



ISSN 2411-3441 (print)
ISSN 2523-4471 (online)

*Bulletin of the
National Technical University "KhPI"*

Hydraulic machines and hydraulic units

1'2025

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

MINISTRY OF EDUCATION
AND SCIENCE OF UKRAINE
National technical university
"Kharkiv politechnik institute"

**Вісник Національного
технічного університету «ХПІ».
Серія: Гідравлічні машини та
гідроагрегати**

**Bulletin of the National
Technical University "KhPI".
Series: Hydraulic machines
and hydraulic units**

№ 1'2025

No. 1'2025

Збірник наукових праць

Collection of scientific papers

Видання засноване у 1961 р.

The edition was founded in 1961

Харків
НТУ «ХПІ», 2025

Kharkiv
NTU "KhPI", 2025

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати = Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units: зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків: НТУ «ХПІ», 2025. – № 1. – 89 с. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Видання присвячене висвітленню досягнень в області гідроенергетики, систем регулювання гідротурбін, структурного синтезу і аналізу схем гідропневмоавтоматики і гідроприводів, динамічного синтезу і аналізу гідропневмоприводів. Викладені дослідження робочих процесів в лопатевих та об'ємних гідромашинах нафтогазових промислів.

Для науковців, викладачів вищої школи, аспірантів, студентів і фахівців в галузі гідроенергетики та нафтогазової галузі.

The publication is devoted to the coverage of achievements in the field of hydropower, systems of regulation of hydroturbines, structural synthesis and analysis of schemes of hydropneumatics and hydraulic drives, dynamic synthesis and analysis of hydropneumatic drives. The researches of working processes in blade and volumetric hydraulic machines of oil and gas industry are described.

For scientists, teachers of higher education, post-graduate students, students and specialists in the field of hydropower and oil and gas industry.

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації КВ № 24094-13934Р від 08.08.2019 р. Ідентифікатор медіа R30-01540, згідно з рішенням Національної ради України з питань телебачення і радіомовлення від 16.10.2023, № 1075.

Входить до Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора наук, кандидата наук та ступеня доктора філософії.

Затверджено наказами Міністерства освіти і науки України від 02.07.2020 № 886. Категорія «Б».

Мова статей – українська, англійська

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати включений до зовнішніх інформаційних систем, зокрема до наукометричних баз даних: **Web of Science, Index Copernicus, SIS (Scientific Indexing Services), CrossRef DOI, Open Journal Systems, Google Scholar, Directory of Research Journals Indexing (DRJI), OCLC Worldcat, Ulrich's Periodicals Directory, ISI Impact Factor (IIF)**

Офіційний сайт видання: <http://gm.khpi.edu.ua/>

Засновник

Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

Founder

National Technical University
"Kharkiv Polytechnic Institute"

Редакційна колегія:

Головний редактор:

Черкашенко М. В., д-р техн. наук, професор

Editorial staff:

Editor-in-chief:

Cherkashenko M., Dr. Sc., Professor

Члени редколегії:

Мацевитий Ю. М., д-р техн. наук, професор,
академік НАН України

Мигущенко Р. П., д-р техн. наук, професор

Русанов А. В., д-р техн. наук, професор,
академік НАН України

Солодов В. Г., д-р техн. наук, професор

Шубенко О. Л., д-р техн. наук, професор,
чл.-кор. НАН України

Bernhard Kirsch, Dr. Sc., Professor

Peter Lampart, Dr. Sc., Professor

Romuald Rządkowski, Dr. Sc., Professor.

Jaroslav Stryczek, Dr. Sc., Professor

Aleksander Wroblewski, Dr. Sc., Professor

Editorial staff members:

Matsevity Yu., Dr. Sc., Professor, academician of
NAS of Ukraine

Mygushchenko R., Dr. Sc., Professor

Rusanov A., Dr. Sc., Professor, academician of NAS
of Ukraine

Solodov V., Dr. Sc., Professor

Shubenko O., Dr. Sc., Professor,

Corresponding Member of NAS of Ukraine

Bernhard Kirsch, Dr. Sc., Professor

Peter Lampart, Dr. Sc., Professor

Romuald Rządkowski, Dr. Sc., Professor

Jaroslav Stryczek, Dr. Sc., Professor

Aleksander Wroblewski, Dr. Sc., Professor

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ». Протокол № 12 від 28.11.2025 р.

ФУНДАМЕНТАЛЬНІ
ДОСЛІДЖЕННЯ

FUNDAMENTALS

*М. В. ЧЕРКАШЕНКО, О. І. ГАСЮК***ПОКРАЩЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОПОРЦІОНАЛЬНОГО ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКА**

Запропоновані основні фактори, що впливають на динаміку пропорційного розподільника, є маса рухомих елементів (золотника), сила пружин, демпфувальні властивості робочої рідини, нелінійності магнітного поля електромагніта, а також втрати енергії на тертя. Зменшення інерційності рухомих частин, оптимізація геометрії проточних каналів, удосконалення системи керування електромагнітом та застосування сучасних сенсорних технологій дозволяють досягти значного покращення динамічних властивостей. Особливу увагу дослідників привертають електрогідравлічні пропорційні розподільники, у яких електронна частина (датчики, підсилювачі, мікроконтролери) взаємодіє з гідравлічною частиною, забезпечуючи замкнений контур керування. Такі системи дають змогу автоматично компенсувати похибки, викликані нелінійністю чи зміною температури, і забезпечують високоточне регулювання параметрів у реальному часі. Використання цифрових контролерів, ПІД-регуляторів або нечіткої логіки (fuzzy control) створює можливості для подальшого вдосконалення динаміки системи. Однак, навіть при застосуванні сучасних методів керування залишається низка проблем, пов'язаних із фізичними обмеженнями самої гідромеханічної системи. До них належать інерційність потоку робочої рідини, гідравлічні втрати, наявність повітря у рідині, мікрокавітаційні процеси, які знижують ефективність передачі енергії. Тому актуальним напрямом є комплексний підхід до підвищення динамічних характеристик – як на рівні конструкції, так і на рівні математичного моделювання та керування. Комплексне вирішення цієї проблеми потребує поєднання експериментальних досліджень, комп'ютерного моделювання та оптимізаційних методів аналізу, а також розробки методів адаптивного керування, які дозволяють покращити показники швидкодії та точності.

Ключові слова: пропорційний гідророзподільник, динамічні характеристики, математична модель, перехідні процеси, точність позиціонування, позиційний гідропневмопривід.

*М. CHERKASHENKO, O. HASIUK***IMPROVEMENT OF THE DYNAMIC CHARACTERISTICS OF A PROPORTIONAL HYDRAULIC DISTRIBUTOR**

The main factors affecting the dynamics of a proportional distributor are the mass of moving elements (spool), spring force, damping properties of the working fluid, nonlinearities of the electromagnetic field, and energy losses due to friction. Reducing the inertia of moving parts, optimising the geometry of flow channels, improving the electromagnet control system, and using modern sensor technologies can significantly improve dynamic properties. Researchers are particularly interested in electrohydraulic proportional valves, in which the electronic part (sensors, amplifiers, microcontrollers) interacts with the hydraulic part, providing a closed control loop. Such systems allow automatic compensation for errors caused by non-linearity or temperature changes and provide high-precision real-time parameter control. The use of digital controllers, PID controllers or fuzzy logic creates opportunities for further improvement of system dynamics. However, even with the use of modern control methods, a number of problems remain related to the physical limitations of the hydromechanical system itself. These include the inertia of the working fluid flow, hydraulic losses, the presence of air in the fluid, and microcavitation processes that reduce the efficiency of energy transfer. Therefore, a comprehensive approach to improving dynamic characteristics is a relevant direction, both at the design level and at the level of mathematical modelling and control. A comprehensive solution to this problem requires a combination of experimental research, computer modelling and optimisation analysis methods, as well as the development of adaptive control methods that improve performance and accuracy.

Keywords: proportional hydraulic distributor, dynamic characteristics, mathematical model, transient processes, positioning accuracy, positional hydraulic-pneumatic drive.

Вступ. Сучасний розвиток гідроприводів у машинобудуванні, авіації, транспортних системах та автоматизованих виробничих комплексах вимагає постійного вдосконалення елементів гідравлічних систем, зокрема пропорційних гідророзподільників. Ці пристрої відіграють ключову роль у забезпеченні точного керування витратою робочої рідини, тиском і швидкістю виконавчих механізмів. Від їхніх динамічних характеристик безпосередньо залежить швидкодія, стабільність і точність роботи всієї гідросистеми. Зростання вимог до енергоефективності, надійності та адаптивності гідравлічних систем обумовлює необхідність пошуку нових підходів до підвищення динамічних показників пропорційних гідророзподільників.

Гідравлічні системи широко використовуються в технологічних машинах, робототехніці, мобільній техніці, верстатах із числовим програмним керуванням (ЧПК) та інших галузях, де потрібне точне регулювання положення, зусилля або швидкості. Основною перевагою гідроприводу є

висока питома потужність, можливість плавного регулювання параметрів і стійкість до перевантажень. Проте для забезпечення стабільної роботи таких систем особливе значення має здатність гідророзподільника швидко реагувати на зміну вхідного сигналу – тобто його динамічна характеристика.

Під динамічними характеристиками пропорційного гідророзподільника розуміють сукупність параметрів, що визначають поведінку системи при зміні керуючого сигналу: час спрацювання, перехідні процеси, коливання, затримку реакції, швидкість відкриття і закриття клапана тощо. Відповідно, підвищення динамічних характеристик означає скорочення часу спрацювання, мінімізацію коливань тиску та витрати, а також забезпечення стабільності потоку при зміні навантаження.

У теоретичному аспекті для дослідження динаміки гідророзподільників застосовуються методи математичного моделювання, що базуються на рівняннях руху золотника, балансі сил і рівняннях

гідравлічного потоку. Побудова математичної моделі дозволяє дослідити вплив різних параметрів – маси, в'язкості рідини, зазорів у парі «золотник–гільза», швидкості переміщення, магнітної сили – на поведінку системи. Моделювання також дає змогу прогнозувати перехідні процеси, визначати оптимальні параметри для досягнення найкращих динамічних показників і запобігати резонансним явищам.

У практичному аспекті підвищення динамічних характеристик може бути досягнуте шляхом застосування нових конструкційних матеріалів (наприклад, легких сплавів або композитів), використання мікроелектромеханічних систем (MEMS) для точного вимірювання параметрів руху, а також впровадження цифрового керування потоком за допомогою швидкодіючих соленоїдів або п'єзоелементів. Застосування адаптивних систем регулювання з можливістю самоідентифікації характеристик гідроприводу є ще одним перспективним напрямом, що дозволяє підвищити швидкодію без втрати стабільності.

Дослідження динамічних характеристик пропорційних гідророзподільників має не лише теоретичне, але й важливе практичне значення. Від покращення цих характеристик залежить точність позиціонування виконавчих органів у верстатах із ЧПК, плавність руху робочих органів у будівельних і транспортних машинах, стабільність тиску в гідросистемах промислового обладнання. У контексті сучасних вимог до автоматизації виробництва, енергоефективності та надійності гідросистем підвищення динамічних властивостей є важливим елементом загальної модернізації промислових технологій.

Крім того, зростає актуальність створення інтелектуальних гідравлічних систем, які здатні в реальному часі аналізувати стан гідророзподільника, адаптувати параметри керування до зміни умов навантаження та здійснювати самодіагностику. У таких системах пропорційний гідророзподільник виступає не просто як виконавчий елемент, а як активний компонент керування, здатний впливати на загальну динаміку процесу. Це відкриває нові перспективи для інтеграції гідроприводів у концепцію Індустрії 4.0 та «розумних» виробничих систем.

Питання підвищення динамічних характеристик пропорційного гідророзподільника є складним і багатогранним. Воно охоплює конструкційні, гідродинамічні, електромагнітні та програмно-алгоритмічні аспекти. Комплексне вирішення цієї проблеми потребує поєднання експериментальних досліджень, комп'ютерного моделювання та оптимізаційних методів аналізу. Саме тому в сучасній науковій літературі велика увага приділяється створенню математичних моделей, що враховують нелінійні властивості системи, а також розробці методів адаптивного керування, які дозволяють покращити показники швидкодії та точності.

Аналіз основних досягнень і літератури.
Проблематика вдосконалення динамічних

характеристик пропорційних гідророзподільників широко висвітлюється у вітчизняних і зарубіжних наукових працях. У більшості досліджень увага приділяється взаємозв'язку між конструктивними параметрами розподільника, характеристиками потоку робочої рідини та електромагнітною системою керування.

У роботі [1] розглянуто математичні моделі руху золотника з урахуванням нелінійних характеристик магнітного поля й гідродинамічного опору. Автор показує, що застосування чисельного моделювання дає змогу прогнозувати динамічну поведінку системи та зменшити час перехідного процесу.

У роботі [2] проведено дослідження впливу параметрів електромагніта на швидкодію гідророзподільника й запропоновано методику підбору оптимальних значень індукції та маси рухомих частин. В роботі доведено, що зменшення маси золотника на 15–20 % дозволяє підвищити частоту власних коливань системи без втрати стабільності.

У праці [3] наведено результати експериментального дослідження гідравлічних клапанів із цифровим керуванням. Автор відзначає, що застосування п'єзоелектричних актуаторів забезпечує значне скорочення часу реакції системи – до 3–5 мс, що у кілька разів перевищує показники традиційних електромагнітних приводів.

Дослідження [4] присвячене аналізу впливу температурних факторів і в'язкісних властивостей рідини на стабільність регулювання. Згідно з результатами, навіть незначні зміни температури (на 10–15 °C) можуть знижувати точність керування витратою на 5–7 %, що потребує введення температурної компенсації.

Робота [5] висвітлює підходи до застосування адаптивних алгоритмів керування гідророзподільниками у реальному часі. Запропонована автором модель нечіткого регулятора дозволяє компенсувати нелінійності системи та підвищити динамічну точність позиціонування виконавчих органів.

У дослідженні [6] здійснено експериментальну перевірку математичної моделі пропорційного гідророзподільника, побудованої з урахуванням турбулентних втрат і внутрішніх зазорів. Автор довів, що оптимізація профілю отворів і конфігурації каналів може зменшити час спрацювання системи до 30 %.

Крім того, згідно з результатами праці [7] ефективне підвищення динамічних характеристик можливе завдяки інтеграції сенсорних модулів у корпус розподільника, що дозволяє здійснювати безперервний контроль тиску та переміщення золотника, забезпечуючи адаптивне коригування сигналів керування.

Таким чином, аналіз наукових джерел свідчить, що основними напрямками підвищення динамічних характеристик є: зменшення інерційності рухомих елементів, удосконалення електромагнітних приводів, оптимізація гідродинамічних каналів, використання сучасних алгоритмів цифрового керування та

впровадження сенсорних технологій [8–12]. Подальші дослідження повинні поєднувати ці підходи в єдину інтегровану систему керування пропорційними гідророзподільниками.

Рішення. Пропорційний гідророзподільник є ключовим елементом у сучасних об'ємних гідроприводах, призначеним для регулювання витрати та напрямку потоку робочої рідини відповідно до електричного сигналу керування. Його особливість полягає у здатності забезпечувати плавну зміну витрати в залежності від вхідної напруги, що відрізняє його від класичних золотникових розподільників типу «ввімкнено/вимкнено».

Основними елементами конструкції пропорційного гідророзподільника є (рис. 1):

- корпус із системою каналів для підведення та відведення робочої рідини;
- золотник, що переміщується в осьовому напрямку під дією електромагнітного зусилля;
- пружини центрування, які повертають золотник у нейтральне положення;
- електромагніт (соленоїд) пропорційної дії;
- зворотний датчик положення золотника (у закритих системах керування).

Принцип дії полягає в тому, що електричний сигнал керування, поданий на обмотку електромагніта, створює магнітне поле, яке формує силу F_e , пропорційну струму I . Ця сила переміщує якір та золотник, що змінює площу перекриття отворів і, відповідно, витрату рідини Q через гідророзподільник. Залежність витрати від переміщення золотника визначається за формулою:

$$Q = C_d \cdot A(x) \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (1)$$

- де C_d – коефіцієнт витрати;
 $A(x)$ – ефективна площа проходного отвору, що залежить від зміщення золотника x ;
 Δp – перепад тиску на дроселі;
 ρ – густина робочої рідини.

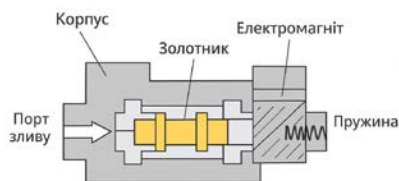


Рис. 1. Структурна схема пропорційного гідророзподільника

Для аналізу динамічних характеристик пропорційного гідророзподільника розглянемо систему як електромеханічно-гідралічний об'єкт, який перетворює електричний сигнал у механічне переміщення золотника, а далі – у зміну витрати рідини.

1. Електромагнітна частина.

Електромагніт перетворює електричний струм $I(t)$ у механічну силу F_e . Для лінійної ділянки характеристики маємо:

$$F_e = k_i \cdot I(t), \quad (2)$$

- де k_i – коефіцієнт пропорційності (Н/А);
 $I(t)$ – струм у котушці електромагніта.
 Електричний ланцюг описується рівнянням:

$$L \frac{dI(t)}{dt} + RI(t) = U(t), \quad (3)$$

- де L – індуктивність обмотки;
 R – активний опір;
 $U(t)$ – напруга керування.

2. Механічна частина.

Рухомий якір разом із золотником утворюють механічну систему з масою m , демпфуванням c та жорсткістю пружин k . Рівняння руху:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = F_e - F_h, \quad (4)$$

- де F_h – гідралічна сила, що протидіє переміщенню золотника (виникає внаслідок перепаду тиску).

3. Гідралічна частина.

Для малих зміщень золотника припускається лінійна залежність витрати:

$$Q = K_q \cdot x - K_c \cdot \Delta p, \quad (5)$$

- де K_q – коефіцієнт витратної чутливості ($\text{м}^3/\text{с} \cdot \text{м}$);
 K_c – коефіцієнт витікання ($\text{м}^3/\text{с} \cdot \text{Па}$);
 Δp – перепад тиску між лініями подачі й споживача.

Для об'єму камери навантаження діє рівняння неперервності б:

$$\frac{dpL}{dt} = \frac{\beta_e}{V_t} (Q - A \frac{dx_c}{dt}), \quad (6)$$

- де β_e – ефективний модуль пружності рідини;
 V_t – об'єм підтискуваної рідини;
 A – площа поршня;
 x_c – переміщення виконавчого елемента.

4. Передавальна функція системи.

Комбінуючи електричну, механічну й гідралічну частини, отримаємо узагальнену передавальну функцію від вхідної напруги $U(s)$ до переміщення золотника $X(s)$:

$$G(s) = \frac{X(s)}{U(s)} = \frac{k_i}{(Ls + R)(ms^2 + cs + k)}. \quad (7)$$

У разі використання датчика зворотного зв'язку по положенню золотника система набуває ознак електрогідралічного сервоприводу, що дає змогу підвищити точність і стабільність регулювання (рис. 2).

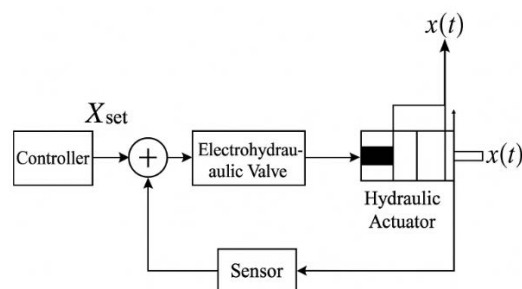


Рис. 2. Узагальнена структурна схема електрогідралічного контуру керування

Динамічні характеристики пропорційного гідророзподільника визначаються комплексом параметрів:

- електричних – постійна часу обмотки соленоїда T_e ;
- гідравлічних – інерційність потоку рідини, жорсткість гідроліній, стисливість рідини;
- механічних – маса золотника, жорсткість та демпфування пружин.

4.1. Диференціальне рівняння руху золотника.

Рух золотника описується рівнянням динамічної рівноваги сил:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = F_e - F_g, \quad (8)$$

де m – маса рухомих частин золотника;

c – коефіцієнт в'язкого тертя;

k – жорсткість центральних пружин;

F_e – електромагнітна сила;

F_g – гідравлічна сила тиску на золотник.

4.2. Електромагнітна підсистема.

Електромагнітна сила визначається залежністю:

$$F_e = K_i i(t),$$

де K_i – коефіцієнт електромеханічного перетворення;

$i(t)$ – струм у котушці.

Струм описується електричним рівнянням кола індуктивності:

$$L \frac{di(t)}{dt} + Ri(t) = U(t) \quad (9)$$

де L – індуктивність обмотки;

R – опір;

$U(t)$ – вхідна напруга керування.

4.3. Гідравлічна підсистема.

Пропускна здатність отвору гідророзподільника визначається рівнянням:

$$Q = C_d A(x) \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (10)$$

де C_d – коефіцієнт витрати;

$A(x)$ – площа відкриття вікна золотника, пропорційна зміщенню x ;

Δp – перепад тиску між подачею і зливом;

ρ – густина робочої рідини.

4.4. Передавальна функція гідророзподільника.

Для малих відхилень лінеаризуємо рівняння 11 навколо робочої точки:

$$G(s) = \frac{X(s)}{U(s)} = \frac{K_v}{(T_e s + 1)(m s^2 + c s + k)}, \quad (11)$$

де K_v – коефіцієнт підсилення гідророзподільника;

T_e – електрична постійна часу обмотки.

4.5. Аналіз частотних характеристик.

Амплітудно-частотна характеристика (АЧХ) визначається залежністю:

$$G(j\omega) = \frac{K_v}{\sqrt{(T_e \omega)^2 + 1} \sqrt{(k + m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}}. \quad (12)$$

Використовуючи дані типового гідророзподільника Bosch Rexroth 4WRZE 10, з

параметрами, які наведені в табл. 1, отримуємо власну частоту системи:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{8000}{0,05}} = 400 \text{ рад/с}.$$

Таблиця 1 – Дані типового гідророзподільника Bosch Rexroth 4WRZE 10

Параметр	Позначення	Значення
Маса золотника	m	0,05 кг
Жорсткість пружини	k	8000 Н/м
Коефіцієнт тертя	c	15 Н·с/м
Постійна часу котушки	T_e	0,008 с
Коеф. підсилення	K_v	1,6 мм/В

Критичний коефіцієнт демпфування:

$$c_{кр} = 2\sqrt{km} = 2\sqrt{8000 \cdot 0,05} = 40 \text{ Н}.$$

Коефіцієнт демпфування:

$$\varepsilon = \frac{c}{c_{кр}} = \frac{15}{40} = 0,375.$$

4.6. Визначення часу встановлення.

Час перехідного процесу:

$$t_s \approx \frac{4}{0,375 \cdot 400} = 0,0267 \text{ с}.$$

Таким чином, система має швидкодію приблизно 0,027 с – що відповідає високій динамічній якості для промислових пропорційних гідроклапанів.

