of power plants. *Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення : матеріали II міжнародної науково-практичної конференції (Харків, 14–15 березня 2023 р.)*. Харків : УПА, 2023. С. 101.
35. 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.
36. Sanfelice R. G. Analysis and design of cyber-physical systems: a hybrid control systems approach. *Cyber-Physical Systems: From Theory to Practice* / D. Rawat, J. Rodrigues, I. Stojmenovic (eds.). Boca Raton : CRC Press, 2016.

37. Lee E. A., Seshia S. A. *Introduction to Embedded Systems: A Cyber-Physical Systems Approach*. 2nd ed. Cambridge, MA : MIT Press, 2017. 585 p. URL: <https://griml.com/1HAut> (дата звернення: 06.02.2026).
38. Matviienko J. Satisfying STEM education using the Arduino. *The 8th International Conference on Future Computer and Communication (ICFCC 2016)* (Hong Kong). Hong Kong, 2016. P. 205–210.
39. Poesse J. *Wireless challenges in the ageing in place environment*. Philips Research, 2015. 37 p.
40. Poesse J. *Wireless challenges in the ageing in place environment*. Philips Research, 2015. 37 p.
41. Бабак В. П., Бабак С. В., Єременко В. С. *Теоретичні основи інформаційно-вимірювальних систем* : підручник за ред. В. П. Бабака. 2-ге вид., перероб. і допов. Київ : Університет новітніх технологій ; НАУ, 2017. 496 с.
42. Choudhury S., Kuchhal P., Singh R. ZigBee and Bluetooth network based sensory data acquisition system [Electronic resource]. *Procedia Computer Science*. 2015. P. 367–372. DOI: 10.1016/j.procs.2015.04.195.
43. 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)* : proceedings, Rome, Italy, 7–10 Nov. 2010. IEEE, 2010. DOI: 10.1109/ISABEL.2010.5702867.
44. Choudhury S., Kuchhal P., Singh R. ZigBee and Bluetooth network based sensory data acquisition system [Electronic resource]. *Procedia Computer Science*. 2015. P. 367–372. DOI: 10.1016/j.procs.2015.04.195.
45. Flores A. B., Guerra R. E., Knightly E. W., Ecclessine P., Pandey S. IEEE 802.11ad: A standard for TV white space spectrum sharing. *IEEE Communications Magazine*. 2013. Vol. 51, no. 10. P. 92–100.
46. 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.
47. Зеленський К. Х., Ігнатенко В. М., Коц О. П. *Комп'ютерні методи прикладної математики*. Київ : Академперіодика, 2002. 480 с.
48. Островерхов М. Я., Сільвестров А. М., Зеленський К. Х. *Методи дослідження електротехнічних комплексів і систем*. Київ : ТАЛКОМ, 2019. 300 с.
49. Попович М. Г., Ковальчук О. В. *Теорія автоматичного керування* : підручник. Київ : Либідь, 2007. 656 с.

50. Галай В. М., Зеленський К. Х., Сільвестров А. М. *Теорія оптимальних систем автоматичного керування технологічними процесами*. Полтава : ПНТУ, 2009. 153 с.
51. ДСТУ EN ISO 13710:2022. *Нафтова, нафтохімічна та газова промисловість. Поршневі об'ємні насоси (EN ISO 13710:2004, IDT; ISO 13710:2004, IDT)*. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2022.
52. Паламар М., 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.
53. Литвин В. В., Пасічник В. В., Яцишен Ю. В. *Інтелектуальні системи : підручник*. Львів : Новий світ, 2009. 405 с.
54. Троцько В. В. *Методи штучного інтелекту : навч.-метод. і практич. посіб.* Київ : Університет економіки та права «КРОК», 2020. 86 с.
55. Куклін В. М. *Подання знань і операції над ними : навч. посіб.* Харків : ХНУ імені В. Н. Каразіна, 2019. 164 с.
56. Снитюк В. Є. *Прогнозування. Моделі, методи, алгоритми*. Київ : Маклаут, 2008. 364 с.
57. Івахів О. В., Наконечний М. *Основи побудови систем керування з нечіткою логікою : навч. посіб.* Львів : Растр-7, 2017. 129 с.
58. Коротка Л. І., Зеленцов Д. Г., Науменко Н. Ю., Ляшенко О. А., Солодка Н. О. *Обчислювальний інтелект : теорія нечітких множин : навч. посіб.* Дніпро : ДВНЗ УДХТУ, 2020. 161 с.
59. 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.
60. ДСТУ 2226-93. *Автоматизовані системи. Терміни та визначення*. Київ, 1993.
61. ДСТУ 2709-94. *Автоматизовані системи керування технологічними процесами. Метрологічне забезпечення. Основні положення*. Київ, 1994.
62. ДСТУ EN 809:2015. *Насоси та насосні агрегати для рідин. Загальні вимоги щодо безпеки (EN 809:1998+A1:2009, AC:2010, IDT)*. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2016.
63. ДСТУ EN 12162:2013. *Насоси рідинні. Вимоги щодо безпеки. Методика гідростатичних випробувань (EN 12162:2001+A1:2009, IDT)*. Київ : Мінекономрозвитку України, 2015.

64. ДСТУ ГОСТ 6134:2009 (ISO 9906:1999). *Насоси динамічні. Методи випробувань*. Київ, 2009.
65. ДСТУ 3063-95. *Насоси. Класифікація. Терміни та визначення*. Київ, 1995.
66. ДСТУ 3455.2-96. *Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 2. Об'ємні гідромашини та пневмомашини. Терміни та визначення (ISO 5598:1985, NEQ)*. Київ, 1997.
67. ДСТУ 4110-2002. *Енергозбереження. Методика аналізу й розрахунку питомих витрат енергоресурсів (ANSI/IEEE 739:95, NEQ)*. Київ, 2002.
68. ДСТУ 3626-97. *Базові програмно-технічні комплекси локального рівня для розосереджених автоматизованих систем керування технологічними процесами. Загальні вимоги*. Київ, 1997.
69. ДСТУ 3682-98. *Енергозбереження. Методика визначення повної енергоємності продукції, робіт та послуг (ГОСТ 30583-98)*. Київ, 1998.
70. Zhu H., Zhu J., Zhang H. Q. Deep learning-based performance prediction of electric submersible pumps. *Machines*. 2025. Vol. 13. № 2. Article 135. DOI: <https://doi.org/10.3390/machines13020135>.
71. Shukyurov R. Development of high-strength deep-well pump rods for oil industry applications. *Reliability: Theory & Applications*. 2025. Special Issue. P. 365–378. URL: https://www.gnedenko.net/Journal/2025/SI_072025/RTA_SI072025-046.pdf
72. Le Nilliot C., Lefevre F. A method for multiple point heat sources identification in a diffusive system: application to a 2D experiment. *34th National Heat Transfer Conference : proceedings, Pittsburgh, Pennsylvania, Aug. 20–22, 2000*. Paper NHTC2000-12025.
73. Рогачов А. І. *Енергозберігаюче управління нестационарними режимами технологічних процесів* : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.13.07. Харків, 2008. 36 с.
74. Помазан Л. В. Ідентифікація дослідних агрегатів із змінними у часі параметрами. *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація* : зб. наук. пр. Кіровоград. держ. техн. ун-ту. Кіровоград : КДТУ, 2001. Вип. 9. С. 214–218.
75. Канюк Г. І., Мезеря А. Ю., Лаптінов І. П. *Енергозберігаюча автоматизована система управління нагнітачами електростанцій* : пат. 84387 Україна, МПК F28B1/00. № u201302079 ; заявл. 19.02.2013 ; опублік. 25.10.2013, Бюл. № 20.