4.7. Способи підвищення динамічних характеристик.

- Зменшення маси золотника підвищення власної частоти.

- Збільшення коефіцієнта демпфування зменшення перерегулювання.

- Використання електронного ПІД-регулятора компенсація нелінійностей.

- Оптимізація магнітного потоку соленоїда підвищення F_e .

- Застосування активних демпфуючих камер зниження гідравлічних коливань.

Для оцінки динаміки пропорційного гідророзподільника створено математичну модель у середовищі, аналогічному MATLAB/Simulink.

Вхідним сигналом є напруга $U(t)$, а вихідним – переміщення золотника $x(t)$. Згідно з диференціальним рівнянням:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = K_i i(t), \quad (13)$$

а електрична частина описується:

$$L \frac{di}{dt} + Ri = U(t).$$

З урахуванням $F_e = K_i$ отримаємо систему рівнянь, що зв'язує $x(t)$ та $U(t)$.

Для розрахунків приймаємо початкові умови $x(0) = 0$, $\dot{x}(0) = 0$.

4.9. Чисельна модель і початкові параметри.

Параметри гідророзподільника (модель Bosch Rexroth 4WRZE10) наведені в табл. 2.

Таблиця 2 – Параметри гідророзподільника

Параметр	Позначення	Значення	Одиниці
Маса рухомих частин	m	0,05	кг
Коефіцієнт демпфування	c	15	Н·с/м
Жорсткість пружини	k	8000	Н/м
Опір обмотки	R	5	Ом
Індуктивність	L	0,02	Гн
Коеф. електромеханічного зв'язку	K_t	12	Н/А
Амплітуда сигналу керування	U_0	5	В

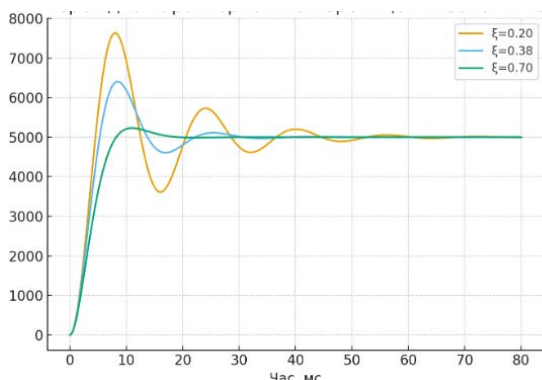
Для імпульсу напруги $U(t) = 5$ В система реагує переміщенням золотника приблизно 0,8 мм з часом встановлення $t_s \approx 0,03$ с.

4.10. Перехідна характеристика $x(t)$.

Нижче подано типову форму перехідного процесу переміщення золотника при різних коефіцієнтах демпфування ξ (рис. 3).

$$\xi = \frac{c}{2\sqrt{km}}$$

При цьому: при $\xi = 0,2$ система має коливальний характер із перерегулюванням; при $\xi = 0,4$ зберігається незначне перерегулювання, але швидкість встановлення оптимальна; при $\xi = 0,7$ процес стає аперіодичним і повільнішим.

Рис. 3. Перехідна характеристика при різних значеннях ξ

4.11. Аналіз отриманих графіків.

1. Перехідна характеристика $x(t)$.

Графік показує типову поведінку другого порядку із затухаючими коливаннями при малих значеннях коефіцієнта демпфування ξ . При $\xi = 0,2$ спостерігається виражене перерегулювання, при $\xi \approx 0,38$ – помірне перерегулювання із швидким встановленням, при $\xi = 0,7$ процес стає аперіодичним із повільнішою реакцією.

Тобто оптимальне значення демпфування лежить у проміжку 0,3–0,5 для забезпечення балансу між швидкодією та допустимим перерегулюванням.

2. Амплітудно-частотна характеристика (АЧХ).

На дБ-графіку спостерігається зниження амплітуди зі зростанням частоти (рис. 4). Падіння на високих частотах зумовлене інерційністю механічної частини та електричною постійною часу обмотки. Лінійна шкала показує, що абсолютна чутливість пропорційного розподільника у звичайному робочому діапазоні (низькі частоти) є дуже малою (порядку 10^{-7} – 10^{-8} м/В у наших умовних параметрах), що корисно враховувати при узгодженні з підсилювачами та датчиками.

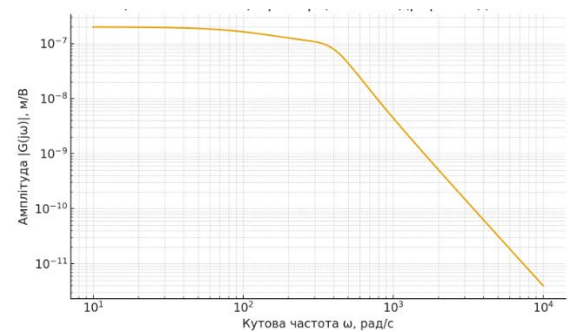
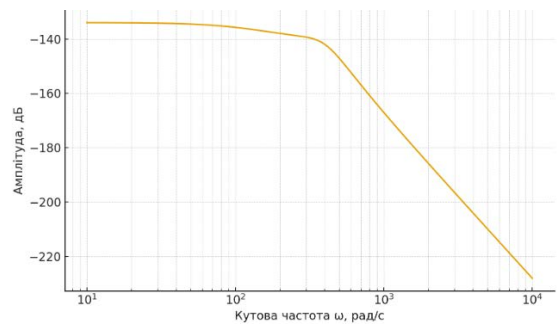


Рис. 4. Графік АЧХ (амплітудно-частотної характеристики)

3. Вплив електричної постійної часу T_e .

Якщо T_e значно менше періодів механічних коливань, електрична підсистема не є визначальною для кінцевої динаміки. Якщо ж T_e порівнянна з механічною постійною часу, то знижується загальна швидкодія. Тому зниження індуктивності або оптимізація схеми підсилення (швидкі драйвери) сприяє поліпшенню відгуку.

Для підтвердження теоретичних результатів виконують експериментальні дослідження на стенді:

1. Стендова установка. Насос із регульованим тиском, електромагнітний пропорційний клапан з інтерфейсом керування, циліндр з датчиком положення (LVDT або оптичний енкодер), датчики тиску на вході та виході.

2. Програма випробувань.

- Струмові імпульси різної амплітуди; вимірювання $x(t)$, часів підйому/установлення, перерегулювання.

- Перевірка при різних температурах рідини (температурна компенсація).

- Тести з модифікацією маси золотника (додавання збільшувальних кілець) і фіксацією інших параметрів.

3. Час встановлення t_s , перерегулювання σ (%), час затримки t_d , частота характеристика (резонансна частота та амплітуда).

Інтеграція описаних удосконалень призведе до:

- зростання швидкодії та точності позиціонування;
- зниження енергетичних втрат завдяки оптимізації потоку;
- підвищення надійності та ресурсу роботи системи.

Водночас потрібно враховувати підвищення вартості компонентів (дорожчі матеріали, швидкі драйвери, сенсори). Тому рекомендую проводити балансування КРІ: як швидкодія впливає на продуктивність кінцевого обладнання і чи виправдовує інвестиції у вдосконалення.

У проведеному дослідженні розглянуто шляхи підвищення динамічних характеристик пропорційного гідророзподільника, який є ключовою складовою сучасних електрогідравлічних систем керування.

Висновки. На основі аналітичної моделі, що включає електромеханічні та гідравлічні ланки, побудовано математичну модель системи, а також отримано графічні залежності (перехідні характеристики, амплітудно-частотні характеристики). Аналіз показав, що:

1. Динаміка золотника істотно залежить від коефіцієнта демпфування. Оптиміальні результати досягаються при значеннях $\xi = 0,4\text{--}0,5$, коли система забезпечує достатню швидкодію без значного перерегулювання.

2. АЧХ гідророзподільника виявляє типову інерційну поведінку другого порядку: при зростанні частоти амплітуда різко зменшується, що обмежує робочий діапазон керування.

3. Підвищення жорсткості пружного елемента (k) або зменшення маси рухомих частин (m) призводить до зростання власної частоти системи та скорочення часу перехідного процесу.

4. Для покращення характеристик доцільно застосовувати зворотні зв'язки по положенню або струму, а також цифрові регулятори струму електромагніта, що знижують вплив нелінійностей і підвищують стабільність.

Таким чином, комплексний підхід до оптимізації параметрів електрогідравлічної системи – з урахуванням електричної, механічної та гідравлічної підсистем – дозволяє значно підвищити точність і швидкодію пропорційного гідророзподільника.

Результати моделювання можуть бути використані при проектуванні та модернізації приводів верстатів з ЧПК, робототехнічних систем і мобільної гідравліки, де критичним є поєднання швидкодії, стабільності та енергоефективності.

Список літератури

1. Пелевін Л. Є., Міщук Д. О., Рашківський В. П., Горбатюк Є. В., Аржас Г. О., Красніков В. Ф. *Гідравліка, гідромашини та гідропневмоавтоматика*. Київ : КНУБА, 2015. 340 с.
2. Козлов Л. Г., Лозінський Д. О. Моделювання робочих процесів в гідропроводі із клапанно-золотниковим розподільником з пропорційним електрогідравлічним управлінням. *Вісник*

Донецького університету. Серія А: Природничі науки. 2008. Вип. 2. С. 156–161.

3. Shen W., Wang J., Huang H., He J. Fuzzy sliding mode control with state estimation for velocity control system of hydraulic cylinder using a new hydraulic transformer. *European Journal of Control*. 2019. Vol. 48. P. 104–114. doi: 10.1016/j.ejcon.2018.11.005
4. Guo Y.-Q., Zha X.-M., Shen Y.-Y., Wang Y.-N., Chen G. Research on PID Position Control of a Hydraulic Servo System Based on Kalman Genetic Optimization. *Actuators*. 2022. Vol. 11, issue 6. P. 162. doi: 10.3390/act11060162
5. Пилявцев В. Г., Котик С. І., Козлов Л. Г. Гідророзподільник для адаптивних гідросистем з електрогідравлічним керуванням. *Матеріали XLIX науково-технічної конференції факультету машинобудування та транспорту*. Вінниця : БНТУ, 2020. URL: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt2020/paper/view/9882> (дата звернення: 25.10.2025).
6. Liu W., Wei J., Hu B. Analysis and Optimization of a Hydraulic-Feedback Proportional Throttlecartridge Valve. *Applied Mechanics and Materials*. 2013. Vol. 481. P. 162–170. doi: 10.4028/www.scientific.net/amm.481.162
7. Губарев О. П., Ганпанцурова О. С., Д'яконова Н. С., Космина А. Ю. Гідропровід з пружно-гідравлічним дозуванням рідини. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2018. No. 17 (1293). С. 25–33.
8. ISO 10770-1:2009. *Hydraulic fluid power – Electrically modulated hydraulic control valves. Part 1: Test methods for electrically modulated hydraulic valves*. Geneva : ISO, 2009. 32 p.
9. Кулініч С. П., Гавриленко О. М. Моделювання роботи гідравлічного приводу з синхронізованими двигунами. *Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС – 2019). Матеріали IX міжнародної науково-практичної конференції*. Т. 1 (14–16 травня 2019 р., Чернігів). Чернігів : ЧНТУ, 2019. С. 230.
10. Huang G. Q., Chen Y., Yu J. Simulation Analysis in Cylinder Hydraulic Synchronous Control System of Main Drive System of Heavy Forging Hydraulic Press. *Advanced Materials Research*. 2013. Vol. 765–767. P. 1899–1902. doi: 10.4028/www.scientific.net/amr.765-767.1899
11. Матвійчук В. А., Веселовська Н. Р., Шаргородський С. А. *Математичне моделювання новітніх технологічних систем*. Вінниця, 2021. 193 с.
12. ISO 5598:2020. *Fluid power systems and components – Vocabulary*. Geneva : ISO, 2020. 56 p.

References (transliterated)

1. Pelevin L. Ye., Mishchuk D. O., Rashkivskyy V. P., Horbatyuk Ye. V., Arzhayev H. O., Krasnikov V. F. *Hidravlika, hidromashyny ta hidropnevmoavtomatyka* [Hydraulics, hydraulic machines and hydropneumatic automation]. Kyiv, KNUBA, 2015. 340 p.
2. Kozlov L. H., Lozinskyy D. O. Modelyuvannya robochych protsesiv v hidropryvodi iz klapanno-zolotnykovym rozpodil'nykom z proporsyynym elektrohidravlichnym upravlinnyam [Design of working processes in hydraulic system with proportional directional control valve with electro-hydraulic control]. *Visnyk Donets'koho universytetu. Seriya A: Pryrodnychi nauky* [Bulletin of Donetsk National University. Series A: Natural Sciences]. 2008, issue 2, pp. 156–161.
3. Shen W., Wang J., Huang H., He J. Fuzzy sliding mode control with state estimation for velocity control system of hydraulic cylinder using a new hydraulic transformer. *European Journal of Control*. 2019, vol. 48, pp. 104–114. doi: 10.1016/j.ejcon.2018.11.005
4. Guo Y.-Q., Zha X.-M., Shen Y.-Y., Wang Y.-N., Chen G. Research on PID Position Control of a Hydraulic Servo System Based on Kalman Genetic Optimization. *Actuators*. 2022, vol. 11, issue 6, p. 162. doi: 10.3390/act11060162
5. Pylyavets' V. H., Kotyk S. I., Kozlov L. H. Hidrorozpodil'nyk dlya adaptivnykh hidrosystem z elektrohidravlichnym keruvannyam [Hydraulic distributor for adaptive hydraulic systems with electrohydraulic control]. *Materialy XLIX nauково-tekhnichnoyi konferentsiyi fakul'tetu mashynobuduвання ta transportu* [Proc. of the XLIX Scientific and Technical Conf. of the Faculty of Mechanical Engineering and Transport]. Vinnytsia, VNTU Publ., 2020. Available at: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all->

- fmt/all-fmt2020/paper/view/9882 (accessed 25.10.2025).
6. Liu W., Wei J., Hu B. Analysis and Optimization of a Hydraulic-Feedback Proportional Throttlecartridge Valve. *Applied Mechanics and Materials*. 2013, vol. 481, pp. 162–170. doi: 10.4028/www.scientific.net/amm.481.162
 7. Hubarev O. P., Hanpanturova O. S., D'yakonova N. S., Kosmyna A. Yu. Hidropryvod z pruzhno-hidravlichnym dozuvannyam ridyny [The hydraulic drive with the elastic-hydraulic dosing of a working fluid]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 17 (1293), pp. 25–33.
 8. ISO 10770-1:2009. *Hydraulic fluid power – Electrically modulated hydraulic control valves. Part 1: Test methods for electrically modulated hydraulic valves*. Geneva, ISO Publ., 2009. 32 p.
 9. Kulinich S. P., Havrylenko O. M. Modelyuvannya roboty hidravlichnoho pryvodu z synkhronizovanyimi dvyhunamy [Modelling the operation of a hydraulic drive with synchronised actuators]. *Kompleksne zabezpechennya yakosti tekhnologichnykh protsesiv ta system (KZYaTPS – 2019). Materialy IX mizhnarodnoyi naukovo-praktychnoyi konferentsiyi. T. 1 (14–16 travnya 2019 r., Chernihiv)* [Comprehensive Quality Assurance of Technological Processes and Systems (CQATPS – 2019). Proc. of the IX Int. Sci.-Pract. Conf. Vol. 1 (14–16 May 2019, Chernihiv)]. Chernihiv, ChNTU Publ., 2019, p. 230.
 10. Huang G. Q., Chen Y., Yu J. Simulation Analysis in Cylinder Hydraulic Synchronous Control System of Main Drive System of Heavy Forging Hydraulic Press. *Advanced Materials Research*. 2013, vol. 765–767, pp. 1899–1902. doi: 10.4028/www.scientific.net/amr.765-767.1899
 11. Matviychuk V. A., Veselov'ska N. R., Sharhorod's'kyi S. A. *Matematychni modelyuvannya novitnikh tekhnologichnykh system* [Mathematical modelling of the latest technological systems]. Vinnytsia, 2021. 193 p.
 12. ISO 5598:2020. *Fluid power systems and components – Vocabulary*. Geneva, ISO Publ., 2020. 56 p.

Надійшла (received) 28.10.2025

Відомості про авторів / About the Authors

Черкашенко Михайло Володимирович (Cherkashenko Mikhaylo) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Позаштатний консультант; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3908-7935>; e-mail: mchertom@gmail.com

Гасюк Олександр Іванович (Hasiuk Oleksandr) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6347-8501>; e-mail: galexom@gmail.com

А. С. РОГОВИЙ, В. Е. ДРАНКОВСЬКИЙ, Д. А. САВЕНКОВ, О. Д. ТИНЬЯНОВ, А. С. АЗАРОВ

ОПТИМІЗАЦІЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА ДЛЯ ОБОРОТНИХ ГІДРОМАШИН МЕТОДОМ ЧИСЛОВОГО МОДЕЛЮВАННЯ

Розглянуто процес проектування та оптимізації робочого колеса відцентрового насоса, що є проміжною стадією проектування оборотної гідромашини гідроакумулюючої електростанції. Потреба підвищення енергоефективності та надійності гідроагрегатів, що працюють у насосному режимі при високих напорах є актуальною задачею. Методика дослідження базується на комплексному застосуванні програмних засобів Ansys: Vista CPD для попереднього проектування, BladeGen для генерації лопатей, TurboGrid для побудови сітки та CFX для числового розрахунку тривимірної течії. На першому етапі отримано базову геометрію робочого колеса та виконано CFD-аналіз, який виявив характерні проблеми: підвищення меридіональної швидкості до 30 м/с у звуженій зоні каналу та різкий перепад тиску на задній кромці лопаті. Це призводило до зростання гідравлічних втрат і підвищення ризику кавітації. На другому етапі проведено модифікацію проточної частини в меридіональній площині шляхом локального розширення каналу, що знизило нерівномірність розподілу швидкості. На третьому етапі оптимізовано профіль лопаті за рахунок зменшення товщини біля задньої кромки та корекції кута входу потоку. Порівняння картин течії та інтегральних показників роботи трьох варіантів показало, що модифікація 2 забезпечує найкращі результати: більш рівномірний розподіл швидкості, стабільніший тиск вздовж лопаті, зменшення вихрових структур та локальних прискорень. Згідно з розрахунками, тиск на виході підвищився з 4,23 до 4,35 МПа, загальний напір – з 588 до 621 м, а ККД – з 0,927 до 0,952. Таким чином, застосований евристичний підхід дозволяє суттєво підвищити енергетичну ефективність робочого колеса та може бути використаний для оптимізації оборотних гідромашин високонапірних ГАЕС.

Ключові слова: відцентровий насос, насосний режим, числове моделювання, течія, ефективність, математичне моделювання.

A. ROGOVYI, V. DRANKOVSKIY, D. SAVENKOV, O. TYNIANOV, A. AZAROV

OPTIMIZATION OF THE IMPELLER OF A CENTRIFUGAL PUMP FOR PUMP-TURBINE HYDROMACHINES USING NUMERICAL MODELING

The article discusses the process of designing and optimizing the impeller of a centrifugal pump, which is an intermediate stage in the design of a reversible hydraulic machine for a pumped storage power plant. The need to improve the energy efficiency and reliability of hydraulic units operating in pump mode at high pressures is a pressing issue. The research methodology is based on the comprehensive use of Ansys software: Vista CPD for preliminary design, BladeGen for blade generation, TurboGrid for mesh generation, and CFX for numerical calculation of three-dimensional flow. At the first stage, the basic geometry of the impeller was obtained and a CFD analysis was performed, which revealed characteristic problems: an increase in meridional velocity to 30 m/s in the narrowed zone of the channel and a sharp pressure drop at the rear edge of the blade. This led to an increase in hydraulic losses and an increased risk of cavitation. At the second stage, the flow part in the meridional plane was modified by locally expanding the channel, which reduced the unevenness of the velocity distribution. At the third stage, the blade profile was optimized by reducing the thickness at the trailing edge and correcting the flow entry angle. A comparison of the flow patterns and integral performance indicators of the three options showed that modification 2 provided the best results: more uniform velocity distribution, more stable pressure along the blade, and a reduction in vortex structures and local accelerations. According to calculations, the outlet pressure increased from 4.23 to 4.35 MPa, the total head from 588 to 621 m, and the efficiency from 0.927 to 0.952. Thus, the heuristic approach used allows for a significant increase in the energy efficiency of the impeller and can be used to optimize the reversible hydraulic machines of high-pressure pumped storage power plants.

Keywords: centrifugal pump, pumping mode, numerical modeling, flow, efficiency, mathematical modeling.

Вступ. Гідроакумулюючі електростанції (ГАЕС) є одним із найефективніших засобів балансування енергосистем, особливо в умовах зростання частки відновлюваних джерел енергії (ВДЕ), які характеризуються непостійністю генерації [1]. Основу таких станцій складають оборотні гідромашини, що працюють у двох режимах: турбіни для виробництва електроенергії у години пікового навантаження та насоса для перекачування води у періоди профіциту енергії [2]. Ефективність їх роботи визначає економічні показники ГАЕС та її роль у забезпеченні стійкості енергосистеми, а підвищення коефіцієнта корисної дії (ККД) агрегатів є одним із ключових напрямів сучасних досліджень [3].

Проблематика оптимізації оборотних машин ускладнюється тим, що гідродинамічні умови в насосному та турбінному режимах значно відрізняються. Це зумовлює компромісність конструктивних рішень і необхідність досягнення прийняттого ККД у широкому діапазоні режимів [4]. Особливої уваги потребують ГАЕС з високими напорами, де втрати енергії через відривні зони,

вихрові структури та неузгодженість потоку між проточною частиною і спіральною камерою можуть суттєво знижувати ефективність [5]. Крім того, підвищені швидкості течії збільшують ризик розвитку кавітаційних явищ, що негативно позначається на довговічності агрегатів [6].

За останні десятиліття сформувався комплекс підходів до вирішення цих завдань. По-перше, удосконалюється геометрія лопатевих систем та елементів проточної частини, що дозволяє мінімізувати локальні втрати [7]. По-друге, активно застосовуються методи комп'ютерної гідродинаміки (CFD), які забезпечують можливість вивчення складних турбулентних структур та оптимізації конструкції на основі чисельних експериментів [8]. По-третє, у дослідженнях дедалі ширше впроваджуються методи глобальної оптимізації, включно з еволюційними алгоритмами та технологіями машинного навчання, які дозволяють знаходити компромісні рішення між ефективністю у насосному й турбінному режимах [9].

Таким чином, дослідження, спрямовані на

підвищення ККД оборотних гідромашин для ГАЕС з високим напором, мають як прикладне значення для підвищення надійності та економічності енергетичних систем, так і фундаментальний характер, оскільки пов'язані з поглибленим вивченням складних гідромеханічних процесів у проточних частинах агрегатів.