76. ДСТУ EN 62308:2022. *Надійність обладнання. Методи оцінювання надійності* (EN 62308:2006, IDT; ІЕС 62308:2006, IDT). Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2022.
77. ДСТУ 2861-94. *Надійність техніки. Аналіз надійності. Основні положення*. Київ, 1994.
78. ДСТУ 2862-94. *Надійність техніки. Методи розрахунку показників надійності. Загальні вимоги*. Київ, 1994.
79. ДСТУ 2863-94. *Надійність техніки. Програма забезпечення надійності. Загальні вимоги*. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 1994.
80. ДСТУ 2864-94. *Надійність техніки. Експериментальне оцінювання та контроль надійності. Основні положення*. Київ, 1994.
81. ДСТУ 3004-95. *Надійність техніки. Методи оцінки показників надійності за експериментальними даними*. Київ, 1995.
82. ДСТУ EN 61069-5:2022. *Вимірювання, керування та автоматизація промислових процесів. Оцінювання властивостей системи. Частина 5. Надійність системи* (EN 61069-5:2016, IDT; ІЕС 61069-5:2016, IDT). Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2022.
83. СОУ-Н МПЕ 40.1.09.151:2005. *Складання енергетичних характеристик устаткування, порядок визначення нормативних питомих витрат та заощадження палива на енергопідприємствах : методичні вказівки*. Львів : «ЛьвівОРГРЕС», 2005.
84. Kuznetsov E., Tverdokhleba I., Chernov A. Modern shutter mechanical seals of centrifugal machines shafts. *Current State and Prospects for the Development of Hydraulic Engineering in the XXI Century : proceedings of an international scientific and technical conference*. 2003. P. 193–194.
85. Gudkov S. Face mechanical seals with a friction pair hydrodynamic unloading. *SSU Bulletin. Engineering*. 2007. No. 2. P. 34–41. URL: <https://essuir.sumdu.edu.ua/handle/123456789/1977> (дата звернення: 06.02.2026).
86. Gaft J., Martsinkovskyy V., Gromyko B., Zahorulko A. Design and calculation of mechanical seals with self-adjusting clearance. *Proceedings of the XVII International Conference on Fluid Sealing*. York, England : BHR Group, 2003. P. 505–520.
87. Korolyov O. V., Zhou Huiyu. Dynamic damper pressure fluctuation in the pumping systems. *Pratsi OPY*. 2016. Issue 1(48). P. 35–41.
88. Клименко Л. П., Соловйов С. М., Норд Г. Л. *Системи технологій* : навч. посіб. Миколаїв : Вид-во МДГУ ім. Петра Могили, 2007. 600 с.

89. Сучасні технології управління : у 2 т. : монографія / за заг. ред. С. В. Купрієнка. Одеса : SWorld, 2012. 179 с.
90. Жердєв М. К., Ленков С. В., Креденцер Б. П. та ін. *Фізичні основи теорії надійності* : підручник за ред. М. К. Жердєва. Київ : Видавничо-поліграфічний центр «Київський університет», 2008. 215 с.
91. Martz H. F., Waller R. A. *Bayesian reliability analysis*. Malabar, FL : Krieger Publishing Company, 1991. 745 p.
92. Samoilov V., Abramovych R., Lepatiev A. Computer technologies for the development of training systems for the energy industry. *Electronic Modeling*. 2020. Vol. 42, no. 3. P. 89–98. DOI: 10.15407/emodel.42.03.089.
93. Pechenik N., Kiselychnyk O., Buryan S., Petukhova D. Sensorless control of water supply pump based on neural network estimation. *Electrotechnic and Computer Systems*. 2011. No. 3. P. 462–466.
94. Zhu Q., Li G., Zhou R. Integrated model of water pump and electric motor based on BP neural network. *IEEE 10th Conference on Industrial Electronics and Applications (ICIEA)* : proceedings, New Zealand, 15–17 June 2015. P. 1449–1452.
95. 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.
96. Толочко О. І. Моделювання електромеханічних систем. *Математичне моделювання систем асинхронного електроприводу* : навч. посіб. Київ : НТУУ «КПІ», 2016. 150 с.
97. 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.
98. Åström K. J., Hägglund T. *Advanced PID control*. Research Triangle Park, NC : ISA – *The Instrumentation, Systems, and Automation Society*, 2006. 460 p.
99. Podlubny I., Petras B., 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.
100. Silva G. J., Datta A., Bhattacharyya S. P. New results on the synthesis of PID controllers. *IEEE Transactions on Automatic Control*. 2002. Vol. 47, no. 2. P. (у джерелі не вказано). URL: <https://wenku.baidu.com/view/a4e2c3619b6648d7c1c74632.html> (дата звернення: 06.02.2026).

101. Silva G. J. *PID controllers for time-delay systems*. College Station, TX : Texas A&M University, 2005. 329 p.
102. Leva A., Cox C., Ruano A. Hands-on PID autotuning: a guide to better utilization. *IFAC Professional Brief*. URL: <http://www.ifac-control.org> (дата звернення: 06.02.2026).
103. *Норми якості електричної енергії* [Електронний ресурс]. URL: <http://forca.com.ua/info/spravka/normy-kachestva-elektricheskoi-energii.html> (дата звернення: 06.02.2026).
104. Cryer R. D., et al. *System and method for powering a hydraulic pump* : U.S. patent no. 9579980. Publ. 28 Feb. 2017.
105. *Каталог насосів*. Суми : ТОВ «Сумський машинобудівний завод», 2016. 27 с.
106. Андреев О. В., Дрозд В. А. Метрологічні засади перерахунку характеристик відцентрових насосів на в'язкі рідини. *LV студентська науково-практична конференція* : зб. тез доп., ч. 1, секція «Автоматизація, теплоенергетика та енергозбереження». Харків, листоп. 2020. С. 22.
107. Гатілов Д. В., Дрозд В. А. Ефективність частотного керування насосів теплових і атомних електростанцій. *Збірник тез конференцій УІПА*. Харків, 2022. С. 15.
108. Drozd V., Kramarenko Y. Analysis of power units of power plants as a control object. *Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення* : матеріали II міжнар. наук.-практ. конф. Харків : УІПА, 2023. С. 100.
109. Drozd V., Gatilov D. Improvement of the technical-economic factors of the work pumps power station. *Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення* : матеріали міжнар. наук.-практ. конф., 25–26 січ. 2022 р. Харків, 2022. С. 25.
110. Drozd V. A., Kramarenko Y. A. Information-metrological bases of the calculation worker travel of centrifugal pump. *Наука. Інновації. Якість* : матеріали нац. наук.-практ. форуму. Харків : УІПА, 2022. С. 43.
111. Мезеря А. Ю., Дрозд В. А. Оцінка впливу невпорядкованості інформації на показники якості систем автоматизованого керування. *Машинобудування* : зб. наук. пр. Харків : УІПА, 2023. № 31. С. 87–93.
112. 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.
113. 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. ISSN 1729-4061.

114. 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. ISSN 1607-3274.

115. Kaniuk G. I., Mezeria A. Yu., Kniazeva V. N., Fursova T. N., Blyznychenko E. N. Energy efficient control by the group of oil pumping stations operation. *Problemele energeticii regionale*. 2021. No. 4(52). P. 13–22.

116. 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*. Харків, 2021. № 28. С. 66–74.

117. 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*. Харків, 2023. № 31. С. 50–60.

118. Мезеря А. Ю., Дрозд В. А. Оцінка впливу неупорядкованості інформації на показники якості систем автоматизованого керування. *Машинобудування*. Харків, 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.

119. Al-Kayiem H. H., Min T. C., Abdullahi M. M. Energy efficiency assessment of deep well pumping systems. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2022. Vol. 208. Article 109298. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2021.109298>

120. Kaniuk G., Mezeria 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. Vol. 1008. Cham : Springer, 2023. P. 430–431. ISSN 2367-3370 (Scopus).

121. Канюк Г. І., Мезеря А. Ю., Василець Т. Ю., Чеботарьов А. М. Автоматизовані системи енергозберігаючого керування об'єктами паливно-енергетичного комплексу. *Виробництво & мехатронні системи 2020* : матеріали IV Міжнар. конф., Харків, 22–23 жовт. 2020 р. : тези доп. Харків, 2020. С. 142–145.