Аналіз останніх досліджень. Поєднання методів попереднього проектування та тривимірного чисельного моделювання течії рідини у насосах є найбільш ефективним підходом до створення вискоефективних відцентрових насосів [10]. Vista CPD зазвичай застосовують для швидкої генерації початкових геометричних рішень, які далі уточнюються у процесі параметричної оптимізації із використанням обчислювальної гідродинаміки [11].

В статтях [12–14] зазначено, що основні гідравлічні втрати виникають у зонах високого навантаження біля кореня лопаті, у міжлопатевому просторі та на виході робочого колеса у спіральний відвід. Саме тому зміна геометрії лопаті та перерозподіл меридіональної швидкості дозволяють суттєво зменшити втрати і підвищити коефіцієнт корисної дії.

Однією з проблем підвищення ефективності робочого колеса відцентрового насоса є необхідність одночасної оптимізації за декількома параметрами: за ефективністю, за кавітаційними властивостями та за роботою у позарозрахункових режимах [15; 16]. В останні роки широкого розповсюдження отримали методи параметризації меридіональної кривої та еволюційних алгоритмів. Доведено, що поєднання корекції меридіонального профілю із регулюванням розподілу кутів атаки та товщини лопатей забезпечує кращий результат, ніж зміни лише у площині проєкції [17].

Практичні приклади підтверджують можливість підвищення ефективності на 0,5–3,5 % у випадку насосів-турбін та насосів, що працюють у реверсивному режимі [18]. Окремі проєкти досягають понад 90 % гідравлічного ККД робочого колеса, проте, в якості мети, результат у 95 % належить до найвищого рівня і потребує ретельної оптимізації та верифікації [19; 20]. У літературі наголошується на необхідності підтвердження таких результатів шляхом багатоточкових чисельних розрахунків (для різних режимів роботи) та експериментальних випробувань [21]. Таким чином, підвищення ефективності проєктування відцентрових насосів, насосів-турбін для ГАЕС є актуальною проблемою, вирішення якої потребує ретельного аналізу та комбінації усіх доступних сучасних методів із застосуванням обчислювальної гідродинаміки та методів оптимізації.

Мета. Метою роботи є проєктування та оптимізація робочого колеса відцентрового насоса засобами обчислювальної гідродинаміки.

Результати досліджень. Методика дослідження складалася з наступних етапів: на першому етапі проєктувався відцентровий насос за допомогою програмного забезпечення Ansys Vista CPD [22] з

подальшою генерацією лопатей у Ansys BladeGen, створенням гексагональної сітки у TurboGrid та розрахунком течії у насосі за допомогою Ansys CFX. На другому етапі виконано модифікацію проточної частини у міжлопатевому просторі з метою покращення показників ефективності роботи робочого колеса шляхом удосконалення розподілу меридіональної швидкості. На третьому етапі дослідження виконано модифікацію лопаті робочого колеса та проведено порівняння картин течії в усіх варіантах спроектованих коліс та порівняння інтегральних показників роботи. Всі етапи дослідження проведено на основі чисельного моделювання.

Математична модель [23] включала в себе рівняння Рейнольдса, рівняння нерозривності та рівняння SST-моделі турбулентності [24]. На рис. 1 наведено розрахункову сіткову модель спроектованого робочого колеса та вхідного каналу.

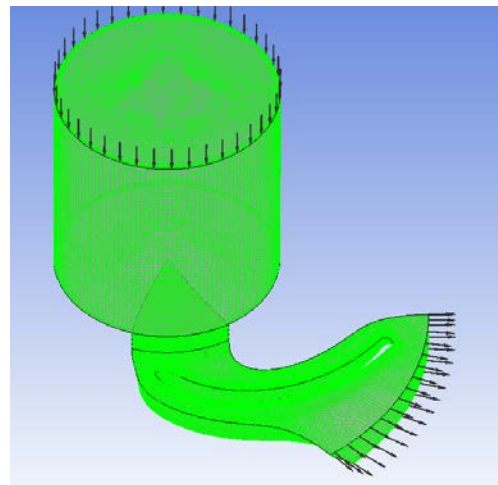


Рис. 1. Розрахункова модель робочого колеса відцентрового насоса з однією лопаттю для використання секторного підходу

Розрахунок здійснено у стаціонарній постановці з наступними граничними умовами: у вхідному перетині задавався загальний тиск величиною 0 Па, у вихідному перетині задавалася масова витрата 39000 кг/с. На твердих стінках – умова прилипання рідини з нульовою швидкістю. На інтерфейсі між сектором робочого колеса ($51,4^\circ$) та вхідною частиною встановлено умову замороженого ротора (Frozen Rotor [25; 26]). Для закінчення розрахунку необхідне було виконання двох умов: зменшення нев'язань рівнянь Рейнольдса та рівняння нерозривності до значень 10^{-5} та забезпечення сталості середнього тиску у вихідному перетині робочого колеса [27; 28].

На рис. 2 наведено результати розрахунку течії у робочому колесі, що пропонується для заданих умов проєктування (частота обертання 500 об/хв.; подача 39 м³/с; густину рідини 1000 кг/м³; напір 528 м; 7 лопатей). Оцінка ефективності робочого колеса окремо без дифузора на виході показала ККД, який дорівнював 91,5 %.

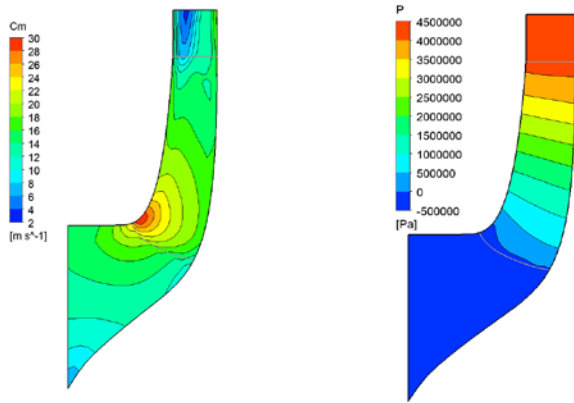


Рис. 2. Результати розрахунку спроектованого насоса в меридіональній площині

На рис. 2 можна спостерігати, що проточна частина різко «стискається» між тисковою стороною однієї лопаті й відсмоктувальною стороною сусідньої. За законом збереження витрати, якщо площа зменшується, то зростає меридіональна швидкість. Відсмоктувальна сторона має більший криволінійний вигин, і потік «прилипає» до неї, створюючи прискорення біля цієї стінки. Цей ефект для лопатевих каналів пояснюється тим, що максимальна швидкість концентрується ближче до відсмоктувальної сторони. Отже, збільшення меридіональної швидкості до 30 м/с є результатом прискорення потоку у звуженому каналі біля відсмоктувальної сторони лопаті. Вона критична тим, що веде до локальних втрат (через зсувні шари й вихороутворення), можливого відриву потоку далі по траєкторії та підвищення ризику кавітації.

Можливим покращенням течії у спроектованому насосі є збільшення площі місцевого перерізу шляхом локального збільшення ширини каналу. Крім того, можна зробити менш різкий вигин стінки на вході в цю ділянку (зменшити радіус кривизни), тобто згладити конфігурацію, щоб потік не «втискався» у відсмоктувальну сторону.

Іншою проблемою, крім збільшення меридіональної швидкості, є різкий перепад тиску на задній кромці лопаті (рис. 3), пов'язаний з кількома причинами: збігання потоків з тискової та відсмоктувальної сторін; вихороутворення і відрив потоку; вплив граничних умов CFD-моделювання; особливості профілю лопаті.

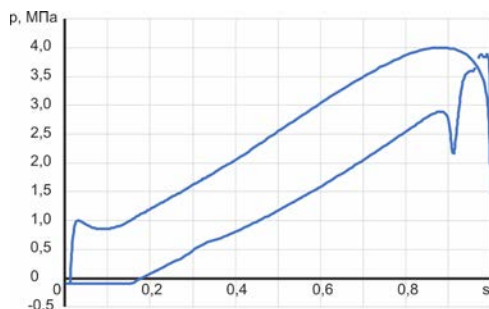


Рис. 3. Розподіл статичного тиску вздовж лопаті на 50 % висоти

Різкий перепад тиску, що спостерігається на рисунку, пояснюється тим, що біля задньої кромки

обидва потоки повинні «зустрітися». Через різний рівень тиску та швидкості на цих поверхнях виникає стрибкоподібне вирівнювання тиску. На виході з каналу між лопатями виникають інтенсивні зсувні шари та турбулентні вихори. Це спричиняє нерівномірність і локальні зниження тиску, які на графіку виглядають як «провали». Крім того, вплив граничних умов недалеко позаду геометрично гострої задньої кромки призводить до різкого стрибка. В реальному потоці він згладжується завдяки в'язкості та турбулентності. Гостра кромка створює локальну сильну дискретизацію потоку та розриви, що можна зменшити заокругленням, що пом'якшує перепад і зменшує відрив.

На рис. 4 наведено прогнозовану характеристику робочого колеса. Спостерігається широка зона оптимальних значень ККД, які перевищують 91 %.

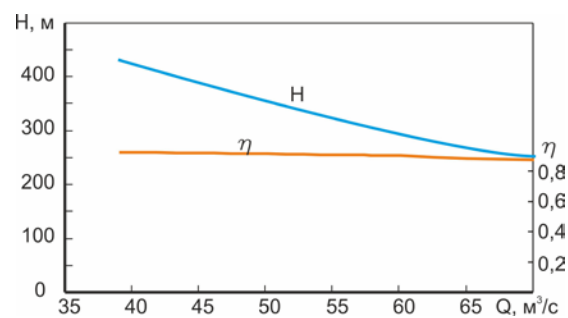


Рис. 4. Прогнозна напорна характеристика та залежність ККД

На рис. 5 наведено зміни, що виконано для покращення ККД у два етапи: на першому етапі змінено проточну частину у меридіональній площині шляхом збільшення площі прохідного перетину, а на другому етапі виконано зміни у профілі лопаті для зменшення перепаду тиску на задній кромці.

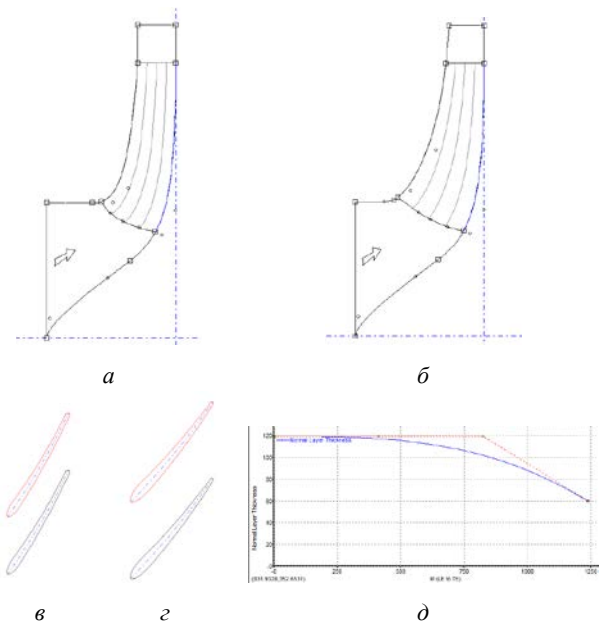


Рис. 5. Зміни геометрії проточної частини для покращення ефективності робочого колеса: а – базова; б – модифікація 1; в – базовий профіль лопаті; г – модифікація 2; д – зміна товщини лопаті

Таким чином, проведено дослідження трьох конструкцій проточної частини і порівняно між собою. Перша конструкція є базовою спроектованою за допомогою Ansys Vista CPD, друга – покращено проточну частину в меридіональній площині, відповідно до рис. 5, б. Третя модифікація – покращено профіль лопаті шляхом зміни товщини її зменшенням біля задньої кромки. В цьому випадку проточна частина в меридіональній площині залишалася тією самою, що й для модифікації 2. Крім того, в третій модифікації, на основі оцінки профіля швидкості біля вхідної кромки, змінено кут входу потоку, що ілюструється рис. 5, г.

На рис. 6 наведено порівняння профілів меридіональної швидкості для трьох модифікацій робочого колеса.

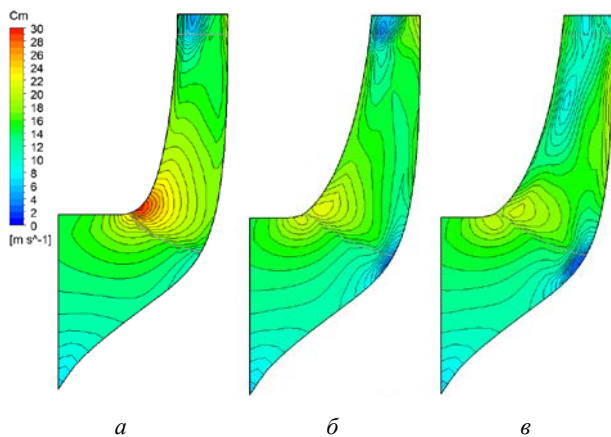


Рис. 6. Розподіл меридіональної швидкості у проточній частині робочого колеса:

а – базова; б – модифікація 1; в – модифікація 2

Для модифікації 1 (рис. 6, б) спостерігається усунення червоної зони та більш рівномірний розподіл швидкості, однак залишаються локальні ділянки підвищеної швидкості біля правої стінки каналу, що свідчить про неповну оптимізацію потоку порівняно з базовим варіантом. Натомість модифікація 2 демонструє найбільш рівномірний розподіл меридіональної швидкості без різких локальних прискорень чи відривів, завдяки чому потік плавно проходить кривину з мінімальними гідравлічними втратами. Це вказує на ефективну оптимізацію геометрії каналу та пояснює можливе підвищення ККД робочого колеса, що робить модифікацію 2 найбільш доцільним рішенням серед розглянутих варіантів.

На рис. 7 наведено розподіл ліній струму в міжлопатевому просторі для трьох варіантів геометрії. У базовому випадку (рис. 7, а) видно значні викривлення траєкторій потоку та наявність зон із підвищеною швидкістю, що свідчить про нерівномірність розподілу й підвищені втрати. Модифікація 1 (рис. 7, б) покращує ситуацію – лінії струму стають більш впорядкованими, однак у вихідній частині каналу все ще помітні локальні прискорення та відхилення потоку. Найбільш сприятлива картина спостерігається у модифікації 2

(рис. 7, в): лінії струму проходять рівномірно вздовж каналу, без різких змін швидкості та вихрових структур, що забезпечує стабільний режим течії та мінімізацію гідравлічних втрат. Таким чином, саме модифікація 2 є найбільш ефективною з точки зору підвищення ККД відцентрового насоса.

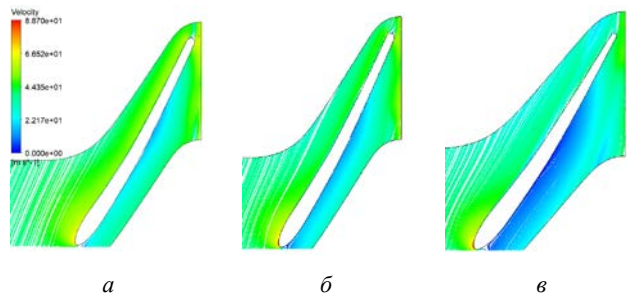


Рис. 7. Розподіл ліній струму у міжлопатевому просторі:

а – базова; б – модифікація 1; в – модифікація 2

На рис. 8 представлено розподіл тиску вздовж лопаті для трьох варіантів геометрії: базової, модифікації 1 та модифікації 2. Базова конфігурація (пунктирна лінія) характеризується нижчими значеннями тиску та помітними коливаннями біля вихідної кромки, що свідчить про суттєві гідравлічні втрати. Модифікація 1 (помаранчева лінія) демонструє більш високий тиск уздовж лопаті, проте поблизу вихідної кромки залишаються різкі перепади, які можуть знижувати ефективність. Найбільш стабільний характер розподілу показує модифікація 2 (чорна лінія): тиск зростає більш плавно, а коливання у вихідній зоні значно зменшені, що свідчить про покращену аеродинаміку лопаті та мінімізацію втрат. Отже, з позиції підвищення ККД робочого колеса відцентрового насоса найефективнішою є саме модифікація 2.

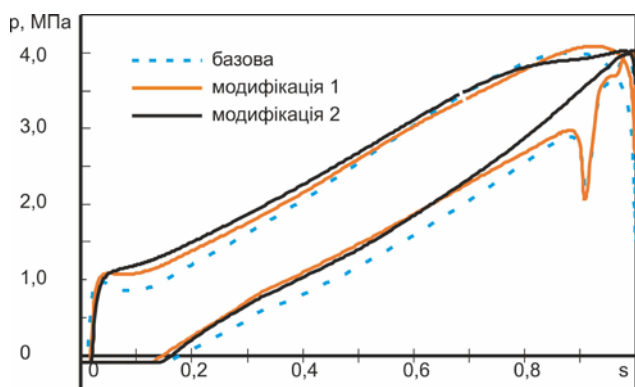


Рис. 8. Розподіл статичного тиску вздовж лопаті на 50 % висоти для трьох конструкцій робочого колеса

В табл. 1 наведено основні інтегральні характеристики роботи робочого колеса трьох конструкцій. Базова геометрія забезпечує тиск 4,23 МПа, напір 588 м та ККД 0,927. Найкращі результати демонструє модифікація 2: тиск підвищується до 4,35 МПа, напір до 621 м, а ККД зростає до 0,952. Це свідчить про суттєве зменшення гідравлічних втрат і підвищення енергетичної ефективності. Отже, серед розглянутих варіантів саме

модифікація 2 є найбільш доцільною для використання у спроектованому насосі з максимальною ефективністю.

Таблиця 1 – Порівняння інтегральних показників роботи трьох робочих коліс в розрахунковій точці $Q = 39 \text{ м}^3/\text{с}$

Робоче колесо	Тиск на виході, МПа	Різниця напорів, м	ККД
Базове	4,23	588	0,927
Модифікація 1	4,27	603	0,929
Модифікація 2	4,35	621	0,952

Результати дослідження підтверджують, що навіть відносно невеликі зміни геометрії проточної частини можуть суттєво вплинути на ефективність роботи відцентрового насоса. Аналіз базової конструкції показав типові проблеми: локальні прискорення біля відсмоктувальної сторони та перепади тиску на задній кромці, які зумовлюють зростання гідравлічних втрат. Модифікація 1 дозволила усунути найбільш критичні зони високої швидкості, однак не забезпечила повної рівномірності потоку. Натомість модифікація 2 продемонструвала комплексний ефект: згладження кривизни каналу та корекція профілю лопаті дали змогу отримати стабільний розподіл швидкості та тиску. Це узгоджується з тенденціями сучасних досліджень, де комбінується параметрична оптимізація та CFD-аналіз для досягнення максимальної ефективності. Варто підкреслити, що підвищення ККД на 2,5 % у випадку гідроагрегатів великої потужності є вагомим результатом, який безпосередньо впливає на економіку експлуатації станції. Обмеженням дослідження є використання стаціонарної постановки та моделі Frozen Rotor, що може не враховувати всі нестационарні ефекти. Подальші дослідження доцільно спрямувати на уточнення результатів за допомогою нестационарних моделей та врахування кавітаційних явищ, що дозволить розширити область застосування отриманих висновків.

Висновки. В роботі на основі чисельного моделювання в Ansys CFX спроектовано та оптимізовано робоче колесо відцентрового насоса, як проміжна стадія проектування оборотної гідромашини у насосному режимі. Виконано порівняння базової геометрії робочого колеса та двох модифікацій, спрямованих на покращення розподілу швидкості й тиску в проточній частині.

1. Виявлено, що базова модель характеризується локальними зонами високої швидкості (до 30 м/с) і різким перепадом тиску на задній кромці, що знижує ККД. Модифікація 1 покращила розподіл меридіональної швидкості, проте зберегла певну нерівномірність потоку.

2. Найбільш ефективною стала модифікація 2, яка забезпечила підвищення тиску на виході до 4,35 МПа, напору до 621 м і зростання ККД до 0,952.

Список літератури

- Xiaolong Y., Huanmao W., Ming L., Chao W. The Pump-turbine Hydraulic Performance Research, Model Test and Operation in

- Yangjiang Pumped Storage Power Station. *Journal of Physics: Conference Series*. 2024. Vol. 2752, no. 1. P. 012074. doi: 10.1088/1742-6596/2752/1/012074
- Резва К. С., Дранковський В. Е., Шевцов В. М., Оспіщева Л. О. Застосування методів математичного моделювання при чисельному дослідженні гідродинамічних характеристик високонапірної оборотної гідромашини. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2020. No. 1. P. 46–52.
- Рябенко О. А., Клюха О. О., Тимошук В. С. Роль ГАЕС в роботі енергосистем. *Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах*. Київ, 2014. № 2. С. 167–170.
- Yang W., Xiao R. Multiobjective optimization design of a pump-turbine impeller based on an inverse design using a combination optimization strategy. *Journal of Fluids Engineering*. 2014. Vol. 136, issue 1. P. 014501. doi: 10.1115/1.4025454
- Shang L., Zhu J., Huang X., Gao S., Wang Z., Liu J. Fluid-Structure Interactions in Pump-Turbines: A Comprehensive Review. *Processes*. 2025. Vol. 13, issue 7. P. 2321. doi: 10.3390/pr13072321
- Kang W., Zhou L., Wang Z. Analysis of flow characteristics and cavitation in the vanes of a reversible pump-turbine in pump mode. *Journal of Energy Storage*. 2023. Vol. 68. P. 107690. doi: 10.1016/j.est.2023.107690
- Rusanov A., Khorev O., Agibalov Y., Bykov Y., Korotaiev P. Numerical and experimental research of radial-axial pump-turbine models with splitters in turbine mode. *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – 2020. ICTM 2020. Lecture Notes in Networks and Systems*. Vol. 188. Cham : Springer, 2020. P. 427–439. doi: 10.1007/978-3-030-66717-7_36
- Rogovyi A., Azarov A., Kukhtenkov Y., Avershyn A., Khovanskyy S. Improving the Performance of a Centrifugal Compressor Through Computer-Aided Design and Optimization of Blade Thickness. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII: Proc. of the 7th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2024*. Vol. 2: Mechanical and Materials Engineering (4–7 June 2024, Pilsen, Czech Republic). Cham : Springer, 2024. P. 324–333. doi: 10.1007/978-3-031-63720-9_28
- Zhang X., Yang Q., Chen Q., Chen R. A data-driven identification of runner flow patterns in a model pump-turbine by machine learning methods. *Journal of Energy Storage*. 2024. Vol. 103. Id. 114245. doi: 10.1016/j.est.2024.114245
- Bostan V., Petco A. Design and optimization of the centrifugal pump impeller for wastewater. *Innovative Manufacturing Engineering and Energy*. 2024. Vol. 46. P. 362–369. doi: 10.21741/9781644903377-47
- Роговий А. С., Дранковський В. Е., Тиньянов О. Д., Азаров А. С. Проектування оборотної гідромашини засобами Ansys та дослідження течії у насосному режимі. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2024. No. 2. P. 73–81. doi: 10.20998/2411-3441.2024.2.11
- Ji Y., Song H., Xue Z., Li Z., Tong M., Li H. A Review of the Efficiency Improvement of Hydraulic Turbines in Energy Recovery. *Processes*. 2023. Vol. 11, issue 6. P. 1815. doi: 10.3390/pr11061815
- Zhao J., Pei J., Yuan J., Wang W. Energy-saving oriented optimization design of the impeller and volute of a multi-stage double-suction centrifugal pump using artificial neural network. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2022. Vol. 16, issue 1. P. 1974–2001. doi: 10.1080/19942060.2022.2127913
- Kondus V., Andrusiak V., Sotnyk M., Polkovnychenko V., Mushtai M. The Influence of the Impeller Inter-blade Channels Roughness on the Energy Parameters of the Submersible Pump. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII: Proc. of the 7th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2024*. Vol. 2: Mechanical and Materials Engineering (4–7 June 2024, Pilsen, Czech Republic). Cham : Springer, 2024. P. 253–270. doi: 10.1007/978-3-031-63720-9_22
- Showkat S., Harmain G. A., Masoodi J. H. Cavitation control in Francis turbines by design optimization across variable operating conditions. *Next Energy*. 2025. Vol. 9. P. 100391. doi: 10.1016/j.nxener.2025.100391
- Wang C., Zhang Y., Liu Z., Yuan Z. Multi-objective optimization of a two-stage liquefied natural gas cryogenic submerged pump-turbine

- in pump mode to reduce flow loss and cavitation. *Journal of Energy Storage*. 2022. Vol. 52. P. 105064. doi: 10.1016/j.est.2022.105064
17. Zhao J., Pei J., Yuan J., Wang W. Energy-saving oriented optimization design of the impeller and volute of a multi-stage double-suction centrifugal pump using artificial neural network. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2022. Vol. 16, issue 1. P. 1974–2001. doi: 10.1080/19942060.2022.2127913
 18. Sen-Chun M., Zhi-Xiao S., Xiao-Hui W., Feng-Xia S., Guang-Tai S. Impeller meridional plane optimization of pump as turbine. *Science progress*. 2020. Vol. 103, issue 1. P. 36850419876542. doi: 10.1177/0036850419876542
 19. Роговий А. С., Азаров А. С., Демчук Р. М. Удосконалення характеристик робочого колеса високонапірного відцентрового компресора проектуванням за допомогою САПР. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2023. No. 1. P. 25–30. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.04
 20. Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., Tynyanova I., Makarov V. Using mathematical modeling for determination the optimal geometric parameters of a pump-turbine water passage. *2020 IEEE 4th International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2020, Istanbul)*. Istanbul, 2020. P. 212–216. doi: 10.1109/IEPS51250.2020.9263139
 21. Li Z., Lu X., Han G., Huang E., Yang C., Zhu J. Numerical and experimental investigation of flow mechanism and application of tandem-impeller for centrifugal compressor. *Aerospace Science and Technology*. 2020. Vol. 100. P. 105819. doi: 10.1016/j.ast.2020.105819
 22. Bisht Y. S., Pandey S. D., Shah S. K., Nautiyal A. P., Rawat P., Ghalwan M. ANSYS-CFX are used to design and analyze the internal flow of centrifugal pump impellers. *AIP Conference Proceedings*. 2023. Vol. 2771, issue 1. Id. 020036. doi: 10.1063/5.0152285
 23. ANSYS, C. R24.1 Help manual. ANSYS Inc. 2024.
 24. Krupa E., Rezvaya K., Makarov V. Parameter Estimation of Hydraulic Equipment of Hydro-Electric Power Station Based on Numerical Simulation of the Spatial Flow. *Conf. Proc. 2021 IEEE 2nd KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek) (13–17 September 2021, Kharkiv, Ukraine)*. Kharkiv, 2021. P. 681–685.
 25. Jin Z., Mao K., Li Z., Li J. A comparison of static and rotordynamic characteristics for three types of impeller front seals in a liquid oxygen turbopump. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2023. Vol. 145, issue 3. P. 031025. doi: 10.1115/1.4055351
 26. Santhi R., Vasanthakumar P. Computational fluid dynamics for turbomachinery technologies with a focus on high-speed rotor blades. *Materials Today: Proceedings*. 2022. Vol. 68. P. 2310–2317. doi: 10.1016/j.matpr.2022.08.555
 27. Calzolari G., Liu W. Deep learning to replace, improve, or aid CFD analysis in built environment applications: A review. *Building and Environment*. 2021. Vol. 206. P. 108315. doi: 10.1016/j.buildenv.2021.108315
 28. Chowdhury I. A. State-of-the-Art CFD Simulation: A Review of Techniques, Validation Methods, and Application Scenarios. *Journal of Recent Trends in Mechanics*. 2024. Vol. 9, issue 2. P. 45–53. doi: 10.46610/JoRTM.2024.v09i02.005
- References (transliterated)**
1. Xiaolong Y., Huanmao W., Ming L., Chao W. The Pump-turbine Hydraulic Performance Research, Model Test and Operation in Yangjiang Pumped Storage Power Station. *Journal of Physics: Conference Series*. 2024, vol. 2752, no. 1, p. 012074. doi: 10.1088/1742-6596/2752/1/012074
 2. Ryzva K. S., Drankovskyy V. E., Shevtsov V. M., Ospishcheva L. O. Zastosuvannya metodiv matematychnoho modelyuvannya pry chysel'nomu doslidzhenni hidrodymichnykh kharakterystyk vysokonapirnoyi oborotnoyi hydromashyny [The application of methods of mathematical modeling for the numerical research of hydrodynamic characteristics of a high-head reversible hydraulic machine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2020, no. 1, pp. 46–52.
 3. Ryabenko O. A., Klyukha O. O., Tymoshchuk V. S. Rol' HAES v roboti enerhosystem [The role of PSP in the operation of power systems]. *Vymiryuval'na ta obchyslyval'na tekhnika v tekhnolohichnykh protsesakh*. Kyiv. 2014, no. 2, pp. 167–170.
 4. Yang W., Xiao R. Multiobjective optimization design of a pump-turbine impeller based on an inverse design using a combination optimization strategy. *Journal of Fluids Engineering*. 2014, vol. 136, issue 1, p. 014501. doi: 10.1115/1.4025454
 5. Shang L., Zhu J., Huang X., Gao S., Wang Z., Liu J. Fluid-Structure Interactions in Pump-Turbines: A Comprehensive Review. *Processes*. 2025, vol. 13, issue 7, p. 2321. doi: 10.3390/pr13072321
 6. Kang W., Zhou L., Wang Z. Analysis of flow characteristics and cavitation in the vanes of a reversible pump-turbine in pump mode. *Journal of Energy Storage*. 2023, vol. 68, p. 107690. doi: 10.1016/j.est.2023.107690
 7. Rusanov A., Khorev O., Agibalov Y., Bykov Y., Korotaiev P. Numerical and experimental research of radial-axial pump-turbine models with splitters in turbine mode. *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – 2020. ICTM 2020. Lecture Notes in Networks and Systems*. Vol. 188. Cham, Springer Publ., 2020, pp. 427–439. doi: 10.1007/978-3-030-66717-7_36
 8. Rogovyi A., Azarov A., Kukhtenkov Y., Avershyn A., Khovanskyy S. Improving the Performance of a Centrifugal Compressor Through Computer-Aided Design and Optimization of Blade Thickness. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII: Proc. of the 7th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2024. Vol. 2: Mechanical and Materials Engineering (4–7 June 2024, Pilsen, Czech Republic)*. Cham, Springer Publ., 2024, pp. 324–333. doi: 10.1007/978-3-031-63720-9_28
 9. Zhang X., Yang Q., Chen Q., Chen R. A data-driven identification of runner flow patterns in a model pump-turbine by machine learning methods. *Journal of Energy Storage*. 2024, vol. 103, id. 114245. doi: 10.1016/j.est.2024.114245
 10. Bostan V., Petco A. Design and optimization of the centrifugal pump impeller for wastewater. *Innovative Manufacturing Engineering and Energy*. 2024, vol. 46, pp. 362–369. doi: 10.21741/9781644903377-47
 11. Rogovyi A. S., Drankovskiy V. E., Tynianov O. D., Azarov A. S. Proyektuvannya oborotnoyi hidromashyny zasobamy Ansys ta doslidzhennya techiyi u nasosnomu rezhymi [Designing a reversible hydraulic machine with Ansys and studying the flow in the pumping mode]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2024, no. 2, pp. 73–81. doi: 10.20998/2411-3441.2024.2.11
 12. Ji Y., Song H., Xue Z., Li Z., Tong M., Li H. A Review of the Efficiency Improvement of Hydraulic Turbines in Energy Recovery. *Processes*. 2023, vol. 11, issue 6, p. 1815. doi: 10.3390/pr11061815
 13. Zhao J., Pei J., Yuan J., Wang W. Energy-saving oriented optimization design of the impeller and volute of a multi-stage double-suction centrifugal pump using artificial neural network. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2022, vol. 16, issue 1, pp. 1974–2001. doi: 10.1080/19942060.2022.2127913
 14. Kondus V., Andrusiak V., Sotnyk M., Polkovnychenko V., Mushtai M. The Influence of the Impeller Inter-blade Channels Roughness on the Energy Parameters of the Submersible Pump. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII: Proc. of the 7th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2024. Vol. 2: Mechanical and Materials Engineering (4–7 June 2024, Pilsen, Czech Republic)*. Cham, Springer Publ., 2024, pp. 253–270. doi: 10.1007/978-3-031-63720-9_22
 15. Showkat S., Harmain G. A., Masoodi J. H. Cavitation control in Francis turbines by design optimization across variable operating conditions. *Next Energy*. 2025, vol. 9, p. 100391. doi: 10.1016/j.nxener.2025.100391
 16. Wang C., Zhang Y., Liu Z., Yuan Z. Multi-objective optimization of a two-stage liquefied natural gas cryogenic submerged pump-turbine in pump mode to reduce flow loss and cavitation. *Journal of Energy Storage*. 2022, vol. 52, p. 105064. doi: 10.1016/j.est.2022.105064
 17. Zhao J., Pei J., Yuan J., Wang W. Energy-saving oriented optimization design of the impeller and volute of a multi-stage double-suction centrifugal pump using artificial neural network. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2022, vol. 16, issue 1, pp. 1974–2001. doi: 10.1080/19942060.2022.2127913
 18. Sen-Chun M., Zhi-Xiao S., Xiao-Hui W., Feng-Xia S., Guang-Tai S. Impeller meridional plane optimization of pump as turbine. *Science progress*. 2020, vol. 103, issue 1, p. 36850419876542. doi: 10.1177/0036850419876542

19. Rogovyi A. S., Azarov A. S., Demchuk R. M. Udostovernennya kharakterystyk robochoho koleasa vysokonapimnogo vidtsentrovoho kompresora proektuvannyam za dopomohoyu SAPR [Improving characteristics of the impeller of a high-pressure centrifugal compressor by designing with the help of CAD]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 25–30. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.04
20. Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., Tynyanova I., Makarov V. Using mathematical modeling for determination the optimal geometric parameters of a pump-turbine water passage. *2020 IEEE 4th International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2020, Istanbul)*. Istanbul, 2020, pp. 212–216. doi: 10.1109/IEPS51250.2020.9263139
21. Li Z., Lu X., Han G., Huang E., Yang C., Zhu J. Numerical and experimental investigation of flow mechanism and application of tandem-impeller for centrifugal compressor. *Aerospace Science and Technology*. 2020, vol. 100, p. 105819. doi: 10.1016/j.ast.2020.105819
22. Bisht Y. S., Pandey S. D., Shah S. K., Nautiyal A. P., Rawat P., Ghalwan M. ANSYS-CFX are used to design and analyze the internal flow of centrifugal pump impellers. *AIP Conference Proceedings*. 2023, vol. 2771, issue 1, id. 020036. doi: 10.1063/5.0152285
23. ANSYS, C. R24.1 Help manual. ANSYS Inc. 2024.
24. Krupa E., Rezvaya K., Makarov V. Parameter Estimation of Hydraulic Equipment of Hydro-Electric Power Station Based on Numerical Simulation of the Spatial Flow. *Conf. Proc. 2021 IEEE 2nd KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek) (13–17 September 2021, Kharkiv, Ukraine)*. Kharkiv, 2021, pp. 681–685.
25. Jin Z., Mao K., Li Z., Li J. A comparison of static and rotordynamic characteristics for three types of impeller front seals in a liquid oxygen turbopump. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2023, vol. 145, issue 3, p. 031025. doi: 10.1115/1.4055351
26. Santhi R., Vasanthakumar P. Computational fluid dynamics for turbomachinery technologies with a focus on high-speed rotor blades. *Materials Today: Proceedings*. 2022, vol. 68, pp. 2310–2317. doi: 10.1016/j.matpr.2022.08.555
27. Calzolari G., Liu W. Deep learning to replace, improve, or aid CFD analysis in built environment applications: A review. *Building and Environment*. 2021, vol. 206, p. 108315. doi: 10.1016/j.buildenv.2021.108315
28. Chowdhury I. A. State-of-the-Art CFD Simulation: A Review of Techniques, Validation Methods, and Application Scenarios. *Journal of Recent Trends in Mechanics*. 2024, vol. 9, issue 2, pp. 45–53. doi: 10.46610/JoRTM.2024.v09i02.005

Надійшло (received) 18.09.2025

Відомості про авторів / About the Authors

Роговий Андрій Сергійович (Rogovyi Andrii) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6057-4845>; e-mail: asrogovoy@ukr.net

Дранковський Віктор Едуардович (Drankovskiy Viktor) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9011-2094>; e-mail: drankovskiy50@ukr.net

Савенков Дмитро Анатолійович (Savenkov Dmytro) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-8654-627X>; e-mail: dmytro.savenkov@gmail.com

Тиньянов Олександр Дмитрович (Tynianov Oleksandr) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0002-7224-7152>; e-mail: oleksandr.tynianov@mit.khpi.edu.ua

Азаров Андрій Сергійович (Azarov Andrii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7119-715X>; e-mail: andrii.azarov@mit.khpi.edu.ua

*К. А. МИРОНОВ, О. В. ДМИТРИЄНКО, С. О. ДЕВЕТЬЯРОВА***КОМПЛЕКСНА ОЦІНКА ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТИПУ ВИСОКОНАПІРНОЇ ГІДРОТУРБИНИ**

Гідрравлічні турбіни використовуються для перетворення енергії поточної води у обертальну механічну енергію. Гідротурбіни експлуатуються за різних умов, тому необхідно враховувати зміни споживаної потужності та умов вхідного потоку. У гідротурбінах з високою питомою швидкістю, робота з частковим навантаженням та кавітаційні умови створюють дуже складні внутрішні структури потоку, які важко точно передбачити, зберігаючи при цьому розумні обчислювальні витрати. Кавітація є проблемою на ГЕС і вона більш помітна у гідротурбінах, що працюють не за проєктними умовами. Ковшова турбіна, гідрравлічний первинний двигун, використовує кінетичну енергію струменів води високого тиску для обертання робочих лопаток, перетворюючи енергію води на механічну енергію. Завдяки своїй простій конструкції та можливості застосування в умовах високого та надвисокого тиску, вона довгі роки є основним обладнанням електростанцій. Радіально-осьові гідротурбіни широко використовуються в усьому світі завдяки своїй адаптивності, високій ефективності та універсальності в широкому діапазоні умов експлуатації. Зважаючи на значне накладання робочих діапазонів радіально-осьових та ковшових гідротурбін (200–800 м), для конкретних проєктів, потрібне проведення комплексної оцінки обґрунтування вибору типу високонапірної гідротурбіни. Проєктування високонапірної радіально-осьової та ковшової гідротурбіни утруднене через складну картину течії потоку в елементах проточної частини. Ерозія осаду суттєво впливає на гідрравлічні механізми, особливо на радіально-осьові гідротурбіни, якщо вони працюють у потоках, завантажених осадом. Це явище відіграє вирішальну роль у зменшенні вироблення енергії та експлуатаційних проблем. Враховуючи, що радіально-осьові гідротурбіни відіграють життєво важливу роль у виробництві гідроенергії та є найбільш широко використовуваними серед гідротурбін, вони повинні витримувати значний вплив ерозії осаду. У цій статті описані відносні переваги агрегатів кожного типу для різних умов та робочих режимів. Крім гідрравлічних параметрів, економічного обґрунтування та довговічності роботи необхідно враховувати чутливість гідротурбін до піщаної ерозії. У статті наводиться огляд типів високонапірних гідротурбін та обґрунтування їх вибору при проєктуванні високонапірної ГЕС. Проведено порівняння активних та реактивних гідротурбін. Розглянуто питання, пов'язані із проєктуванням елементів проточної частини гідротурбіни.

Ключові слова: ККД, ГЕС, радіально-осьова гідротурбіна, ковшова гідротурбіна, робоче колесо, робочий режим.

*К. MYRONOV, O. DMYTRIENKO, S. DEVETIAROVA***COMPREHENSIVE EVALUATION OF THE JUSTIFICATION FOR THE CHOICE OF THE TYPE OF HIGH-HEAD PERFORMANCE HYDROTURBINES**

Hydraulic turbines are used to convert the energy of flowing water into rotational mechanical energy. Hydraulic turbines are operated under different conditions, so changes in power consumption and inlet flow conditions must be taken into account. In high specific speed hydroturbines, part load operation and cavitation conditions create very complex internal flow structures that are difficult to predict accurately while maintaining reasonable computational costs. Cavitation is a problem in hydroelectric power plants and is more noticeable in hydroturbines operating outside of design conditions. Pelton turbine, a hydraulic prime mover, uses the kinetic energy of high-pressure water jets to rotate the rotor blades, converting water energy into mechanical energy. Due to its simple design and the possibility of use in high and ultra-high pressure conditions, it has been the main equipment of power plants for many years. Francis turbine are widely used throughout the world due to their adaptability, high efficiency and versatility in a wide range of operating conditions. Taking into account the significant overlap of the working ranges of Francis and Pelton turbines (200–800 m), for specific projects, a comprehensive assessment of the justification for the choice of the type of high-head hydraulic turbines is required. Designing a high-head Francis and Pelton turbines is difficult due to the complex flow pattern in the flow space elements. Sediment erosion has a significant impact on hydraulic mechanisms, especially Francis turbines, when operating in sediment-laden streams. This phenomenon plays a crucial role in reducing power generation and operational problems. Considering that Francis turbines play a vital role in hydropower generation and are the most widely used hydroturbines, they must withstand significant sediment erosion. This article describes the relative advantages of each type of aggregate for different conditions and operating modes. In addition to hydraulic parameters, economic justification and durability of work, it is necessary to take into account the sensitivity of hydraulic turbines to sand erosion. The article provides an overview of the types of high-head hydraulic turbines and the justification for their choice in the design of high-head hydroelectric power plants. Comparison of active and reactive hydraulic turbines was made. Issues related to designing of elements of flow space of hydraulic turbine are considered.

Keywords: efficiency, HPP, Francis turbine, Pelton turbine, runners, operating mode.

Вступ. У діапазоні напорів від 200 до 800 метрів можуть застосовуватися як активні – ковшові (К), так і реактивні – радіально-осьові (РО) гідротурбіни (ГТ) [1–4]. ГТ, що перетворюють гідрравлічну енергію в механічну в основному за рахунок потенційної енергії потоку, відносяться до класу реактивних (напірноструминних). У даних ГТ тиск води в потоці на вході в робоче колесо (РК) більший, ніж на виході з нього, процес перетворення енергії відбувається при тиску на вході, що перевищує атмосферний тиск. ГТ, що перетворюють гідрравлічну енергію в механічну за рахунок кінетичної енергії потоку, відносяться до класу активних (вільноструминних). У цих ГТ тиск у потоці на вході та виході з РК однаковий, процес перетворення енергії відбувається при тиску на вході, що перевищує атмосферний тиск. Вода підводиться до

РК активних ГТ через сопла, в реактивних – через направляючий апарат.

У роботі будуть розглянуті варіанти вибору типу ГТ за заданими умовами експлуатації.

Основна частина. Порівняємо дані ГТ за техніко-економічними показниками:

1. Спіральна камера РО ГТ має менші габарити, ніж колектор К ГТ для тих самих напорів (рис. 1). Це пов'язано зі зменшенням гідрравлічних втрат, у колекторі К ГТ швидкість потоку значно менше, ніж у спіральній камері РО ГТ, що зумовлює при установці К ГТ збільшення ширини будівлі ГЕС у плані.

2. Збільшення швидкохідності РО ГТ дає можливість підвищити кількість обертів гідроагрегату, що дозволить, при заданих напорах та потужності, знизити вагу та габарити генератора.

© К. А. Миронов, О. В. Дмитрієнко, С. О. Деветьярова, 2025

Якщо коефіцієнт швидкохідності висловити через швидкісні коефіцієнти і геометричні співвідношення РК, то РО ГТ n_s більшою мірою залежить від співвідношення $\frac{D_2}{D_1}$ (відношення діаметра горловини РК до номінального діаметру). Дане співвідношення має бути менше 0,6, так як це призведе до підвищеної втрати енергії в РК через довгі та вузькі лопатеві канали [5; 6]. Тому швидкохідність РО ГТ дорівнює $n_s \geq 80$.

Для К ГТ обмеження n_s дає співвідношення номінального діаметра РК. З літературних джерел відомо, що n_s К ГТ змінюється не більше 50–70 [1; 7; 8].

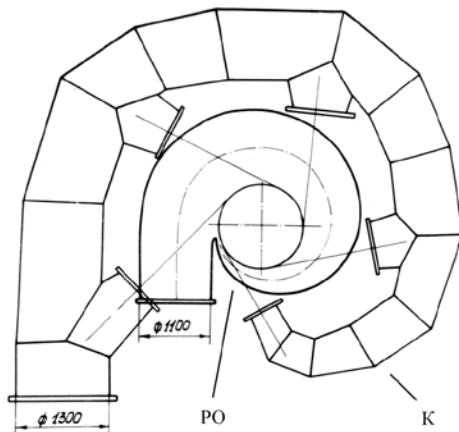


Рис. 1. Порівняння габаритів у плані К та РО ГТ

Зіставляючи К і РО ГТ отримуємо, що частота обертання РО гідроагрегату більше, тобто габарити його менші. Швидкохідність К ГТ:

$$n_s = 3,65 \cdot n'_1 \sqrt{Q'_1 \eta} = K \frac{d_0}{D_1} \sqrt{z_0 \eta} = 576 \cdot \bar{U}_1 \frac{d_0}{D_1} \sqrt{\bar{V}_0 \eta};$$

швидкохідність РО ГТ:

$$n_s = 3,65 \cdot n'_1 \sqrt{Q'_1 \eta} = 576 \cdot \bar{U}_1 \frac{D_2}{D_1} \sqrt{\bar{V}_3 \eta},$$

де K – емпіричний коефіцієнт К ГТ; z_0 – число сопел К ГТ; $\bar{U}_1 = \frac{U_1}{\sqrt{2gH}}$ – швидкісний коефіцієнт окружної швидкості на вхідній кромці РК; $\bar{V}_0 = \frac{V_0}{\sqrt{2gH}}$ – швидкісний коефіцієнт потоку на вході в РК К ГТ; $\bar{V}_3 = \frac{V_3}{\sqrt{2gH}}$ – швидкісний коефіцієнт потоку на вході у відсмоктуючу трубу.