122. Мезеря А. Ю. Похибки виміру гідравлічних параметрів. *Науково-практична конференція № 53*. Харків : Українська інженерно-педагогічна академія, 2020. С. 86.
123. Kanjuk G. I., Mezerya A. Yu. Increasing technical and economic efficiency of the pumping installation of TPP and APP. *Наука. Інновації. Якість* : матеріали нац. наук.-практ. форуму, Харків, 9–10 серп. 2022 р. Харків : УІПА, 2022. С. 45.
124. Mezerya A., Fursova T. Tasks of the integrated automated control system of the power plant. *Якість, стандартизація та метрологічне забезпечення* : матеріали II міжнар. наук.-практ. конф., Харків, 14–15 берез. 2023 р. Харків : УІПА, 2023. С. 102.
125. 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. № u201509056 ; заявл. 21.09.2015 ; опубл. 25.04.2016, Бюл. № 8.
126. Канюк Г. І., Мезеря А. Ю., Сук І. В., Бабенко І. А. *Система автоматизованого керування ТЕС* : пат. 114754 UA, МПК G05B 13/04. № u201612237 ; заявл. 01.12.2016 ; опубл. 10.03.2017, Бюл. № 5.
127. Чепурний М. М., Ткаченко С. Й. *Енергозбережні технології в теплоенергетиці*. Вінниця : ВНТУ, 2009. 114 с.
128. *Projected costs of generating electricity*. Paris : Nuclear Energy Agency ; International Energy Agency, 2010. 230 p.
129. 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.
130. ДСТУ 3886-99. *Енергозбереження. Системи електроприводу. Метод аналізу та вибору*. Київ : Національний орган стандартизації, 1999.
131. ДСТУ 5003.3-1:2008. *Автоматизовані системи обліку електричної енергії. Структура, функції та види забезпечення. Основні положення*. Київ : Держспоживстандарт України, 2008.
132. ДСТУ 4715:2007. *Енергозбереження. Системи енергетичного менеджменту промислових підприємств. Склад і зміст робіт на стадіях розроблення та запровадження*. Київ : Держспоживстандарт України, 2007.
133. ДСТУ 4713:2007. *Енергозбереження. Енергетичний аудит промислових підприємств. Порядок проведення та вимоги до організації робіт*. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2007.
134. ДСТУ 5077:2008. *Енергозбереження. Системи енергетичного*

менеджменту промислових підприємств. Перевірка та контроль ефективності функціонування. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2009.

135. ДСТУ EN ISO 15551-1:2022. *Нафтова та газова промисловість. Бурове та виробниче обладнання. Частина 1. Системи електричних занурювальних насосів для штучного підймання* (EN ISO 15551-1:2015, IDT; ISO 15551-1:2015, IDT). Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2022.

136. Омельченко О. В., Цвіркун Л. О. *Гідравлічні машини* : навч. посіб. Донецьк : ДонНУЕТ, 2021. 216 с.

137. Michael A. M., Khepar S. D., Sondhi S. K. *Water wells and pumps*. 2nd ed. New Delhi : McGraw-Hill, 2008. (Special Indian ed. 2011).

138. Gülich J. F. *Centrifugal pumps*. 3rd ed. Berlin : Springer, 2014.

139. *Pump handbook*. 2nd ed. Grundfos, 2004. (Актуальне електронне видання).

140. Шудрик О. Л. *Підвищення ефективності використання відцентрових насосів за рахунок вдосконалення математичних моделей робочого процесу* : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.17. Харків : НТУ «ХП», 2018. 184 с.

141. Копей Б. В., Лопатін В. В., Копей І. Б. Контроль технічного стану та підвищення ресурсу штангової свердловинної насосної установки : монографія. *Нафтогазове обладнання* : у 11 т. Т. 11. Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2020. 378 с.

142. Яхно О. М., Олійник А. Г., Туряниця І. Я. *Спеціальні гідромашини* : навч. посібник. Ужгород : УжНУ. 2014. 240 с.

143. *Ринок свердловинних насосів України: реалії та перспективи* https://agroreview.com/content/rynok-sverdlovynnyh-nasosiv-ukrayiny-realiyi-ta-perspektyvy/?utm_source=chatgpt.com

144. *Аналіз ринку промислових насосів Екрани. 2020 рік* https://pro-consulting.ua/ua/issledovanie-rynka/analiz-rynka-promyshlennyh-nasosov-ukrainy-2020-god?utm_source=chatgpt.com

145. *Порівняння глибинних насосів: які характеристики головні* https://iloveshoes.com.ua/porivniannia-hlybynnykh-nasosiv-yaki-kharakterystyky-holovni/?utm_source=chatgpt.com

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А. СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

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

1. Канюк Г.І., Мезеря А.Ю., Василець Т.Ю., Келеберда С.М., Пономаренко А.С., **Чирочкін Д.О.** Оптимізація показників якості технологічних процесів об'єктів керування в енергетиці. *Машинобудування*. 2023. №32. С.55-63. <https://doi.org/10.32820/2079-1747-2023-32-55-63>

2. Канюк Г.І., Мезеря А.Ю., Фурсова Т.М., **Чирочкін Д.О.**, Єпик О.М. Шляхи підвищення показників якості (теплової економічності) електростанцій. *Машинобудування*. 2024. №34. С.61-71. <https://doi.org/10.26565/2079-1747-2024-34-06>

3. Kanuk H.I., Fursova T.M., Mezeria A.U., **Chyrochkin D.O.**, Epik O.M., Shvorak D.O. Analysis of energy efficiency and operational reliability of heat and mass exchange equipment at power plants for improving their performance quality. *Машинобудування*. 2025. №35. С. 17-25. <https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-02>

4. Канюк Г.І., **Чирочкін Д.О.** Аналіз нормативної бази забезпечення високих показників якості роботи насосів глибинних насосних станцій. *Машинобудування*. 2025. №36. С.81-91. <https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-36-08>

5. 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:

6. 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-vseukraïnskoï-naukovo-praktichnoï-konferencii-zdobuvachiv-vishhoï-osviti-osvita-ta-texnologii-dlya-rozvitku-suspilstva/>

7. 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>

8. **Chirochkin D.**, Keleberda S., Kolesnyk V., Ponomarenko A. Improving the quality of control of pumping units in the oil industry. *Збірник тез доповідей LVIII Всеукраїнської конференції науково-педагогічних працівників та аспірантів*. Харків, 2025. С.25. 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>

**ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИСОКИХ ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ РОБОТИ
ГЛИБИННИМИ НАСОСАМИ ПРИ ЇХ АВТОМАТИЗОВАНОМУ
КЕРУВАННІ**

Чинний від _____

1. Сфера застосування

Ці технічні умови поширюються на автоматизовані системи керування глибинними насосами (ГН), призначені для оптимізації параметрів роботи насосних установок, підвищення енергетичної ефективності, покращення експлуатаційної надійності та забезпечення стабільності технологічних процесів.

ТУ встановлюють вимоги до конструкції, функціональних можливостей, алгоритмів керування, енергетичних показників, систем діагностики та безпеки, що реалізуються у системах керування глибинними насосами на основі частотних перетворювачів, адаптивних регуляторів, математичного моделювання та засобів технічної діагностики.

Документ призначено для проектних, сервісних та експлуатаційних організацій, що працюють у галузі водопостачання, енергетики, нафтовидобування та насосних систем.

2. Нормативні посилання

У цих технічних умовах використані посилання на такі нормативні документи:

- ДСТУ 2861 — Автоматизація. Терміни та визначення.
- ДСТУ ІЕС 60034 — Електричні машини.

- ДСТУ ISO 50001 — Енергоменеджмент.
- ДСТУ EN 60204 — Безпека машин. Електрообладнання.
- ДСТУ EN 61508 — Функціональна безпека систем керування.
- ГОСТ 31842 — Насоси глибинні. Терміни.
- ДСТУ 4423 — Стандарти підприємства. Розроблення та оформлення.

3. Терміни та визначення

Глибинний насос — насосна установка, розташована у свердловині та призначена для подачі води або технологічної рідини на значну висоту.

Система керування глибинним насосом (СКГН) — комплекс технічних та програмних засобів для регулювання параметрів роботи глибинного насоса.

Частотне регулювання — метод зміни продуктивності насоса шляхом зміни частоти обертання електродвигуна.

Комплексний показник якості (КПК) — інтегральний критерій, що враховує енергоефективність, точність регулювання та стабільність роботи.

Технічна діагностика — процес визначення стану насоса, кабелю, електродвигуна, підшипникового вузла за сукупністю вимірюваних сигналів.

4. Технічні вимоги

4.1. Загальні вимоги

Система керування повинна забезпечувати:

- стабілізацію тиску, витрат або рівня у резервуарі;
- автоматичне регулювання частоти обертання насоса;
- захист від аварійних режимів (сухий хід, перегрів, коротке замикання, падіння ізоляції кабелю);
- підтримання оптимального режиму роботи при зміні характеристик свердловини;
- зменшення динамічних навантажень на електродвигун.

4.2. Функціональні можливості

Система керування має включати:

4.2.1. Підсистему вимірювання

- тиск на виході насоса;
- струм/напруга електродвигуна;
- амплітудно-частотні характеристики вібрації;
- температуру електродвигуна;
- витрати рідини.