3. При зміні навантаження на гідроагрегат з К ГТ ККД змінюється більш плавно, ніж у РО ГТ, але при великих коливаннях напорів відбувається значне зношування ківшів РК і падіння ККД. Максимальний ККД РО ГТ більше, ніж К ГТ, різниця значень становить від 0,5 % до 1 %, так як К ГТ використовує тільки кінетичну енергію потоку. ГТ різних типів мають різні форми універсальних характеристик (рис. 2, 3). Чим ширша область високого ККД, тим ГТ досконаліша. Для більш швидкохідних ГТ область високих ККД розташована у зоні великих наведених витрат та високих наведених швидкостей обертання.

Характеристика поворотнолопатевої ГТ має широкую зону ККД як за наведеними витратами, так і за швидкістю обертання. У РО ГТ максимальні значення наведених витрат і швидкостей обертання менше, ніж у поворотнолопатевої ГТ. К ГТ мають характеристику сильно витягнуту за витратами і дуже звужену за оборотами. Максимальні значення наведених витрат та швидкостей обертання у цих ГТ найменші. На рис. 4 для порівняння наведені робочі характеристики, тобто залежності ККД від потужності різних типів ГТ: РО (крива 1), пропелерної (2), поворотнолопатевої (3) і К (4). З цього рисунку, а також із розглянутих універсальних характеристик випливає, що найбільш вузьку зону високих ККД мають пропелерні ГТ. Вони зберігають високі значення ККД лише з розрахункової потужності. При зміні потужності ККД пропелерних ГТ різко зменшується, тому робота ГТ пов'язана з великими втратами потужності.

Характеристика поворотнолопатевої ГТ завдяки можливості встановлювати лопаті РК на оптимальний кут має витягнуті в напрямку потужності криві ККД. ГТ цього типу зберігають високі значення ККД у великому діапазоні зміни потужності. Отже, при зміні режимів роботи ГТ з поворотними лопатями мають вищий середньоексплуатаційний ККД і дають велике вироблення електроенергії. Робоча характеристика РО ГТ є в цьому відношенні проміжною між характеристиками пропелерної та поворотнолопатевої ГТ. Значення ККД РО ГТ в оптимумі високі, але вони мають вузьку зону оптимальних ККД, ніж поворотнолопатевої ГТ і мають менші значення коефіцієнта швидкохідності, тобто мають в рівних умовах нижчу частоту обертання і більші розміри РК. К ГТ дозволяють зберегти високе значення ККД за ще більшого діапазону зміни потужності.

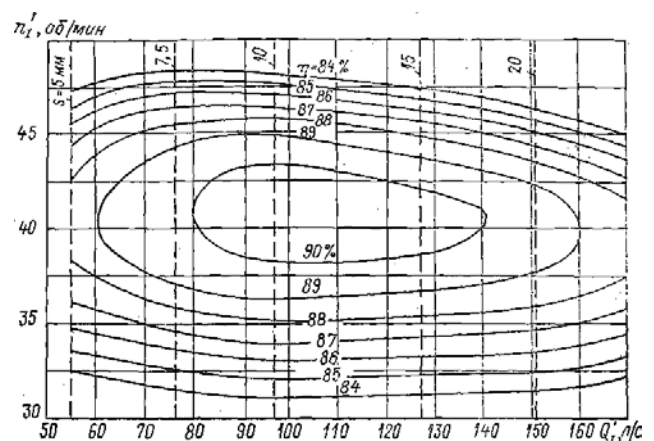


Рис. 2. Універсальна характеристика К ГТ

4. При роботі РО ГТ у режимі синхронного компенсатора необхідно віджимати воду від РК, для К ГТ у віджиманні води немає необхідності.

5. К ГТ простіші у обслуговуванні, але якщо у проточній воді буде великий зміст твердих частинок, то ремонт проточної частини (ПЧ) К ГТ найбільш проблематичний за умов ГЕС, ніж РО ГТ, так як необхідно відновлювати велику кількість елементів ПЧ (голка, сопло, ножі та кромки ківшів РК тощо).

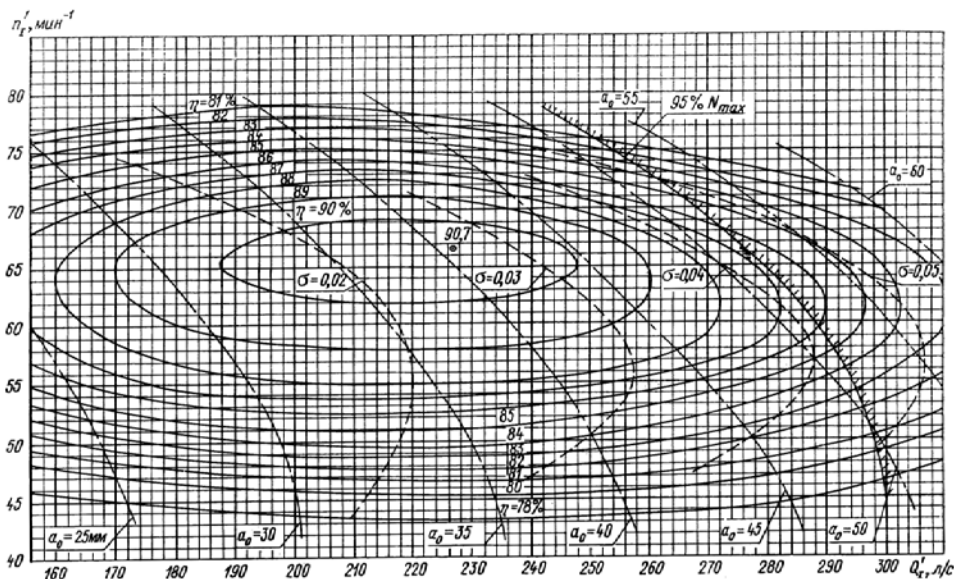
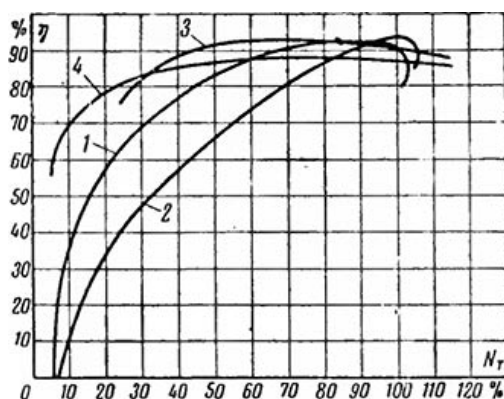


Рис. 3. Універсальна характеристика РО ГТ

Рис. 4. Робочі характеристики ГТ різних типів:
1 – РО ГТ; 2 – пропелерна ГТ; 3 – поворотнлопатева ГТ;
4 – К ГТ

6. Початкові капіталовкладення. Зазвичай, щодо гідравлічного компонування ГТ акцент робиться на ККД і витрати, що призводить до підвищення частоти обертання гідроагрегату і зменшення діаметра РК.

Витрати на будівництво ГТ залежать від конкретної конструкції та принципів виготовлення/вибору постачальників.

На рис. 5 представлена оцінка відносних витрат для РО та К ГТ:

- межа між кращими діапазонами РО і К ГТ збільшується з напором і потужністю;

- для напорів біля 500 м РО ГТ виходять дешевше для великих агрегатів, тоді як К ГТ виходять дешевше для менших агрегатів.

Витрати на генератор, як правило, менші для РО ГТ, так як типове співвідношення $n_{\text{РО}}/n_{\text{К}}$ частота обертання РО ГТ/частота обертання К ГТ) дорівнює, приблизно 2. Однак переваги РО ГТ сходять нанівець при дуже низькій питомій частоті обертання.

Розгінна швидкість при використанні агрегату з К ГТ знаходиться в межах нормального діапазону, але вона досить сильно підвищується при використанні РО ГТ.

Машзали для РО ГТ значно менші, ніж для

агрегатів з К ГТ, але вони повинні будуватися під землею зі значним заглибленням нижче за рівень води нижнього б'єфу. Агрегати з К ГТ вимагають машзал великих розмірів, але вони він робиться у наземному виконанні.

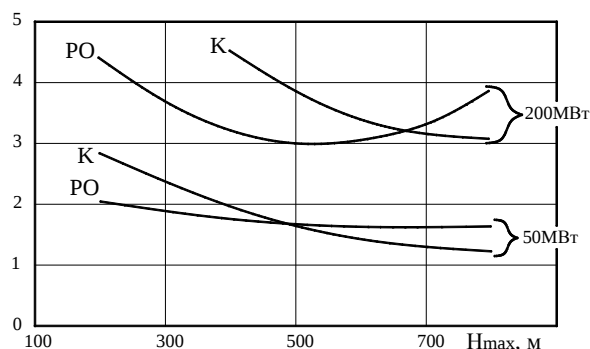


Рис. 5. Порівняння відносних витрат для РО та К ГТ

7. Проблеми під час експлуатації. При дуже низьких навантаженнях агрегати з ГТ працюють більш гладко і безперебійно в порівнянні з РО ГТ.

Для поліпшення плавності і безперебійності роботи агрегатів з РО ГТ досить часто передбачається аерація в у відсмоктуючій трубі, в більшості випадків, з самоусмоктуванням, а іноді – з компресорами.

Агрегатам з багатосопловими К ГТ також потрібна відповідним чином спроектована система самовентиляції корпусу, щоб забезпечити достатній зазор між РК та рівнем нижнього б'єфу.

У агрегатах з К ГТ, як правило, невелика кавітація або вони взагалі з нею не стикаються в діапазоні напорів нижче 800 м. Однак, навіть невелика кавітація вже є згубною для твердого покриття лопатей. Отже, як у конструкції РО, так і К ГТ, обов'язково треба передбачити засоби запобігання комбінованого впливу кавітації та піщаної ерозії.

Для агрегатів з РО ГТ осьове зусилля варіюється в робочому діапазоні і вимагає ретельного розміщення засобів зменшення цих зусиль. У К ГТ таких проблем немає.

8. Чутливість до абразивного зношування (піщаної ерозії). Крім гідравлічних параметрів, економічного обґрунтування та довговічності роботи, на вибір багатьох в чому впливають такі фактори, як, наприклад, чутливість до піщаної ерозії. Останні 30 років стався великий стрибок у розвитку технологій виготовлення як РО, і К ГТ, і тому вибір типу високонапірної ГТ необхідно проводити з урахуванням сучасних умов [9–13].

В агрегатах з РО ГТ від абразивного зносу у воді з високим вмістом солей страждають наступні вузли: напрямні лопатки, торцеві кільця, кришка ГТ, нижні кільця, нерухомі та рухомі кільця лабіринтових ущільнень, лопаті РК, обіддя та маточина.

На ремонт цих частин витрачаються величезні зусилля, включаючи досить тривалий час простою, необхідний для демонтажу і повторного складання. Є можливість нанесення твердого покриття на всі деталі, за винятком невеликих центральних елементів РК.

В агрегатах з К ГТ абразивне зношування зазвичай має місце на соплових кільцях, голках і лопатях РК. Всі ці елементи можуть бути легко демонтовані, відремонтовані та повторно зібрані, і вони доступні для покриття.

Що стосується зниження ККД через абразивне зношування, то РО ГТ дуже чутливі до зазорів в лабіринтових ущільненнях і між напрямними лопатками і кільцями.

У К ГТ втрати ККД, викликані абразивним зносом, залишаються невеликими, поки поверхні будуть шорсткими, і поки зберігається цілісність конструкції сопел і лопатей. Сучасні покриття можуть продовжити термін служби РК К ГТ між двома капітальними ремонтами зазвичай, у три і більше разів.

9. Строк служби. Витрати на РО ГТ протягом терміну їхньої служби вище витрат на К ГТ при використанні води, насиченої кремнієм або сіллю. Раніше термін служби К ГТ був відносно невеликий внаслідок втом, викликані великою кількістю циклів навантаження в агрегатах з багатосопловими К ГТ, оскільки застосовувалися для виготовлення ківшів цільнолиті заготовки. За допомогою сучасних технологій кованих дисків ризик появи тріщин, викликаних дефектами лиття, усувається, і термін служби К ГТ може бути таким самим тривалим, як і термін служби РО ГТ [1; 7; 11].

Для скидання навантаження агрегати з К ГТ мають істотну перевагу, яка полягає в тому, що потік можна відвести від РК за допомогою відбивних заслінок, що дозволяє голкам повільно закриватися з поступовим збільшенням тиску напірного трубопроводу. Для високонапірних РО ГТ час закриття напрямних лопаток і розгінні характеристики зазвичай бувають такими, що відбувається досить швидко підвищення тиску в напірному трубопроводі, і іноді з причин безпеки потрібна навіть установка запобіжного клапана.

Як загальну приблизну оцінку можна зробити висновок, що РО ГТ забезпечує менші початкові інвестиційні витрати в порівнянні з К ГТ, за винятком

випадків з невеликими агрегатами, що працюють в діапазоні високих напорів.

На початкових етапах проектування необхідно узгодити елементи ПЧ ГТ з кінематичних характеристик [14; 15], тобто провести розрахунок кутів потоку, що формуються підвідними елементами ГТ перед входом до РК. Необхідно звертати увагу на: розподіл швидкостей та тисків по профілях лопатки напрямного апарату та лопатей РК, значення коефіцієнта кавітації, а також проводити оцінку втрат енергії. Потім необхідно розрахувати оптимальний режим спроектованої ПЧ, скласти баланс втрат енергії у ній [14–16].

Висновки. 1. З порівняльного аналізу РО і К ГТ випливає, що РО ГТ мають ряд переваг порівняно з К ГТ:

- менші габарити машинного залу;
 - менші габарити та вага гідроагрегату;
 - вищий максимальний і середньоексплуатаційний ККД;
 - можливість використання при високих коливаннях напорів на ГЕС.
2. ПЧ, яка розроблюється, повинна мати:
- високий максимальний ККД 93–96 %;
 - мінімальне значення коефіцієнта кавітації 0,05–0,03;
 - допустиму величину пульсацій тиску.

3. Для випадків з чистою водою і великих водосховищ рішення з РО ГТ зазвичай видається економічно вигіднішим через низькі початкові витрати і більш високий максимальний ККД. У разі високого вмісту кремнію або солі концепція з К ГТ має явну перевагу щодо витрат на весь термін служби. Експлуатаційна гнучкість у поєднанні з високим ККД при часткових навантаженнях та пом'якшеним гідравлічним ударом при скиданні навантаження та розгоні є додатковими перевагами К ГТ.

4. Основний вибір між РО та К ГТ залежить від структури потоку: у великих проєктах ГЕС перевага – РО ГТ, у малих гірських – К ГТ.

Список літератури

1. Souza Z., Filho G. L. T. *Pelton and Crossflow Impulse Hydraulic Turbines*. Cham : Springer, 2025. 509 p. doi: 10.1007/978-3-031-87086-6
2. Hu Z., Cheng Y., Liu D., Chen H., Ji B., Ding J. Broadening the Operating Range of Pump-Turbine to Deep-Part Load by Runner Optimization. *Renewable Energy*. 2023. Vol. 207. P. 73–88. doi: 10.1016/j.renene.2023.03.005
3. Kamal M., Abbas A., Prasad V., Kumar R. A numerical study on the performance characteristics of low head Francis turbine with different turbulence models. *Materials Today: Proceedings*. 2021. Vol. 49. P. 349–353. doi: 10.1016/j.matpr.2021.02.155
4. Laouari A., Ghenaie A. Investigation of steady and unsteady cavitating flows through a small Francis turbine. *Renewable Energy*. 2021. Vol. 172. P. 841–861. doi: 10.1016/j.renene.2021.03.080
5. Du J., Ge Z., Wu H., Shi X., Yuan F., Wei Y., Wang D., Yang X. Study on the effects of runner geometric parameters on the performance of micro Francis turbines used in water supply system of high-rise buildings. *Energy*. 2022. Vol. 256. P. 124616. doi: 10.1016/j.energy.2022.124616
6. Delgado G., Galvan S., Dominguez-Mota F., Garcia J. C., Valencia E. Reconstruction methodology of a Francis runner blade using numerical tools. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2020. Vol. 34. P. 1237–1247. doi: 10.1007/s12206-020-0222-4

7. Adhikari N., Pandeya A., Subedi A., Subedi N. Design of Pelton Turbine and Bucket Surface using Non-Uniform Rational Basis Spline and its Analysis with Computational Fluid Dynamics. *Journal of the Institute of Engineering*. 2021. Vol. 16, no. 1. P. 41–50. doi: 10.3126/jie.v16i1.36534
8. Khechekhoucha A., Siqueira A. M. O., Campos J. C. C., Messoudi M. M., Santos R. A. Design, Implementation, and Analysis of a Local Pelton Turbine. *International Journal of Energetica*. 2024. Vol. 9, no. 1. P. 45–52. doi: 10.47238/ijeca.v9i1.249
9. Umar B. M., Wang Z., Chitrakar S., Thapa B., Huang X., Poudel R., Karna A. Experimental Erosion Flow Pattern Study of Pelton Runner Buckets Using a Non-Recirculating Test Rig. *Energies*. 2024. Vol. 17, issue 16. P. 4006. doi: 10.3390/en17164006
10. Wang J.; Song X.; Wang J.; Wang Z. Study on the Complex Erosion Characteristics and Specific Influencing Factor Mechanism in a Francis Hydraulic Turbine. *Water*. 2025. Vol 17, issue 8. P. 1234. doi: 10.3390/w17081234
11. Li C., Shen P., Pan J., Huang F., Guo P. Analysis of Erosion Characteristics of Pelton Turbine Based on Cavitation Effect. *Journal of Engineering Thermophysics*. 2025. Vol. 46, issue 7. P. 2191–2198.
12. Iliev I., Tengs E. O., Trivedi C., Dahlhaug O. G. Optimization of Francis turbines for variable speed operation using surrogate modeling approach. *Journal of Fluids Engineering*. 2020. Vol. 142, issue 10. P. 101214. doi: 10.1115/1.4047675
13. Shrestha K., Bijukchhe P. L., Neopane H. P., Chitrakar S., Thapa B. Design and Performance study of Francis turbine for high head applications. *Journal of Physics Conference Series*. 2025. Vol. 2854. P. 012086. doi: 10.1088/1742-6596/2854/1/012086
14. Myronov K., Dmytrienko O., Basova Y., Rezvaya K., Vorontsov S. Improving the Energy Performance of a High-Head Francis Turbine. *Int. Conf. on Reliable Systems Engineering, ICoRSE 2023*. Vol. 762 (7–8 September 2023, Bucharest, Romania). *Lecture Notes in Networks and Systems*. Cham : Springer, 2023. P. 66–77.
15. Дранковський В. Е., Миронов К. А., Тиньянова І. І., Рєзва К. С., Крупа Є. С., Кухтенков Ю. М. *Математичне моделювання робочого процесу гідромашин: монографія*. Харків : НТУ «ХПІ», 2022. 406 с.
16. Миронов К. А., Дмитрієнко О. В., Миронов В. К. Вплив геометричних параметрів робочого колеса на енергетичні показники радіально-осьової гідротурбіни. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2021. No. 2. P. 64–72.
5. Du J., Ge Z., Wu H., Shi X., Yuan F., Wei Y., Wang D., Yang X. Study on the effects of runner geometric parameters on the performance of micro Francis turbines used in water supply system of high-rise buildings. *Energy*. 2022, vol. 256, p. 124616. doi: 10.1016/j.energy.2022.124616
6. Delgado G., Galvan S., Dominguez-Mota F., Garcia J. C., Valencia E. Reconstruction methodology of a Francis runner blade using numerical tools. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2020, vol. 34, pp. 1237–1247. doi: 10.1007/s12206-020-0222-4
7. Adhikari N., Pandeya A., Subedi A., Subedi N. Design of Pelton Turbine and Bucket Surface using Non-Uniform Rational Basis Spline and its Analysis with Computational Fluid Dynamics. *Journal of the Institute of Engineering*. 2021, vol. 16, no. 1, pp. 41–50. doi: 10.3126/jie.v16i1.36534
8. Khechekhoucha A., Siqueira A. M. O., Campos J. C. C., Messoudi M. M., Santos R. A. Design, Implementation, and Analysis of a Local Pelton Turbine. *International Journal of Energetica*. 2024, vol. 9, no. 1, pp. 45–52. doi: 10.47238/ijeca.v9i1.249
9. Umar B. M., Wang Z., Chitrakar S., Thapa B., Huang X., Poudel R., Karna A. Experimental Erosion Flow Pattern Study of Pelton Runner Buckets Using a Non-Recirculating Test Rig. *Energies*. 2024, vol. 17, issue 16, p. 4006. doi: 10.3390/en17164006
10. Wang J.; Song X.; Wang J.; Wang Z. Study on the Complex Erosion Characteristics and Specific Influencing Factor Mechanism in a Francis Hydraulic Turbine. *Water*. 2025, vol 17, issue 8, p. 1234. doi: 10.3390/w17081234
11. Li C., Shen P., Pan J., Huang F., Guo P. Analysis of Erosion Characteristics of Pelton Turbine Based on Cavitation Effect. *Journal of Engineering Thermophysics*. 2025, vol. 46, issue 7, pp. 2191–2198.
12. Iliev I., Tengs E. O., Trivedi C., Dahlhaug O. G. Optimization of Francis turbines for variable speed operation using surrogate modeling approach. *Journal of Fluids Engineering*. 2020, vol. 142, issue 10, p. 101214. doi: 10.1115/1.4047675
13. Shrestha K., Bijukchhe P. L., Neopane H. P., Chitrakar S., Thapa B. Design and Performance study of Francis turbine for high head applications. *Journal of Physics Conference Series*. 2025, vol. 2854, p. 012086. doi: 10.1088/1742-6596/2854/1/012086
14. Myronov K., Dmytrienko O., Basova Y., Rezvaya K., Vorontsov S. Improving the Energy Performance of a High-Head Francis Turbine. *Int. Conf. on Reliable Systems Engineering, ICoRSE 2023*. Vol. 762 (7–8 September 2023, Bucharest, Romania). *Lecture Notes in Networks and Systems*. Cham, Springer Publ., 2023, pp. 66–77.
15. Drankovskyy V. E., Myronov K. A., Tyn'yanova I. I., Ryzva K. S., Krupa Ye. S., Kukhtenkov Yu. M. *Matematychnye modelyuvannya robochoho protsesu hidromashyn: monohrafiya* [Mathematical modelling of the hydraulic machine workflow]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022. 406 p.
16. Myronov K. A., Dmytrienko O. V., Myronov V. K. Vplyv heometrychnykh parametriv robochoho kola na enerhetychni pokaznyky radial'no-os'ovoyi hidroturbiny [Influence of geometrical parameters the runner on energy performance a francis turbine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2021, no. 2, pp. 64–72.