4.2.2. Підсистему регулювання

- адаптивні ПД-регулятори;
- предиктивну корекцію;
- частотний перетворювач з векторним керуванням;
- балансувальні алгоритми з передбаченням навантаження.

4.2.3. Підсистему оптимізації

- визначення КПК:

$$KQI = w_1 \frac{1}{ISE} + w_2 \frac{1}{IAE} + w_3 \frac{1}{ITAE} + w_4 \eta - w_5 W_{\pi},$$

де W_{π} – енерговитрати;

w_i – вагові коефіцієнти.

- оптимізація частоти обертання;
- зниження питомих енерговитрат;
- адаптацію до зміни дебіту свердловини.

4.2.4. Підсистему діагностики

- аналіз спектра вібрацій;
- визначення пошкодження кабелю;
- діагностику деградації електродвигуна;
- прогноз зміни гідравлічного навантаження.

5. Вимоги до енергоефективності

Система повинна забезпечувати:

- зниження питомих енерговитрат на 12–25 %;
- скорочення перерегулювання на 20–40 %;

- підвищення стабільності подачі рідини на 10–20 %;
- зменшення числа запусків на 30–50 %.

Енергетична ефективність контролюється за формулою:

$$\eta_{\text{еф}} = P_{\text{корисн}} / P_{\text{спож}}$$

6. Вимоги до надійності

- Напрацювання на відмову СКГН — не менше 40 000 год;
- Гарантований ресурс алгоритмів діагностики — не менше 10 років;
- Час безперервної роботи — не менше 720 год.

7. Вимоги до програмного забезпечення (ПЗ)

ПЗ має бути:

- модульним;
- захищеним відповідно до ДСТУ ISO 27001;
- сумісним з SCADA, OPC-UA, Modbus, Profibus;
- забезпечувати архівування не менше 365 діб.

8. Маркування та документація

До комплекту документації повинні входити:

- паспорт системи;
- інструкція з монтажу та налаштування;
- схема підключень;
- опис алгоритмів регулювання та діагностики;
- таблиці параметрів ПД-регуляторів.

9 Вимоги до приймання

Приймання передбачає:

- перевірку роботи регулятора в ступінчастому та синусоїдальному режимах;
- тестування захистів;
- оцінку ІТАЕ/ІСЕ до та після оптимізації;
- випробування на реальній або імітованій свердловині.

10. Гарантії виробника

Виробник гарантує:

- відповідність СКГН цим ТУ;
- гарантійний строк експлуатації: 36 місяців;
- сервісне обслуговування щонайменше 10 років.

Структурна схема системи керування глибинним насосом



ДОДАТОК В. ХАРАКТЕРИСТИКИ ГЛИБИННОГО НАСОСУ

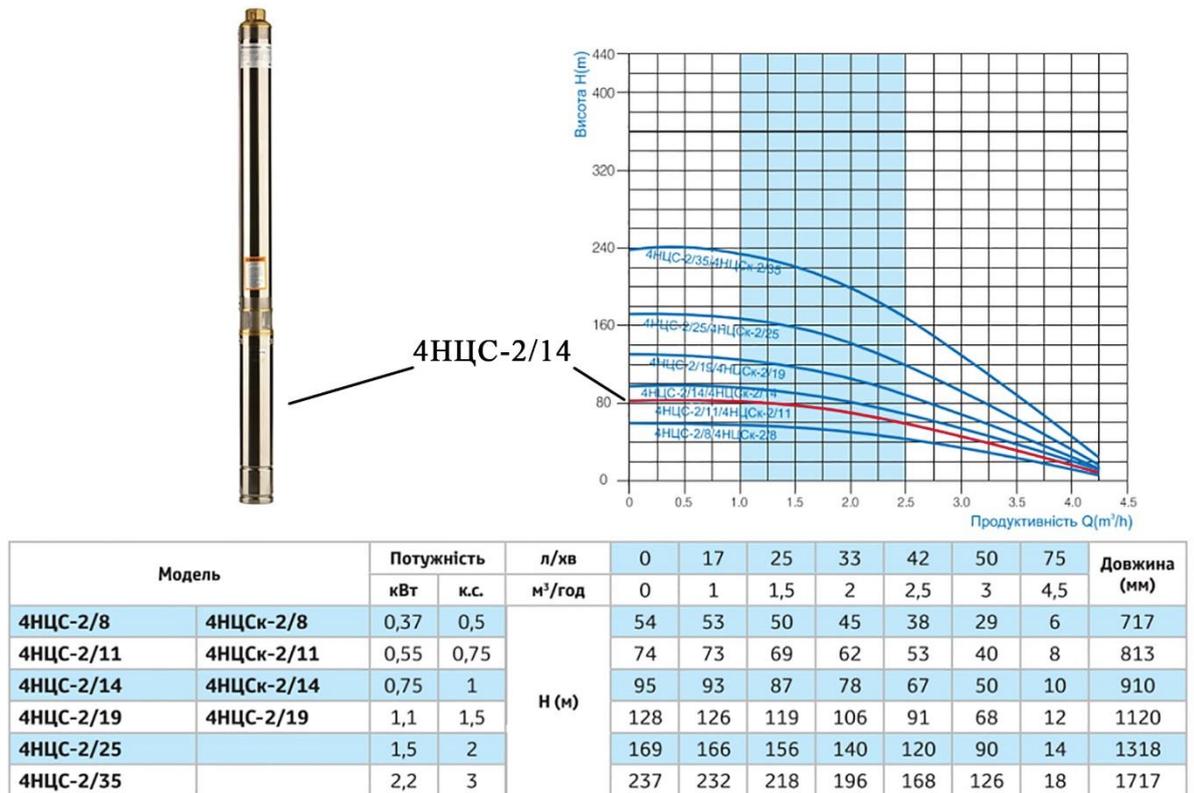


Рис.В.1 – Багатоступеневий відцентровий глибинний насос типу 4НЦС-2/14

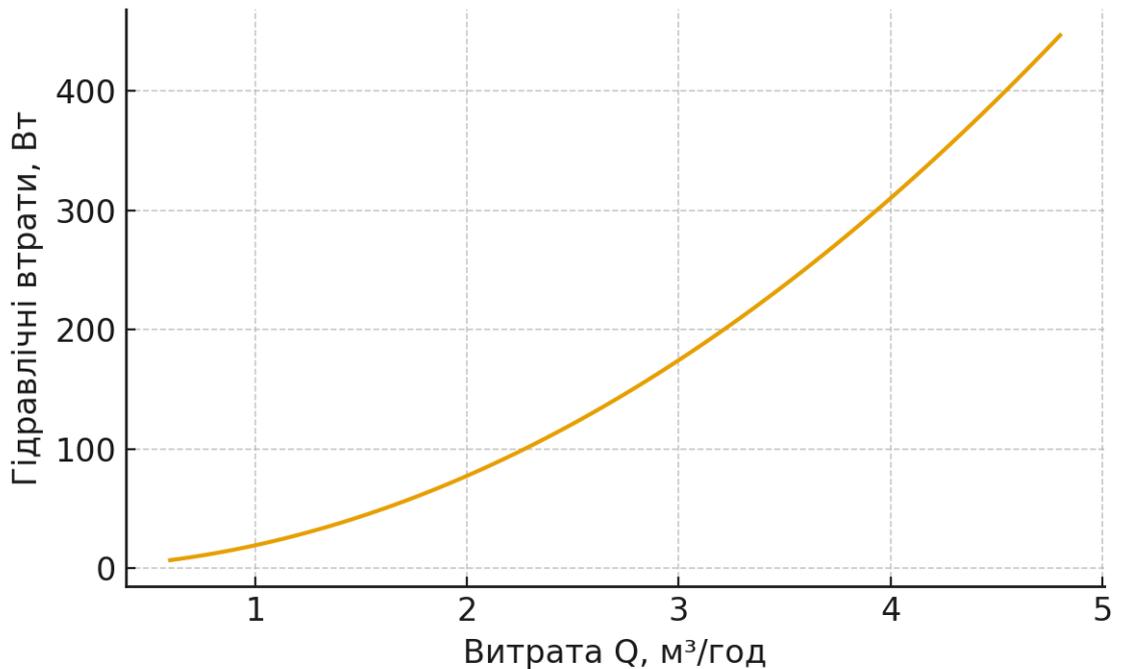


Рис. В2 – Залежність гідрравлічних втрат від витрати.

$$\Delta P_h(Q) \approx 1.938 \cdot 101Q^2$$

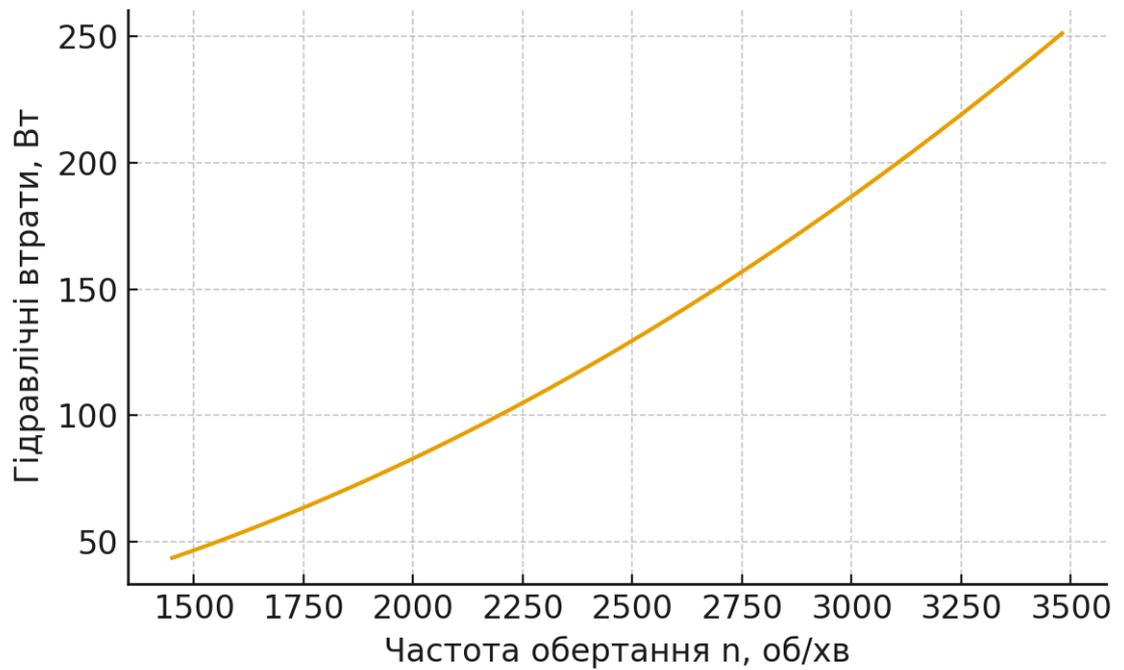


Рис. В3 – Залежність гідрравлічних втрат від частоти обертання.

$$\Delta P_h(n) \approx 2.074 \cdot 10^{-5} n^2$$

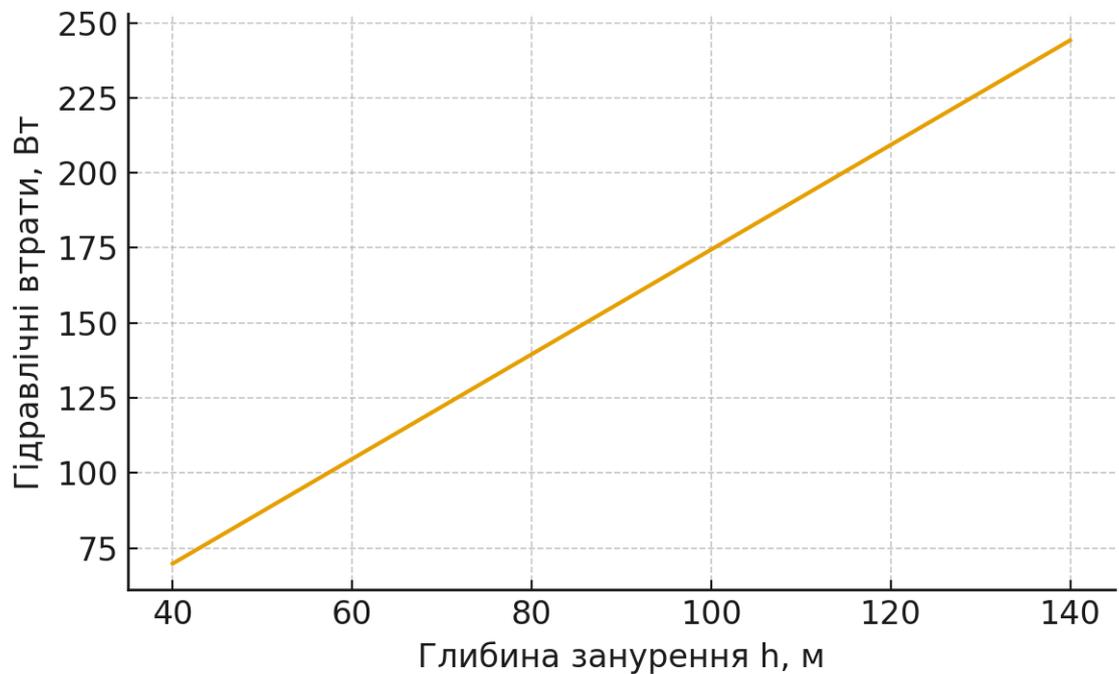


Рис. В4 – Залежність гідрравлічних втрат від глибини занурення.

$$P_h(h) \approx 1.744h$$

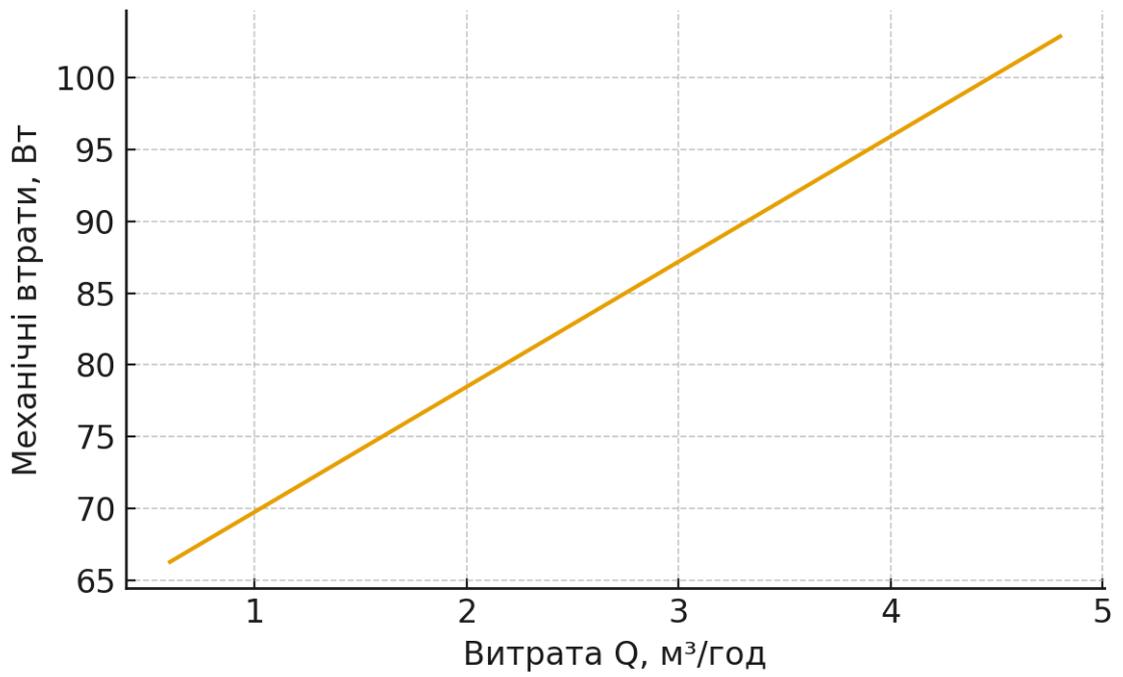


Рис. В5 – Залежність механічних втрат від витрати.