References (transliterated)

1. Souza Z., Filho G. L. T. *Pelton and Crossflow Impulse Hydraulic Turbines*. Cham, Springer Publ., 2025. 509 p. doi: 10.1007/978-3-031-87086-6
2. Hu Z., Cheng Y., Liu D., Chen H., Ji B., Ding J. Broadening the Operating Range of Pump-Turbine to Deep-Part Load by Runner Optimization. *Renewable Energy*. 2023, vol. 207, pp. 73–88. doi: 10.1016/j.renene.2023.03.005
3. Kamal M., Abbas A., Prasad V., Kumar R. A numerical study on the performance characteristics of low head Francis turbine with different turbulence models. *Materials Today: Proceedings*. 2021, vol. 49, pp. 349–353. doi: 10.1016/j.matpr.2021.02.155
4. Laouari A., Ghenaie A. Investigation of steady and unsteady cavitating flows through a small Francis turbine. *Renewable Energy*. 2021, vol. 172, pp. 841–861. doi: 10.1016/j.renene.2021.03.080

Надійшла (received) 04.11.2025

Відомості про авторів / About the Authors

Миронов Костянтин Анатолійович (Myronov Kostiantyn) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», заступник директора ННІ МІТ; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6034-410X>; e-mail: konst.mironov@gmail.com

Дмитрієнко Ольга Вячеславівна (Dmytrienko Olha) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3510-2176>; e-mail: olha.dmytrienko@khp.edu.ua

Деветярова Софія Олександрівна (Devetiarova Sofiia) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студентка кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; e-mail: sofiia.devetiarova@mit.khpi.edu.ua

V. KONDUS, A. ZHUKOV, M. MUSHTAI, V. ANDRUSIAK

SUSTAINING THE SELF-CLEANING EFFECT OF A TORQUE-FLOW PUMP IN OFF-OPTIMAL MODES

This paper presents the results of a study of a torque-flow pump with a non-uniform blade system, whose design feature is the presence of expanded inter-blade channels that provide conditions for a self-cleaning effect. Unlike previous works, which confirmed the efficiency of this effect only at the optimal flow rate, this research analyzes the pump performance at off-optimal modes within the operating range – $0.8Q_{\text{opt}}$ ($100 \text{ m}^3/\text{h}$) and $1.2Q_{\text{opt}}$ ($150 \text{ m}^3/\text{h}$). Numerical simulations were carried out in ANSYS CFX using three-dimensional geometric models and unstructured computational grids. For each operating point, the complete hydraulic characteristics (head and efficiency) were determined, and the distributions of pressure and velocity in the inter-blade channels were analyzed. It was shown that, even under deviations from the optimal flow rate, the energy performance of the pump with a non-uniform blade system differs from the standard design by no more than 2.5 m in head and 1 % in efficiency. The most important result is the confirmation of the stability of the self-cleaning effect within the operating zone. An asymmetry of pressure distribution and local pulsations were detected in the inter-blade channels, which contribute to the removal of fibrous inclusions from the blade surfaces. It was found that at increased flow rates the intensity of pulsations grows, while at reduced flow rates they remain regular and ensure stable cleaning. Thus, the pump with a non-uniform blade system demonstrates a combination of acceptable energy performance and stable self-cleaning capability throughout the operating zone, which makes it promising for application in wastewater systems and industrial processes where reliability and durability are of critical importance.

Keywords: torque-flow pump; self-cleaning; CFD; ANSYS CFX; operating zone; off-optimal modes.

В. Ю. КОНДУСЬ, А. М. ЖУКОВ, М. В. МУШТАЙ, В. О. АНДРУСЯК

ЗБЕРЕЖЕННЯ САМООЧИЩУЮЧОГО ЕФЕКТУ У ВІЛЬНОВИХРОВОМУ НАСОСІ НА ПОЗАОПТИМАЛЬНИХ РЕЖИМАХ РОБОЧОЇ ЗОНИ

Представлено результати дослідження вільновихрового насоса з нерівномірною лопатевою системою, конструктивною особливістю якого є наявність розширених міжлопатевих каналів, що створюють умови для прояву самоочищуючого ефекту. На відміну від попередніх робіт, де було підтверджено дієвість цього ефекту у точці оптимальної подачі, у даному дослідженні проаналізовано поведінку насоса на позаоптимальних режимах робочої зони – $0.8Q_{\text{опт}}$ ($100 \text{ м}^3/\text{год}$) та $1.2Q_{\text{опт}}$ ($150 \text{ м}^3/\text{год}$). Чисельне моделювання виконано у середовищі ANSYS CFX із використанням тривимірних геометричних моделей та неструктурованих розрахункових сіток. Для кожного режиму визначено повні гідравлічні характеристики (напір та коефіцієнт корисної дії), а також проаналізовано розподіл тиску й швидкості у міжлопатевих каналах. Показано, що навіть за відхилення від оптимальної подачі енергетичні показники насоса з нерівномірною лопатевою системою відрізняються від стандартної конструкції не більше ніж на 2,5 м за напором і 1 % за ККД. Найважливішим результатом є підтвердження стійкості самоочищуючого ефекту в робочій зоні. У міжлопатевих каналах фіксується асиметрія розподілу тиску та локальні пульсації, які сприяють зсуву волокнистих включень із поверхні лопатей. Виявлено, що при підвищеній подачі інтенсивність пульсацій зростає, тоді як при зниженій подачі вони зберігають регулярність і забезпечують стабільне очищення. Таким чином, насос із нерівномірною лопатевою системою демонструє поєднання прийнятних енергетичних показників та здатності до самоочищення у всій робочій зоні, що робить його перспективним для застосування у системах водовідведення та промислових процесах, де надійність і довговічність обладнання мають вирішальне значення.

Ключові слова: вільновихровий насос; самоочищення; CFD; ANSYS CFX; робоча зона; позаоптимальні режими.

Introduction. One of the main problems in the operation of torque-flow pumps is the rapid decrease in reliability while operating with fibrous and contaminated liquids [1]. Under such conditions, even a small accumulation of deposits on the impeller blades leads to a drop in head, a decrease in efficiency, and an increased risk of emergency failures [2]. Traditional maintenance measures and mechanical cleaning reduce this risk but are associated with additional time and resource costs [3]. Therefore, one of the key directions in the development of modern pumps is the creation of design solutions that ensure their ability to self-clean directly during the operating process [5].

In previous studies by the authors, it was proved that the use of an impeller with a non-uniform blade system in torque-flow pumps (Fig. 1) makes it possible to achieve this effect at the best efficiency point (BEP) [6]. It was shown that the asymmetry of the inter-blade channels generates pressure and velocity pulsations, which contribute to the removal of fibers from the blade surfaces. This opens up the possibility of significantly increasing pump reliability under difficult operating conditions [7].

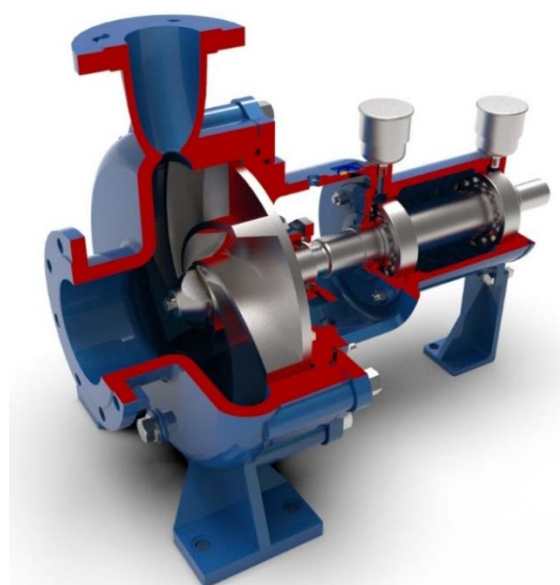


Fig. 1. Structural design of a torque-flow pump

At the same time, for practical applications it is important to confirm that the self-cleaning mechanism is

not limited only to the BEP, but is also maintained when operating over a wider flow rate range [8]. The operating range, where the flow varies within $\pm 20\%$ of the BEP, is typical for most pumping systems. Operation under these conditions determines the actual efficiency and durability of the equipment; therefore, studying the pump behavior at $0.8Q_{BEP}$ and $1.2Q_{BEP}$ is of particular importance [9].

Thus, this study aims to confirm the sustainability of the self-cleaning effect in a torque-flow pump with a non-uniform blade system within the operating range. This allows not only to evaluate the stability of hydraulic characteristics beyond the BEP but also to verify the suitability of the design for long-term operation with liquids containing fibrous inclusions.

Literature review. Torque-flow pumps are traditionally used for pumping liquids with suspended, fibrous, and abrasive inclusions. Typical examples include suspensions, syrups, and liquids with household waste (wet wipes, hygiene products, etc.) [10]. Operation with such liquids creates a chronic problem of clogging in the flowing part and, as a consequence, the degradation of performance indicators, primarily energy efficiency. Therefore, effective self-cleaning mechanisms are required to ensure stable operation during the operating process, rather than only during maintenance downtime [11]. This need has been clearly formulated in recent studies, which emphasize that ensuring self-removal of contaminants is a prerequisite for maintaining head, efficiency, and cavitation resistance of pumps of this type [12].

The operating process in torque-flow pumps is twofold: a blade operating process, typical for dynamic pumps, and a vortex operating process with the formation of a toroidal vortex in the free chamber [13]. Energy is transferred both directly, through the interaction of the operating fluid with the impeller blades, and indirectly, through the vortex structure. This makes the hydrodynamics of the flowing part more complex compared to centrifugal machines and requires special approaches to design and operation [14].

Improving the energy efficiency of torque-flow pumps in the literature is mainly associated with modifications to the impeller and elements of the flowing part [15]. In particular, replacing radial blades with curvilinear ones makes it possible to increase pump efficiency by approximately 3–5 % [16], without the risk of inducing cavitation at the inlet [17]. For pumps of this type, a reduced need for separate anti-cavitation devices compared to centrifugal units has also been noted [18]. Other approaches include extending part of the blades into the free chamber and adding winglets on the blade edges [19]. Such solutions stabilize the flow before and after the pump and reduce additional hydraulic losses due to vortex formation [20], although alternative designs of deflector devices may complicate manufacturing and increase the final cost [21].

A key scientific shift in recent years has been the transition from purely "geometric" improvements to functional self-cleaning mechanisms that deliberately exploit the natural non-uniformity of pressure and velocity in the inter-blade channels [6]. Unlike the idealized Euler

scheme with a uniform distribution of relative velocity, the real flow in the inter-blade channels is significantly non-uniform: the relative velocity is higher near the back side of the blade, while the pressure is higher near the working side [22]. For torque-flow pumps, where the outflow from the channels occurs mainly in the axial direction, this non-uniformity cannot be neglected [23]. Uniform blade spacing results in a cyclic but ultimately more "stable" pressure distribution in the free chamber, whereas a non-uniform pitch (channels doubled in angular coverage) generates significant pulsations of absolute pressure at the channel outlets (Fig. 2). As a result, the self-cleaning mechanism is realized as an operational property rather than a side effect.

The authors' previous research [6] experimentally and numerically demonstrated the effectiveness of this approach at the best efficiency point (BEP), showing that the amplitude of pulsations in the expanded channels with non-uniform blade spacing can exceed those of a "uniform" impeller by more than two times, thus creating the prerequisites for stable self-cleaning when operating with contaminated fluids. At the same time, the existing body of publications pays insufficient attention to the long-term reliability and energy efficiency of torque-flow pumps specifically within the operating range beyond the BEP, where in practice the transport of multiphase fluids with unpredictable content of solid and fibrous inclusions most often occurs. This research gap – verifying and ensuring the stability of self-cleaning under deviations from the BEP – defines the relevance of our study.

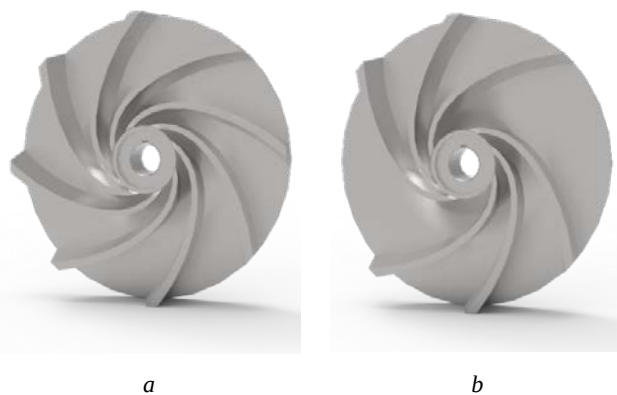


Fig. 2. Torque-flow pump impellers:
a – with uniform; b – with non-uniform blade spacing

Finally, it is worth noting the widespread use of numerical simulation (ANSYS CFX) as a tool for rapid hypothesis testing and cost reduction at the design stage. This approach demonstrates reliable convergence with the results of bench hydraulic tests and has become an established practice for hydrodynamic problems of pumps of this type [24; 25]. Therefore, further verification of off-optimal modes of the operating range in this paper is based on CFD analysis, with an emphasis on pressure/velocity distributions and pulsation indicators [26], which are directly related to the self-cleaning mechanism.

Aim and objectives of the research. The aim of this research is to verify and confirm the stability of the self-cleaning effect in a torque-flow pump with a non-uniform

blade system at operating range modes deviating from the best efficiency point ($0.8Q_{BEP}$ and $1.2Q_{BEP}$), as well as to provide a quantitative assessment of the impact of this design solution on the hydraulic characteristics of the pump.

To achieve this aim, the following objectives were formulated:

- to perform CFD simulations of the pump operation in the flow range of 100–150 m³/h for both the standard and modified impellers;
- to determine the complete hydraulic characteristics (head and efficiency) and evaluate their changes compared to the best efficiency point (BEP);
- to analyze the flow structure in the inter-blade channels and in the free chamber, with particular attention to the asymmetry of pressure and velocity;
- to identify the presence of pulsation phenomena that create conditions for fiber detachment from the blade surfaces and ensure self-cleaning;
- to formulate generalized conclusions regarding the efficiency of the non-uniform blade system within the operating range and its potential for practical application.

Research Methodology. The analysis of the torque-flow pump operation was carried out using computer simulation methods [27]. Two impeller configurations were considered: the standard design and a modified version with omitted blades, which create asymmetric inter-blade channels and provide conditions for self-cleaning.

The geometric models were created in SolidWorks and calculated in the ANSYS CFX software package [28]. To correctly reproduce the hydrodynamics, an unstructured computational grid with local refinement near the walls and within the inter-blade channels was applied. The total number of elements was about 1.5 million, which ensured an acceptable balance between accuracy and computational time.

Water at a temperature of 20 °C was used as the operating fluid. The flow was modeled in a turbulent regime using the $k-\epsilon$ turbulence model, which has proven effective for pumps of this type [29]. The calculations were performed until convergence of the main parameters (head, power, efficiency) was achieved, with a relative error not exceeding 0.05.

The study was conducted for three characteristic modes: $0.8Q_{BEP}$ (100 m³/h), Q_{BEP} (125 m³/h), and $1.2Q_{BEP}$ (150 m³/h). For each mode, the hydraulic characteristics and flow patterns in the inter-blade channels were determined, which made it possible to evaluate the manifestation and stability of the self-cleaning effect within the operating range of the pump [30].

Results. The numerical research of the torque-flow pump with a non-uniform blade arrangement confirms the preservation of operability and the self-cleaning effect within the operating range under deviations from the best

efficiency point (BEP) (see Table 1).

In particular, at $0.8Q_{BEP}$ (100 m³/h), the total head of the pump with omitted blades is 65.46 m, while for the standard pump it is 65.87 m. Thus, the difference is only 0.41 m, which can be considered practically negligible. The overall efficiency of both designs at this mode is identical and equals 38.3 %, indicating full correspondence in energy performance. These results lead to the conclusion that introducing asymmetry into the blade system does not cause deterioration of pump characteristics when operating at reduced flow rates.

At the decreased flow rate ($0.8Q_{BEP} = 100$ m³/h), some difference was observed. The total head of the pump with the self-cleaning mechanism was 65.44 m compared to 65.87 m for the standard design, which corresponds to a decrease of about 0.41 m. The efficiency in both cases confirms the absence of additional losses associated with the asymmetry of the inter-blade channels. Nevertheless, this difference is fully acceptable for practical operation, since the pump maintains stable performance and does not exceed the limits of operational characteristics.

At the best efficiency point ($Q_{BEP} = 125$ m³/h), which is traditionally considered the most favorable for hydraulic machines, the results also confirm the effectiveness of the self-cleaning mechanism. The total head of the pump with the non-uniform blade system is 59.44 m, while for the standard impeller it is 60.83 m. Thus, the difference of 1.39 m is moderate and remains within acceptable deviations for practical application. The efficiency in this case is 39.8 % for the impeller with omitted blades and 40.5 % for the standard one, indicating only a 0.7 % reduction in performance.

At the increased flow rate ($1.2Q_{BEP} = 150$ m³/h), the general trend is maintained. The total head of the pump with omitted blades is 59.75 m, which is 2.25 m lower than the standard design (62.0 m). The overall efficiency at this mode is 38.7 % compared to 39.1 % for the standard impeller. The difference of 0.4 % indicates a moderate increase in hydraulic losses, which, however, is not decisive for technical efficiency.

Importantly, even at higher flow rates, the pump with the non-uniform blade arrangement maintains characteristics close to those of the standard analogue, confirming the operability of this design solution throughout the operating range.

In addition to quantitative indicators, a detailed analysis of flow patterns in the inter-blade channels of the studied impellers was carried out. For the $0.8Q_{BEP}$ mode, the appearance of local flow separation zones in the expanded channels (Figs. 3–5) is characteristic. They are accompanied by a decrease in velocity in the central part of the channel and an increase near the operating side of the blade. This leads to the formation of pulsations that act on the blade surface and promote the detachment of fibrous inclusions.

Table 1 – Results of simulation of the torque-flow pump with a standard impeller (traditional design) and a self-cleaning impeller (with omitted blades)

Operating range, $Q = kQ_{BEP}$	Standard pump		Self-cleaning pump		Difference	
	Head, m	Efficiency, %	Head, m	Efficiency, %	Head, m	Efficiency, %
$0.8Q_{BEP}$ (100 m ³ /h)	65.87	38.3	65.46	38.3	0.41	0
Q_{BEP} (125 m ³ /h)	60.83	40.5	59.44	39.8	1.39	0.7
$1.2Q_{BEP}$ (150 m ³ /h)	62.00	39.1	59.75	38.7	2.25	0.4

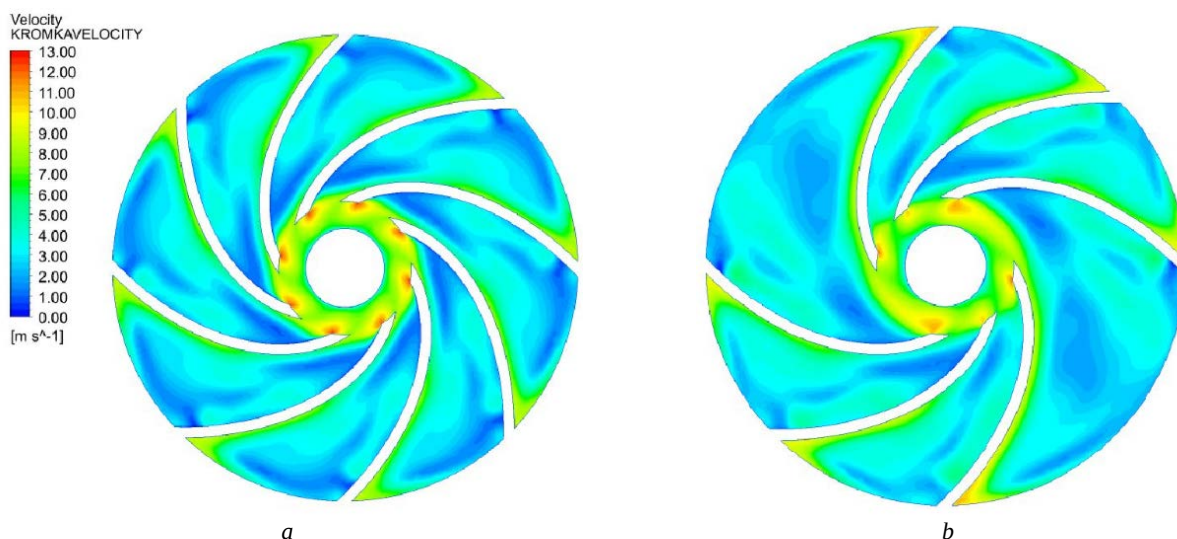


Fig. 3. Distribution of relative velocity near the impeller edge (operating mode $Q = 0.8Q_{BEP}$):
a – standard impeller; *b* – impeller with self-cleaning effect

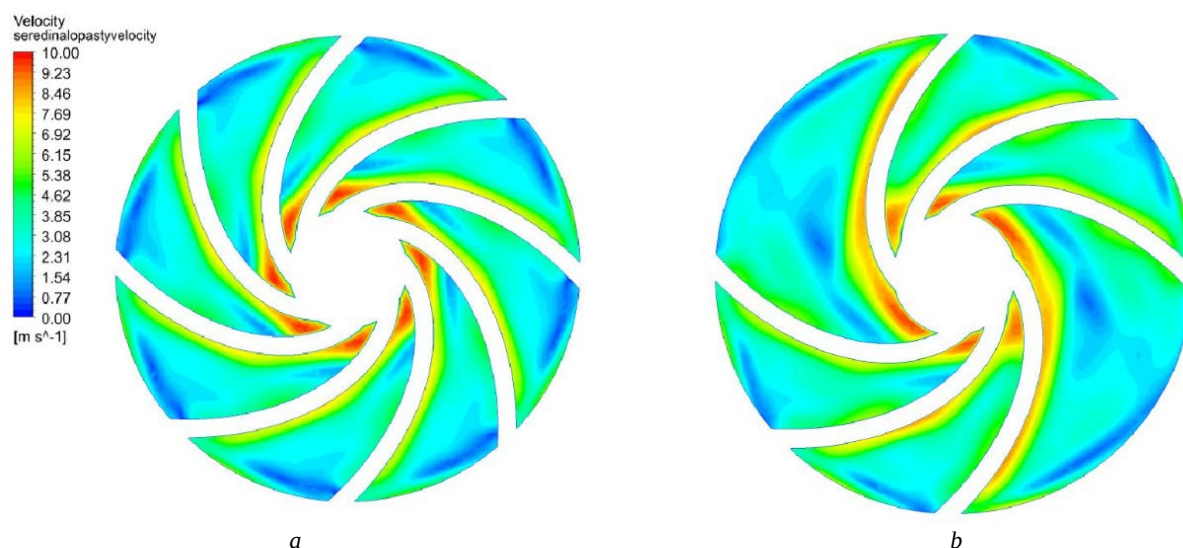


Fig. 4. Distribution of relative velocity in the center of the inter-blade channels of the impeller (operating mode $Q = 0.8Q_{BEP}$):
a – standard impeller; *b* – impeller with self-cleaning effect

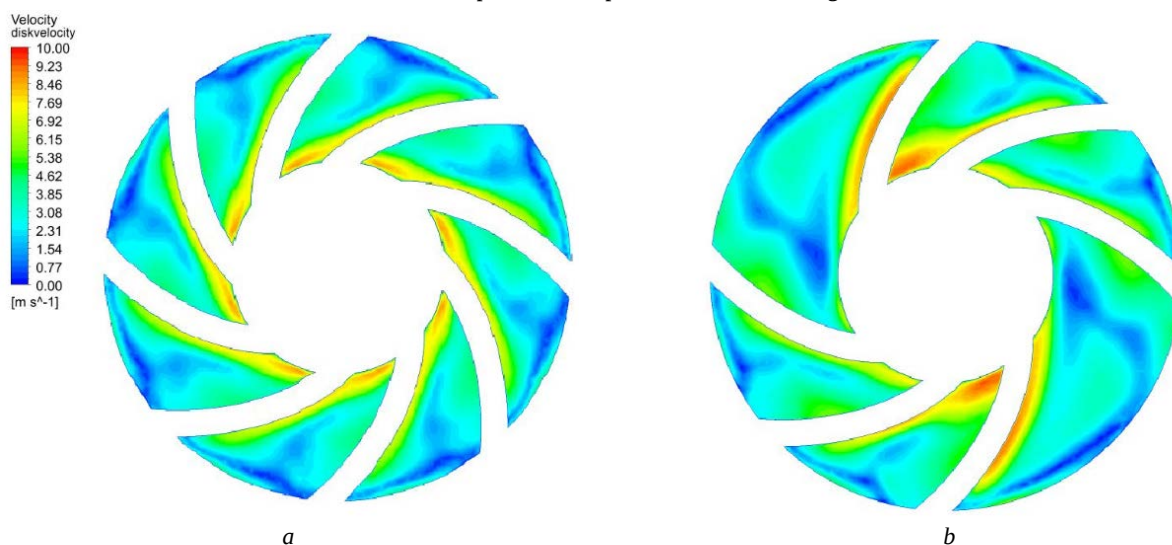


Fig. 5. Distribution of relative velocity near the impeller disk (operating mode $Q = 0.8Q_{BEP}$):
a – standard impeller; *b* – impeller with self-cleaning effect

At the same time, at the BEP ($Q = Q_{BEP}$), the analysis of the relative velocity distribution in the inter-blade channels of the impeller (Figs. 6–8) reveals a characteristic asymmetry that leads to the formation of pulsations in the expanded channels. This confirms that the self-cleaning effect is not only present at the BEP but also represents an inherent part of the operating process. Thus, even at the point of optimum performance, the pump with non-uniform blade spacing demonstrates only minor differences in energy characteristics compared to the standard design, while offering a fundamental advantage in the form of self-cleaning capability, which significantly enhances reliability when pumping contaminated media.