$$P_m(Q) \approx 8.72Q + 61.04$$

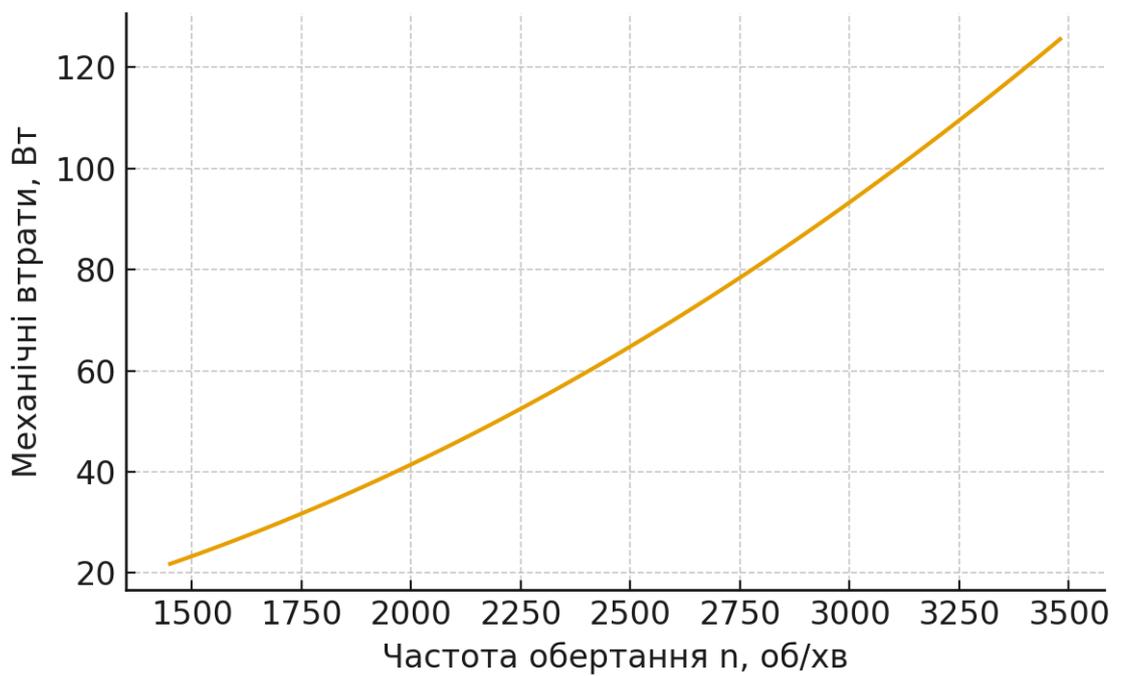


Рис. В6 – Залежність механічних втрат від частоти обертання.

$$P_m(n) \approx 1.037 \cdot 10^{-5} n^2$$

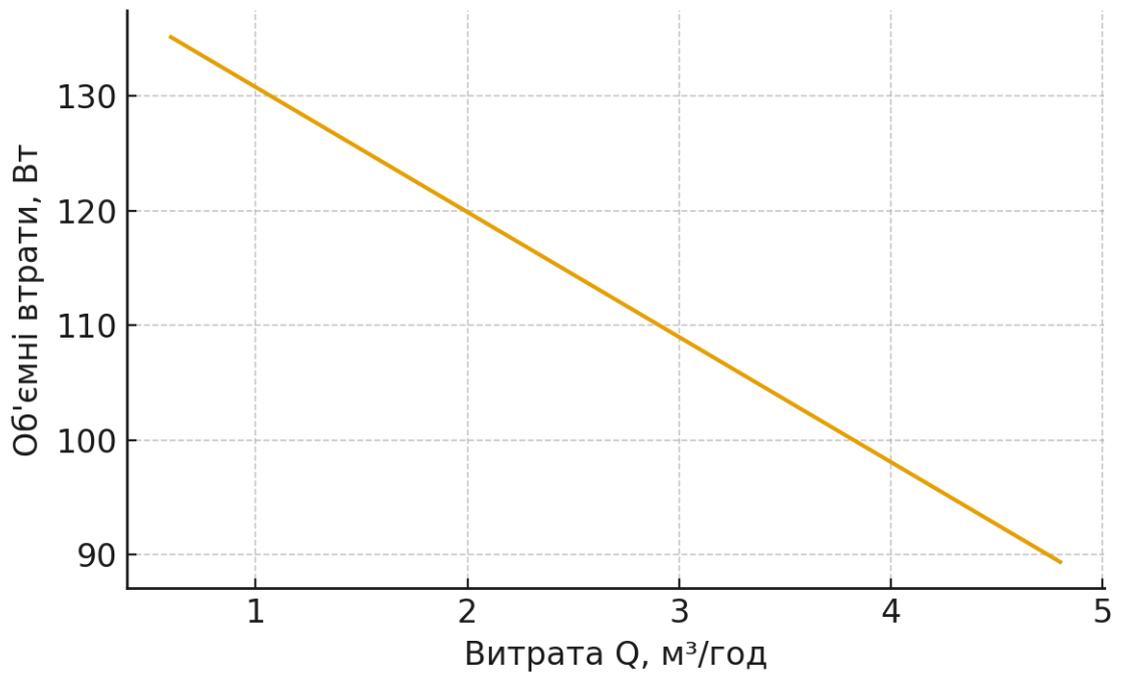


Рис. В7 – Залежність об'ємних втрат від витрати.

$$P_v(Q) \approx -10.9Q + 1.417 \cdot 10^2$$

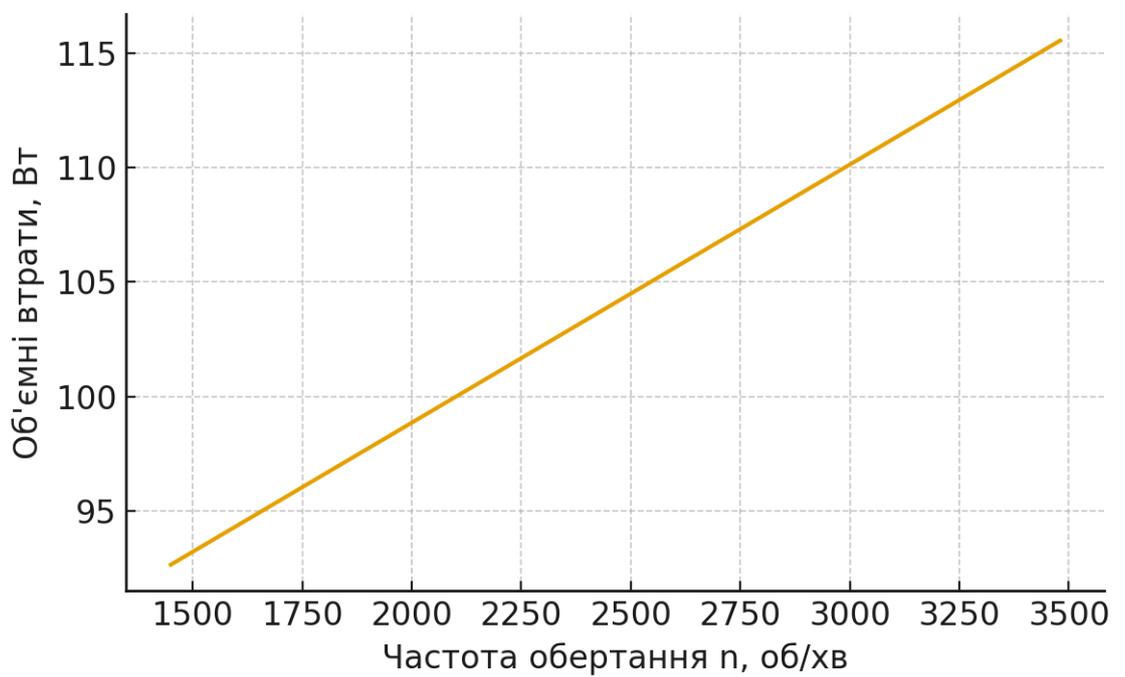


Рис. В8 – Залежність об'ємних втрат від частоти обертання.

$$P_v(n) \approx 1.128 \cdot 10^{-2}n + 76.3$$

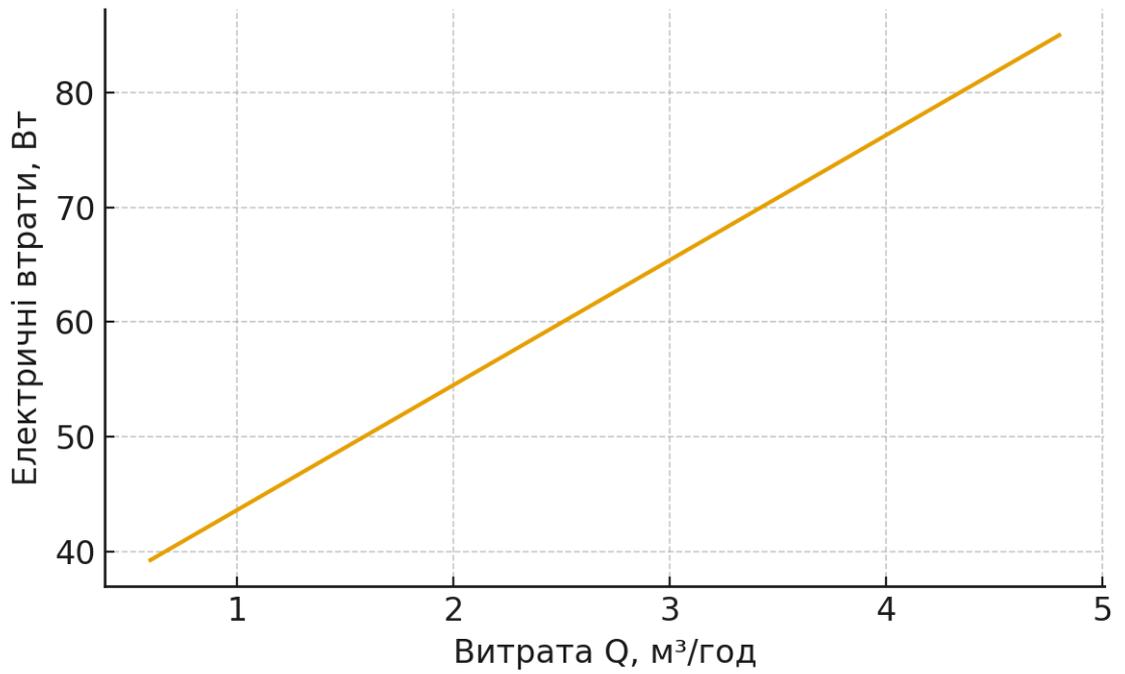


Рис. В9 – Залежність електричних втрат від витрати.
 $P_e(Q) \approx 10.9 \cdot Q + 32.7$

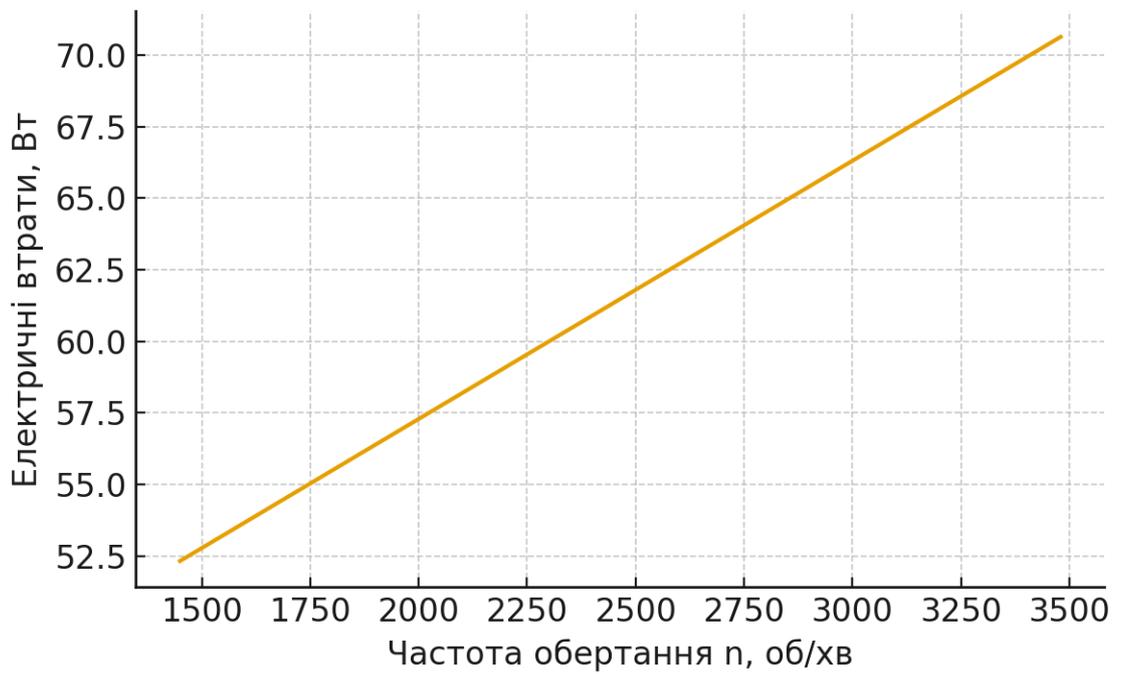


Рис. В10 – Залежність електричних втрат від частоти обертання.
 $P_e(n) \approx 9.021 \cdot 10^{-3} n + 39.24$

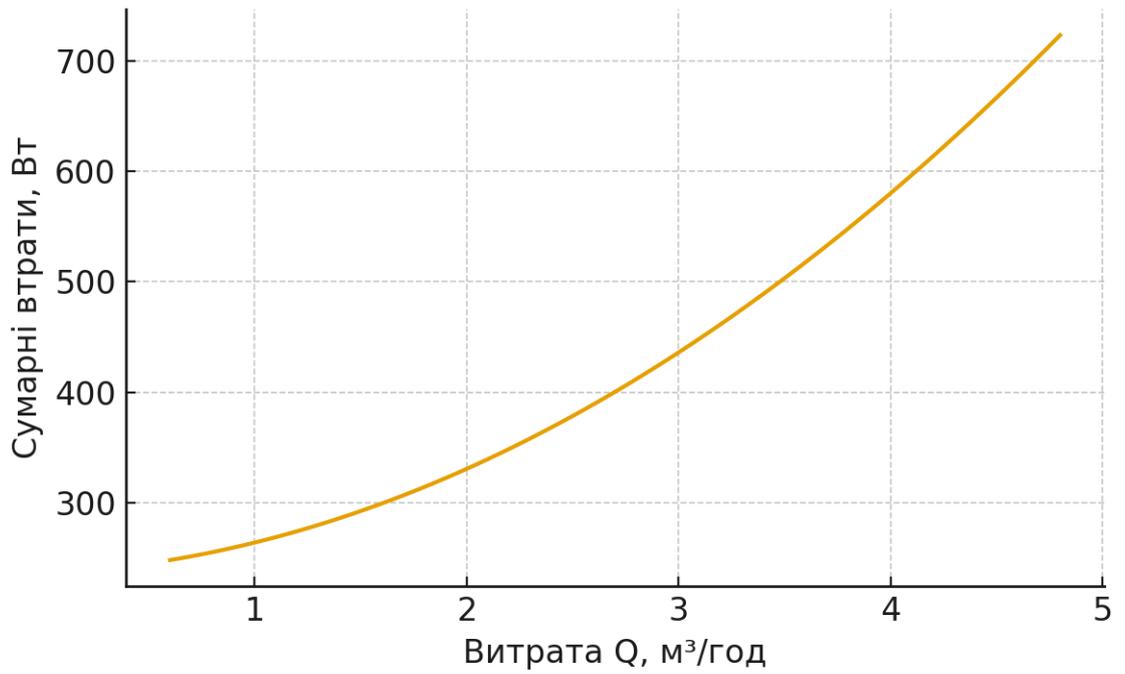


Рис. В11 – Залежність сумарних втрат від витрати.