With an increase in flow rate to $1.2Q_{BEP}$, the pulsation intensity rises: in the expanded channels of the impeller with omitted blades, a larger volume of liquid

passes through, which causes a non-uniform velocity distribution and the formation of additional circulation zones in the free chamber (Figs. 9–11). As a result, conditions arise for more intensive fluid mixing, which also promotes self-cleaning.

The pressure diagrams (Figs. 12–14), constructed for the specified operating modes, confirmed the persistence of differences between the standard and expanded channels. At all researched modes, the pump with omitted blades shows alternating zones of increased and decreased pressure, which form the pulsation mechanism. This phenomenon, previously identified at the BEP, proved to be stable under off-optimal modes of the operating range. It is this mechanism that ensures the ability of the pump to self-clean, since fluctuating loads and local accelerations of the flow prevent the accumulation of fibrous inclusions on the blades.

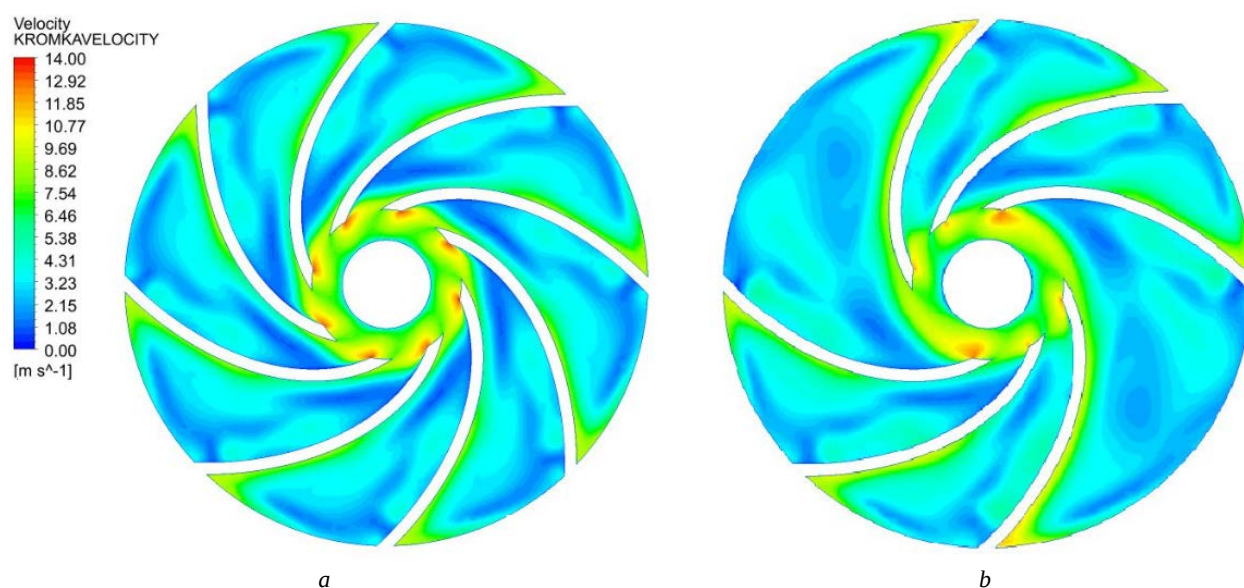


Fig. 6. Distribution of relative velocity near the impeller edge (best efficiency point, $Q = Q_{BEP}$):
a – standard impeller; b – impeller with self-cleaning effect

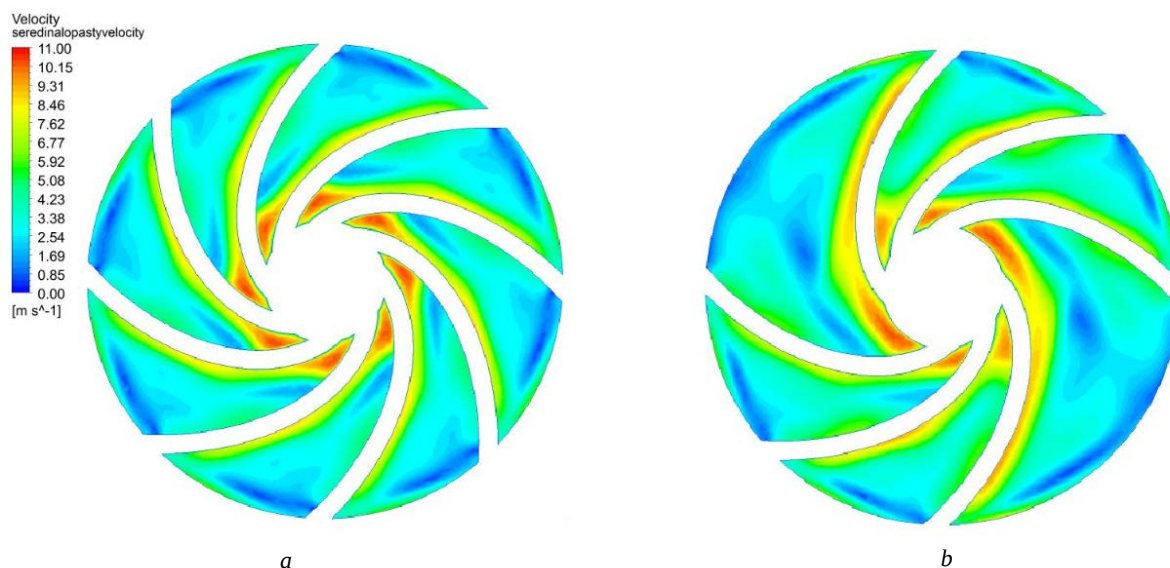


Fig. 7. Distribution of relative velocity in the center of the inter-blade channels of the impeller (best efficiency point, $Q = Q_{BEP}$):
a – standard impeller; b – impeller with self-cleaning effect

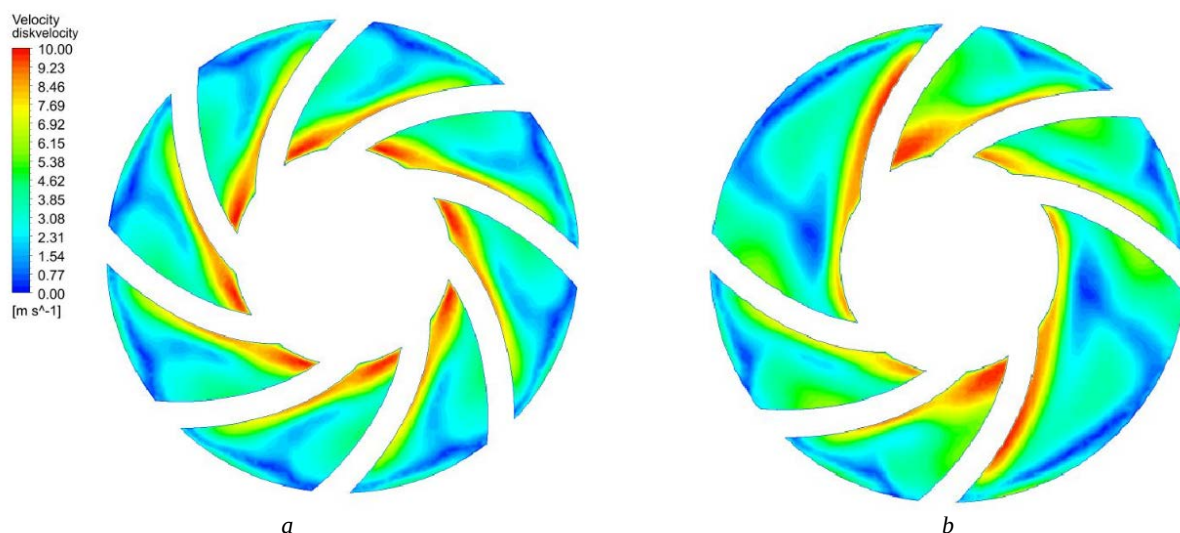


Fig. 8. Distribution of relative velocity near the impeller disk (best efficiency point, $Q = Q_{\text{BEP}}$):
a – standard impeller; b – impeller with self-cleaning effect

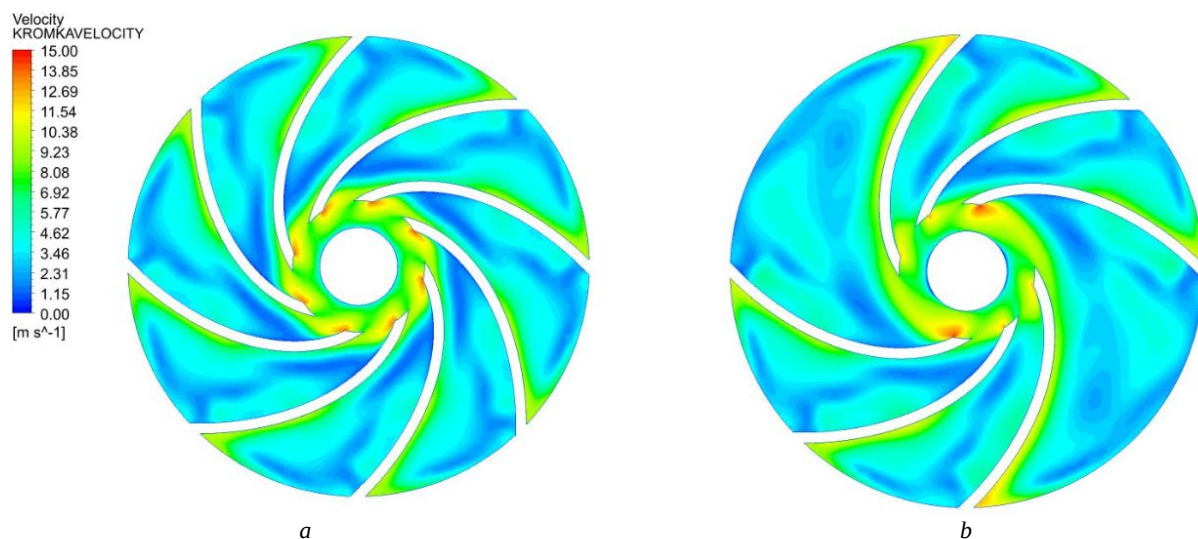


Fig. 9. Distribution of relative velocity near the impeller edge (operating mode $Q = 1.2Q_{\text{BEP}}$):
a – standard impeller; b – impeller with self-cleaning effect

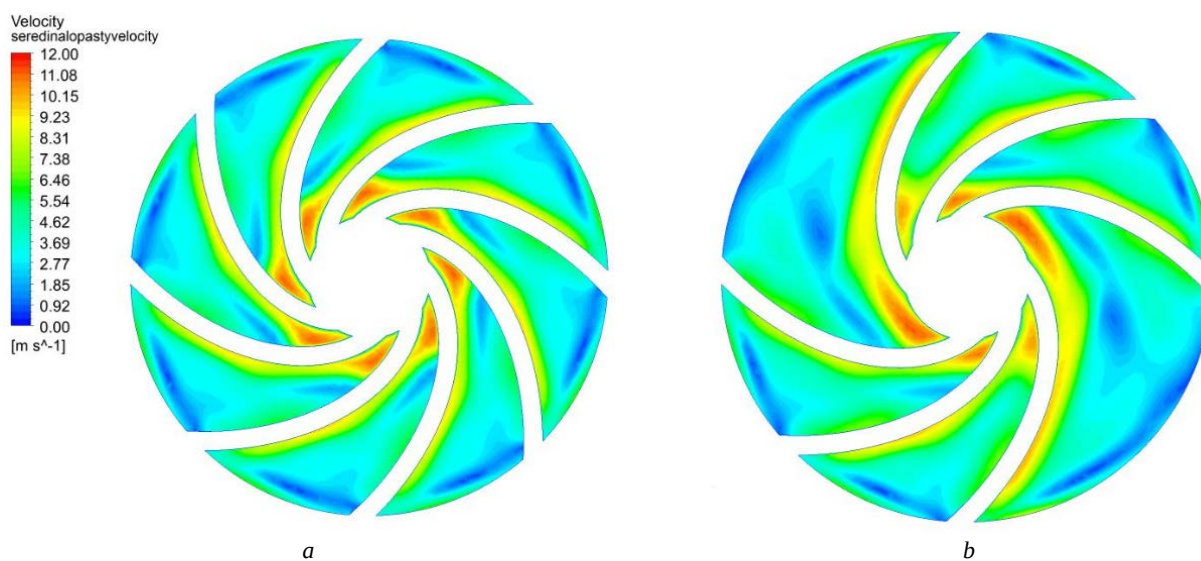


Fig. 10. Distribution of relative velocity in the center of the inter-blade channels of the impeller (operating mode $Q = 1.2Q_{\text{BEP}}$):
a – standard impeller; b – impeller with self-cleaning effect

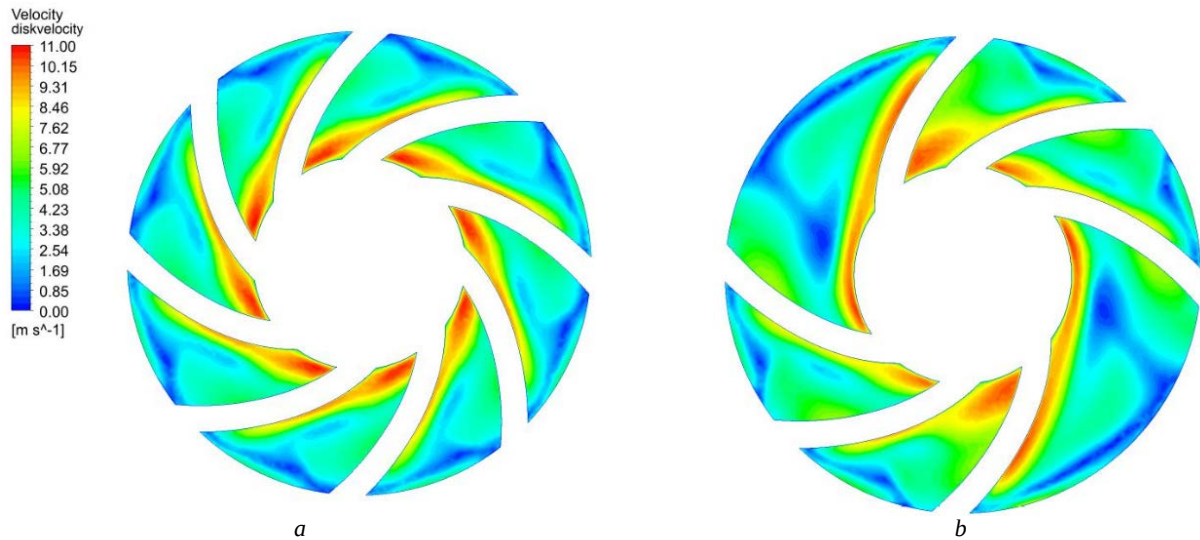


Fig. 11. Distribution of relative velocity near the impeller disk (operating mode $Q = 1.2Q_{BEP}$):
a – standard impeller; b – impeller with self-cleaning effect

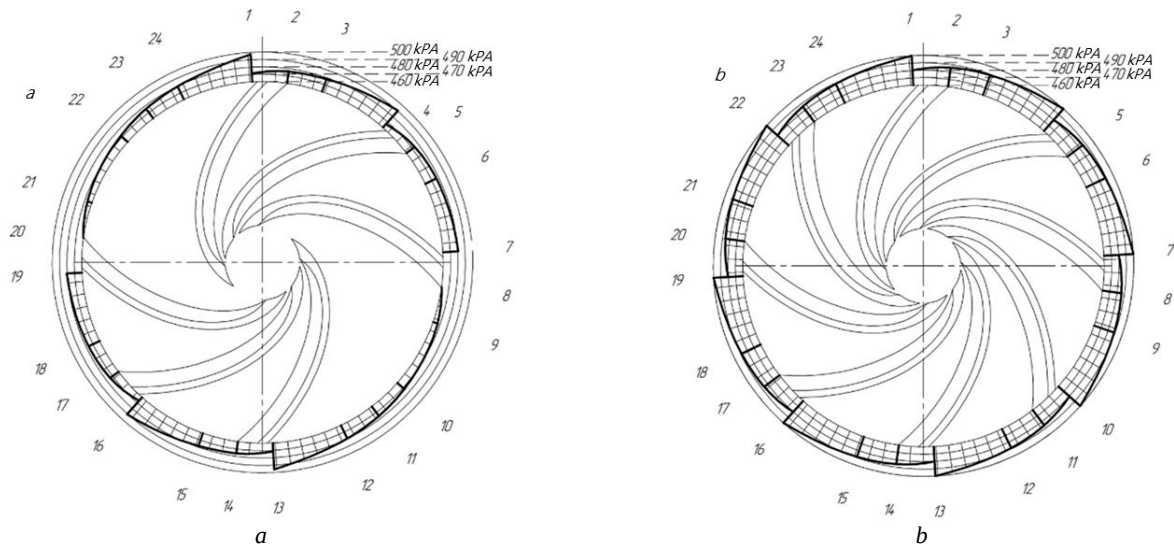


Fig. 12. Pressure distribution diagrams near the impeller edge (best efficiency point, $Q = Q_{BEP}$):
a – standard impeller; b – impeller with self-cleaning effect

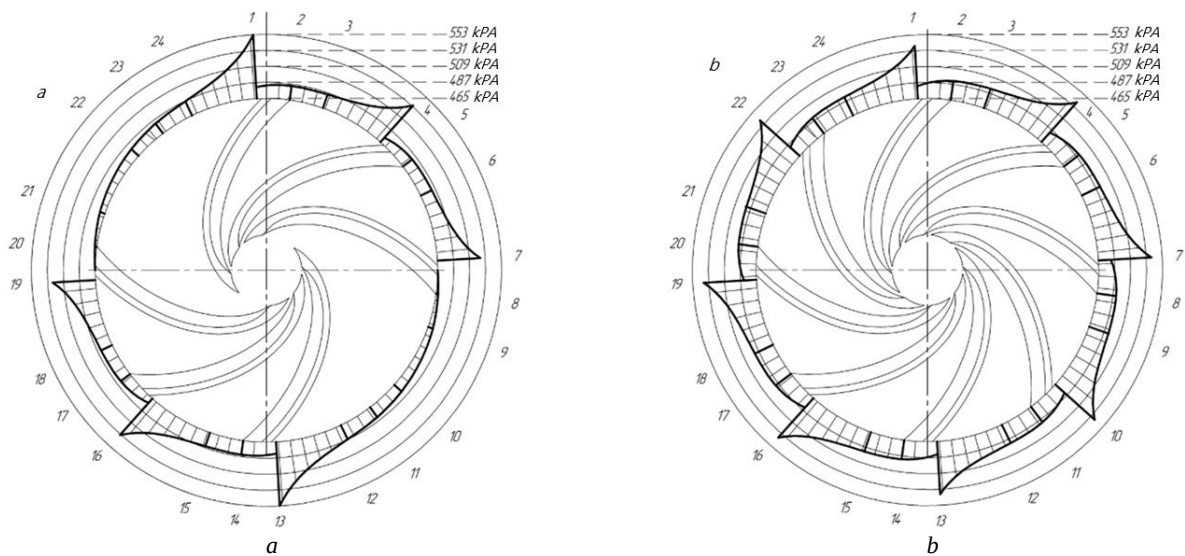


Fig. 13. Pressure distribution diagrams in the center of the inter-blade channels of the impeller (best efficiency point, $Q = Q_{BEP}$):
a – standard impeller; b – impeller with self-cleaning effect

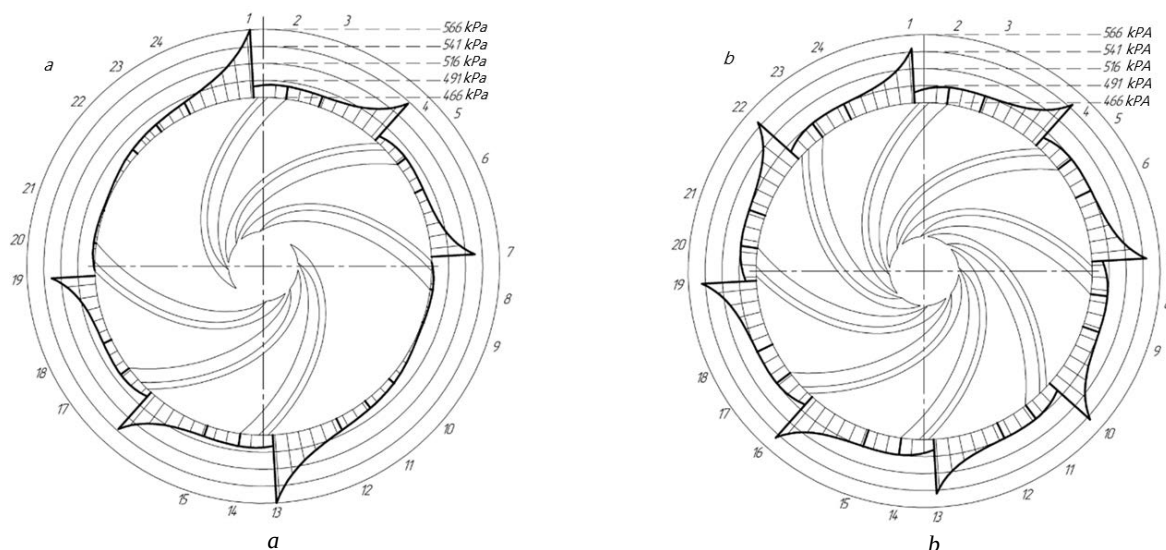


Fig. 14. Pressure distribution diagrams near the impeller disk (best efficiency point, $Q = Q_{BEP}$):
a – standard impeller; b – impeller with self-cleaning effect

Thus, the study confirms that the torque-flow pump with a non-uniform blade system is capable of operating within the operating range at flow rates of $0.8Q_{BEP}$ and $1.2Q_{BEP}$ without a significant decrease in energy performance. Moreover, at these modes the stability of the self-cleaning effect has been confirmed, which makes the proposed design suitable for long-term operation when pumping liquids with a high content of fibrous inclusions.