$$P_{\Sigma}(Q) \approx 19.38 \cdot Q^2 + 8.72Q + 235.4$$

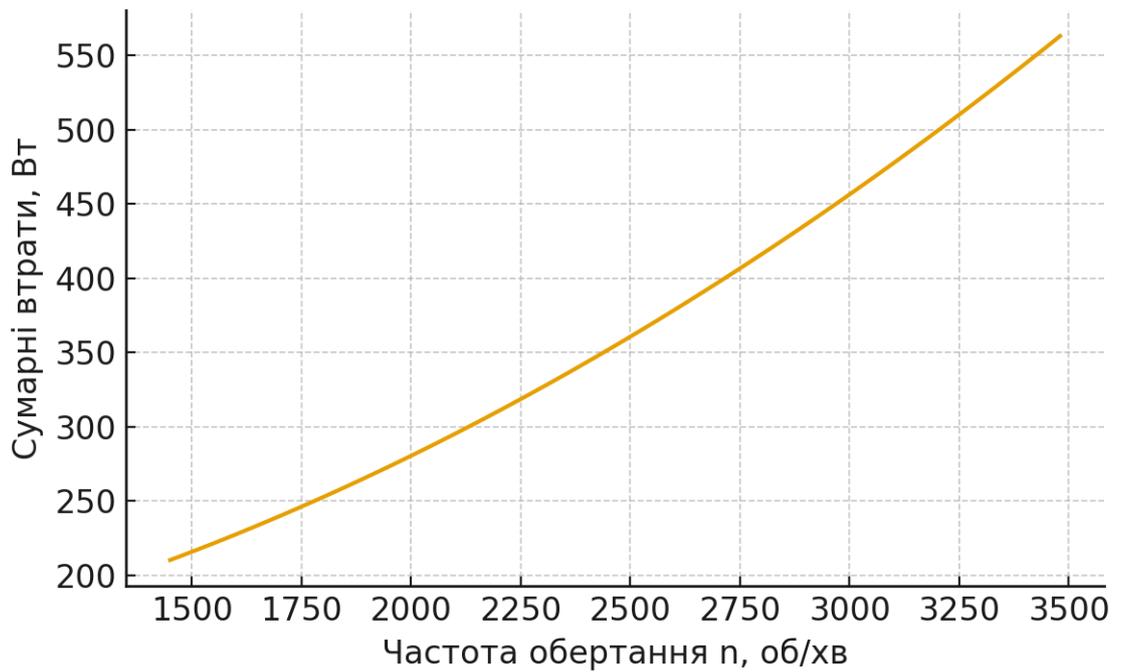


Рис. В12 – Залежність сумарних втрат від частоти обертання.

$$P_{\Sigma}(n) \approx 3.111 \cdot 10^{-5} n^2 + 2.030 \cdot 10^{-2} n + 115.5$$

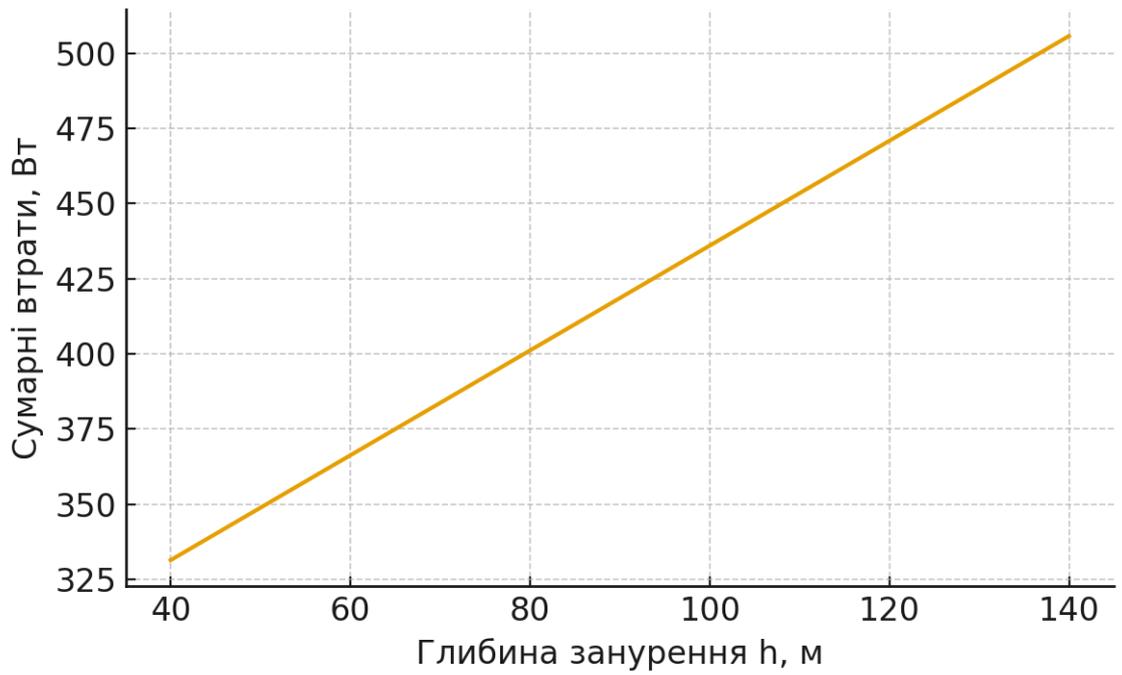


Рис. В13 – Залежність сумарних втрат від глибини занурення.

$$P_{\Sigma}(h) \approx 1.744 \cdot h + 261.6$$

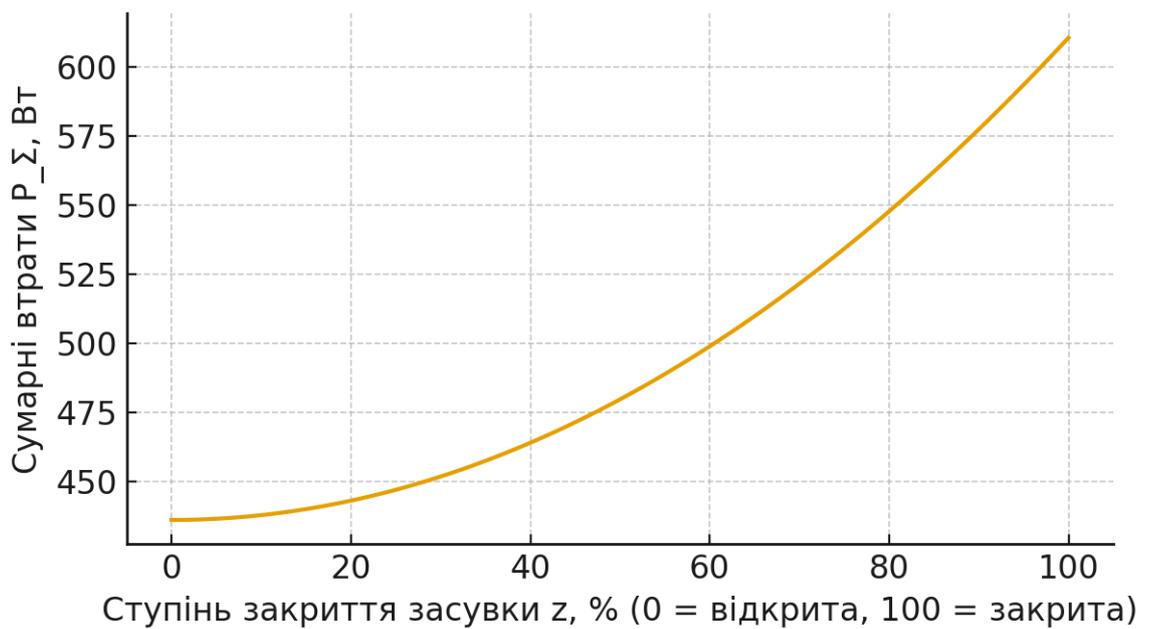


Рис. В14 – Залежність сумарних втрат від ступеня закриття засувки.

$$P_{\Sigma}(x_3) \approx 0.01744x_3^2 + 436$$

ДОДАТОК Г. АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ

ЗАТВЕРДЖУЮ
Директор Зміївської ТЕС
ПАТ «Центрэнерго»
_____ І.А.Бабенко
“ _____ 25 _____ 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

Чирочкіна Дениса Олександровича

на Зміївській ТЕС

за темою:

“Підвищення показників якості роботи насосних установок”

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 Чирочкіна Дениса Олександровича 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 насосних установок, які експлуатуються на станції.
2. Структури систем автоматичного керування насосними 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 насосних 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

Чирочкіна Дениса Олександровича

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 Мезеря А.Ю. встановила, що результати наукових досліджень Чирочкіна Д. О. 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 насосними установками»
2. Лекційних занять з дисципліни «Сучасні методи та алгоритми систем автоматичного керування» за темою «Методи підвищення ефективності систем керування насосними 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

ЧИРОЧКІН ДЕНИС ОЛЕКСАНДРОВИЧ

Результат перевірки підпису	Підпис вірний
П.І.Б.	ЧИРОЧКІН ДЕНИС ОЛЕКСАНДРОВИЧ
РНОКПП	3089903136
Організація (установа)	ФІЗИЧНА ОСОБА
Код ЄДРПОУ	
Посада	
Час підпису (підтверджено кваліфікованою позначкою часу для даних від Надавача)	10:48:42 11.02.2026
Сертифікат виданий	КНЕДП АЦСК АТ КБ "ПРИВАТБАНК"
Серійний номер	5E984D526F82F38F040000009B2C0C02BDC43007
Тип носія особистого ключа	Захищений
Алгоритм підпису	dstu4145
Тип підпису	Кваліфікований
Формат підпису	CAAdES-T
Сертифікат	Кваліфікований