Discussion. The obtained CFD simulation results make it possible to draw several fundamental generalizations regarding the operation of a torque-flow pump with a non-uniform blade system. First, the analysis showed that deviations from the best efficiency point (BEP) within the operating range do not lead to a significant decrease in energy performance. Despite the presence of expanded inter-blade channels and asymmetry in the blade system, the differences in head and efficiency between the investigated pump and the standard design remain minor – within 1–2 m in head and less than 1 % in efficiency. This indicates that the proposed design maintains its effectiveness under real operating conditions, when the flow rate may vary over a wide range.

Second, the key finding is the preservation of the self-cleaning effect across all investigated modes of the operating range. In the inter-blade channels of the pump with omitted blades, a stable pressure asymmetry is observed, which generates local flow pulsations. At reduced flow ($0.8Q_{BEP}$), these appear as zones of flow separation and reattachment, creating conditions for fiber detachment. At the BEP, the pulsations are less intense but remain regular, ensuring consistent cleaning of the blade surfaces. At increased flow ($1.2Q_{BEP}$), the pulsation amplitude grows, leading to more intensive mixing of the liquid in the free chamber and a higher likelihood of fiber detachment from the blades. Thus, the self-cleaning mechanism is not an accidental phenomenon for a single operating point but has a systemic nature, embedded in the very geometry of the flowing part.

Third, the practical significance of the obtained

results lies in confirming the reliability of such pumps in real operating conditions. Sewerage systems and industrial facilities often operate in modes far from the BEP, where conventional pumps quickly lose efficiency due to clogging. The proposed design demonstrates stable hydraulic characteristics and self-cleaning capability throughout the operating range, which provides grounds to recommend it as a more reliable solution for pumping liquids with a high content of fibrous and solid inclusions.

Overall, the conducted analysis confirmed that the developed torque-flow pump combines two critically important factors: the preservation of energy efficiency and the ability to self-clean. Such a balance opens prospects for the further application of this design in systems where reliability and durability of equipment are decisive.

Conclusions. In this research, the operation of a torque-flow pump with a non-uniform blade system was investigated at operating range modes deviating from the best efficiency point (BEP). Based on numerical simulation and analysis of hydraulic characteristics, a number of findings with both scientific and practical value were obtained.

It was shown that at reduced flow ($0.8Q_{BEP} = 100 \text{ m}^3/\text{h}$) and increased flow ($1.2Q_{BEP} = 150 \text{ m}^3/\text{h}$), the pump with omitted blades maintains operability at the level of the standard design. The differences in head do not exceed 2.5 m, and in efficiency do not exceed 1 %, which indicates a minimal impact of asymmetry on the energy performance of the unit. At the best efficiency point ($Q_{BEP} = 125 \text{ m}^3/\text{h}$), a similar trend is observed: the reduction in head and efficiency is minor and does not exceed the limits of acceptable deviations.

The most important result is the confirmation of the stability of the self-cleaning effect throughout the operating range. In the inter-blade channels of the pump with omitted blades, pressure asymmetry is maintained, leading to the occurrence of local flow pulsations. These

pulsations act as a mechanism for detaching fibrous inclusions from the blade surfaces, preventing their accumulation and clogging of the flowing part. It was found that at increased flow the pulsation intensity grows, while at reduced flow they remain regular and ensure stable cleaning. Thus, the self-cleaning effect is not accidental or confined to the best efficiency point, but has a systemic nature inherent to the entire operating range.

The obtained results confirm that the application of a non-uniform blade system in torque-flow pumps is an effective way to enhance their reliability when handling liquids containing fibrous inclusions. The combination of acceptable energy performance with the ability to self-clean makes this design promising for implementation in sewerage and industrial systems, where resistance to clogging and long-term reliable operation are of critical importance.

References

- Gusak O., Krishtop I., German V., Baga V. Increase of economy of torque flow pump with high specific speed. *IOP Conference Series Materials Science and Engineering*. 2017. Vol. 233. P. 012004. doi: 10.1088/1757-899X/233/1/012004
- Machalski A., Skrypacz J., Szulc P., Blonski D. Experimental and numerical research on influence of winglets arrangement on vortex pump performance. *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 1741. P. 12019. doi: 10.1088/1742-6596/1741/1/012019
- Tverdokhlebo I., Semenov A., Ivanyushin A., Niemtsev O., Rudenko A. Creating a standard size range as one of the factors reducing production time of modern pumping equipment. *Applied Mechanics and Materials*. 2014. Vol. 630. P. 137–142. doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.630.137
- Kotenko A., Herman V., Kotenko A. Rationalization of Ukrainian industrial enterprises in a context of using torque flow pumps on the basis of valuation of the life cycle of pumping equipment. *Nauka i Studia*. 2014. Vol. 16 (126). P. 83–91.
- Dehghan A., Shojaeefard M., Roshanaei M. Exploring a new criterion to determine the onset of cavitation in centrifugal pumps from energy-saving standpoint; experimental and numerical investigation. *Energies*. 2024. Vol. 293. P. 130681. doi: 10.1016/j.energy.2024.130681
- Kondus V., Ciszak O., Zhukov A., Mushtai M., Polkovnychenko V., Krugliak A. Development of a self-cleaning mechanism for torque-flow pumps. *Journal of Engineering Sciences*. 2024. Vol. 11, issue 2. P. F17–F26. doi: 10.21272/jes.2024.11(2).f3
- Panchenko V., Ivchenko A., Dynnyk O., Drach O. Increasing the technical level of a torque flow pump by changing the geometry of a flowing part. *Technology audit and production reserves*. 2018. Vol. 3, no. 1 (41). P. 10–21. doi: 10.15587/2312-8372.2018.135773
- Krishtop I. Creating the flowing part of the high energy-efficiency torque flow pump. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2015. Vol. 2, no. 7 (74). P. 31–37. doi: 10.15587/1729-4061.2015.39934
- Kovaliov I., Ratushnyi A., Dzafarov T., Mandryka A., Ignatiev A. Predictive vision of development paths of pump technical systems. *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 1741. P. 012002. doi: 10.1088/1742-6596/1741/1/012002
- Kumar J., Gopi S., Amirthagadeswaran K. Redesigning and numerical simulation of gating system to reduce cold shut defect in submersible pump part castings. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*. 2023. Vol. 237, issue 3. P. 971–981. doi: 10.1177/09544089221142185
- Andrenko P., Rogovyi A., Grechka I., Khovanskyy S., Svyntarenko M. Characteristics improvement of labyrinth screw pump using design modification in screw. *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 1741. P. 012024. doi: 10.1088/1742-6596/1741/1/012024
- Rogovyi A., Korohodskyi V., Neskorozenyi A., Hrechka I., Khovanskyy S. Reduction of Granular Material Losses in a Vortex Chamber Supercharger Drainage Channel. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing V. DSMIE 2022. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2022. P. 218–226. doi: 10.1007/978-3-031-06044-1_21
- Panchenko V., German V., Ivchenko O., Rysnaya O. Combined operating process of torque flow pump. *Journal of Physics: Conference series*. 2021. Vol. 1741. P. 012011. doi: 10.1088/1742-6596/1741/1/012022
- Vaneev S. M., Martsinkovskiy V. S., Kulikov A., Miroshnichenko D. V., Bilyk Ya. I., Smolenko D. V., Lazarenko A. D. Investigation of a turbogenerator based on the vortex expansion machine with a peripheral side channel. *Journal of Engineering Sciences*. 2021. Vol. 8, issue 1. P. F11–F18. doi: 10.21272/jes.2021.8(1).f2
- Krishtop I., German V., Gusak A., Lugova S., Kochevsky A. Numerical Approach for Simulation of Fluid Flow in Torque Flow Pumps. *Applied Mechanics and Materials*. 2014. Vol. 630. P. 43–51. doi: 10.4028/www.scientific.net/amm.630.43
- Kondus V., Kotenko A. Investigation of the impact of the geometric dimensions of the impeller on the torque flow pump characteristics. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2017. Vol. 1, no. 4 (88). P. 25–31. doi: 10.15587/1729-4061.2017.107112
- Dehnavi E., Danlos A., Solis M., Kebdani M., Bakir F. Study on the pump cavitation characteristic through novel independent rotation of inducer and centrifugal impeller in co-rotation and counter-rotation modes. *Physics of Fluids*. 2024. Vol. 36, issue 1. P. 015120. doi: 10.1063/5.0182731
- Dehnavi E., Solis M., Danlos A., Kebdani M., Bakir F. Improving the Performance of an Innovative Centrifugal Pump through the Independent Rotation of an Inducer and Centrifugal Impeller Speeds. *Energies*. 2023. Vol. 16, issue 17. P. 6321. doi: 10.3390/en16176321
- Gerlach A., Thamsen P., Lykholt-Ustrup F. Experimental Investigation on the Performance of a Vortex Pump using Winglets. *ISROMAC 2016. International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (10–15 April 2016, Hawaii, Honolulu)*. 2016. P. hal-01518313.
- Rogovyi A., Korohodsky V., Medvedev Y. Influence of Bingham fluid viscosity on energy performances of a vortex chamber pump. *Energy*. 2021. Vol. 218. P. 119432. doi: 10.1016/j.energy.2020.119432
- Andrenko P., Grechka I., Khovanskyy S., Rogovyi A., Svyntarenko M. Improving the technical level of hydraulic machines, hydraulic units and hydraulic devices using a definitive assessment criterion at the design stage. *Journal of Mechanical Engineering*. 2021. Vol. 18, issue 3. P. 57–76. doi: 10.24191/jmeche.v18i3.15414
- Antonenko S., Sapozhnikov S., Kondus V., Chernobrova A., Mandryka A. Creation a universal technique of predicting performance curves for small-sized centrifugal stages of well oil pump units. *Journal of Physics: Conference series*. 2021. Vol. 1741. P. 012011. doi: 10.1088/1742-6596/1741/1/012011
- Panchenko V., German V., Ivchenko O., Rysnaya O. Combined operating process of torque flow pump. *Journal of Physics: Conference series*. 2021. Vol. 1741. P. 012011. doi: 10.1088/1742-6596/1741/1/012022
- Shuiguang T., Hang Z., Huiqin L., Yue Y., Jinfu L., Feiyun C. Multi-objective optimization of multistage centrifugal pump based on surrogate model. *Fluids*. 2020. Vol. 142. P. 011101. doi: 10.1115/1.4043775
- Quan H., Chai Y., Li R., Guo J. Numerical simulation and experiment for study on internal flow pattern of vortex pump. *Engineering Computations*. 2019. Vol. 36. P. 1579–1596. doi: 10.1108/EC-09-2018-0420
- Gao X., Shi W., Zhang D., Zhang Q., Fang B. Optimization design and test of vortex pump based on CFD orthogonal test. *Nongye Jixie Xuebao/Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*. 2014. Vol. 45, issue 5. P. 101–106. doi: 10.6041/j.issn.1000-1298.2014.05.016
- Bhattacharjee P., Hussain S. A. I., Dey V. Failure mode and effects analysis for submersible pump component using proportionate risk assessment model: a case study in the power plant of Agartala. *International Journal of System Assurance Engineering and Management*. 2023. Vol. 14. P. 1778–1798. doi: 10.1007/s13198-023-01981-6
- Dehnavi E., Bakir F., Danlos A., Kebdani M. Numerical Analysis of

- Distance Effect between Inducer and Centrifugal Impeller in Independent Rotational Turbopump in Co-rotating and Counter-rotating Mode. *15th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics*. 2023. Paper id ETC2023-203. doi: 10.29008/ETC2023-203
29. Chernobrova A., Sotnik M., Moloshnyi O., Antonenko S., Boiko V. Influence of different volute casings theoretical methods design on pump working processes. *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 1741. P. 012014. doi: 10.1088/1742-6596/1741/1/012014
30. Jung D.-W., Seo C.-W., Lim Y.-C., Lee S.-Y., Suh H.-K. Analysis of Flow Characteristics of a Debris Filter in a Condenser Tube Cleaning System. *Energies*. 2023. Vol. 16, issue 11. P. 4472 doi: 10.3390/en16114472

Received 16.10.2025

Відомості про авторів / About the authors

Кондусь Владислав Юрійович (Kondus Vladyslav) – кандидат технічних наук, доцент, Сумський державний університет, начальник науково-дослідної частини; м. Суми, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3116-7455>; e-mail: v.kondus@ppgm.sumdu.edu.ua

Жуков Андрій Миколайович (Zhukov Andrii) – Сумський державний університет, асистент кафедри «Прикладна гідроаеромеханіка»; ORCID: <https://orcid.org/0009-0000-6956-6553>; e-mail: a.zhukov@pgm.sumdu.edu.ua

Муштай Максим Вікторович (Mushtai Maksym) – Сумський державний університет, аспірант кафедри «Прикладна гідроаеромеханіка»; ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-3102-2351>; e-mail: m.mushtai@pgm.sumdu.edu.ua

Андрусяк Владислав Олегович (Andrusiak Vladyslav) – Сумський національний аграрний університет, асистент кафедри «Проектування технічних систем»; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2089-9423>; e-mail: v.andrusiak@pgm.sumdu.edu.ua

*Є. С. КРУПА, Р. М. ДЕМЧУК, М. О. ГУЛЕВСЬКИЙ***РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ РАДІАЛЬНО-ДІАГОНАЛЬНОЇ ГІДРОТУРБИНИ ДЛЯ ЕФЕКТИВНОЇ РОБОТИ НА ВИСОКИХ НАПОРАХ**

Представлено розробку нової конструкції гідротурбіни, спрямовану на підвищення енергетичної та експлуатаційної ефективності для роботи на високих напорах. Здійснено комплексний аналіз проблем, характерних для традиційних високонапірних гідротурбін, зокрема радіально-осьових та поворотно-лопатевих турбін, які мають обмежений діапазон експлуатації та схильні до кавітаційних явищ при відхиленні від оптимальних режимів роботи. Основна увага приділена створенню високонапірної радіально-діагональної гідротурбіни, конструкція якої включає дворядну лопатеву систему та проміжний направляючий апарат для забезпечення широкого діапазону експлуатації та підвищення стійкості потоку. Прогнозна універсальна характеристика РОД 400 порівняно з традиційною турбіною РО 400 продемонструвала суттєві переваги нової конструкції, зокрема ширший діапазон ефективної роботи. Важливою перевагою розглянутої конструкції є здатність підтримувати високий коефіцієнт корисної дії в широкому діапазоні напорів та витрат води, що забезпечує універсальність застосування даної гідротурбіни для різних типів гідроелектростанцій. Запропонована турбіна демонструє підвищену стійкість до кавітації завдяки вдосконаленій формі лопатей та трьохелементній комбінаторній залежності. Розглянуто процес створення тривимірної моделі гідротурбіни в середовищі SolidWorks, що дозволяє здійснити точне відображення геометрії та підготувати модель до подальшого чисельного аналізу методами обчислювальної гідродинаміки. Для подальшого вдосконалення запропоновано використання чисельного моделювання в CFD-програмах (наприклад, Ansys CFX) для аналізу гідродинамічних процесів у проточній частині та оцінки енергокавітаційних показників. Перспективи дослідження включають створення фізичного прототипу та експериментальну валідацію результатів, що сприятиме впровадженню радіально-діагональних гідротурбін у реальні проекти ГЕС. Інтеграція інноваційних рішень у конструкцію гідротурбін дозволить забезпечити більш стійку та надійну роботу енергетичних систем.

Ключові слова: радіально-діагональна гідротурбіна, робоче колесо, направляючий апарат, комбінаторна залежність, коефіцієнт корисної дії, чисельне моделювання.

*Ye. KRUPA, R. DEMCHUK, M. HULEVSKYI***DEVELOPMENT OF A RADIAL-DIAGONAL HYDROTURBINE DESIGN FOR EFFICIENT OPERATION AT HIGH HEADS**

The development of a new hydroturbine design aimed at improving energy and operational efficiency for operation at high heads is presented. A comprehensive analysis of the problems typical for traditional high-head hydroturbines, in particular Francis and Kaplan turbines, which have a limited operating range and are prone to cavitation phenomena when deviating from optimal operating conditions, has been carried out. The main focus is on the creation of a high-head radial-diagonal hydroturbine, the design of which includes a two-row blade system and an intermediate guide vane to ensure a wide operating range and increase flow stability. The predicted universal characteristic of the RD 400 compared to the traditional Fr 400 turbine demonstrated significant advantages of the new design, in particular a wider range of efficient operation. An important advantage of the considered design is the ability to maintain a high efficiency coefficient over a wide range of heads and water flows, which ensures the versatility of this hydroturbine for various types of hydroelectric power plants. The proposed turbine demonstrates increased resistance to cavitation due to the improved blade shape and three-element combinatorial dependence. The process of creating a three-dimensional model of the hydroturbine in the SolidWorks environment is considered, which allows for accurate representation of the geometry and preparation of the model for further numerical analysis using computational fluid dynamics methods. For further improvement, the use of numerical modeling in CFD programs (for example, Ansys CFX) is proposed to analyze hydrodynamic processes in the flow part and evaluate energy-cavitation indicators. The research prospects include the creation of a physical prototype and experimental validation of the results, which will contribute to the implementation of radial-diagonal hydroturbines in real hydroelectric power plant projects. The integration of innovative solutions into the design of hydroturbines will ensure more stable and reliable operation of energy systems.

Keywords: radial-diagonal hydroturbine, runner, wicket gate, gate-blade relationship, efficiency, numerical modelling.

Вступ. Гідроенергетика є одним із найважливіших джерел відновлюваної енергії у світі, забезпечуючи стабільне постачання електроенергії для мільйонів споживачів. Її ефективність значною мірою залежить від конструктивних особливостей гідротурбін [1].

У сучасних умовах зростання попиту на електроенергію, а також необхідності адаптації гідроелектростанцій (ГЕС) і гідроакумуючих станцій (ГАЕС) до змінних режимів роботи, розробка нових типів гідротурбін набуває особливої актуальності. Особливу увагу привертають високонапірні турбіни, призначені для роботи в діапазоні напорів від 200 до 600 м, оскільки саме в цьому сегменті проявляються значні технічні обмеження, що знижують продуктивність і надійність обладнання [2–5].

Існуючі конструкції, такі як радіально-осьові

гідротурбіни, хоч і є стандартом для високих напорів, мають суттєві недоліки. Їхній вузький діапазон експлуатації за напорами та витратами призводить до того, що відхилення від оптимального режиму спричиняє різке падіння коефіцієнта корисної дії (ККД), зростання нестабільності потоку в проточній частині, а також появу пульсацій тиску, кавітації та вібрацій, які скорочують термін служби агрегатів. З іншого боку, поворотно-лопатеві турбіни, що вирізняються гнучкістю регулювання, виявляються непридатними для напорів понад 200 м через обмеження міцності лопатей і високий ризик кавітаційного руйнування. Ці проблеми ускладнюють використання традиційних гідротурбін у сучасних проєктах, де потрібна висока адаптивність, ефективність і економічна вигода, що підкреслює необхідність пошуку нових конструктивних рішень для високонапірних умов [6].

Метою дослідження є розробка високонапірної радіально-діагональної гідротурбіни (РОД), яка усуває зазначені проблеми шляхом розширення діапазону експлуатації, підвищення енергокавітаційних показників, надійності та пропускної здатності. У статті розглянуто конструкцію РОД і процес створення її тривимірної моделі в SolidWorks.

Огляд існуючих технологій. Типи гідротурбін та їхні обмеження. Гідротурбіни класифікуються за принципом роботи та діапазоном напорів, що визначає їхнє застосування на ГЕС і ГАЕС. Поворотно-лопатеві турбіни осьового типу оптимально функціонують на низьких напорах від 3 до 100 м [4]. Їхньою перевагою є можливість регулювання кутів лопатей робочого колеса, що забезпечує стабільну роботу при змінних витратах води. Діагональні поворотно-лопатеві турбіни, які є модифікацією осьових, розширюють діапазон до 40–170 м, зберігаючи гнучкість завдяки комбінованому регулюванню направляючого апарата та лопатей. Проте їхня конструкція не дозволяє витримувати напори понад 200 м, оскільки зростання гідравлічного тиску перевищує межі міцності матеріалів і призводить до деформацій [4]. Радіально-осьові турбіни, навпаки, є основним рішенням для високонапірних умов (200–600 м). Вони мають фіксовані лопаті робочого колеса, що забезпечує високу ефективність у вузькому діапазоні режимів, але робить їх чутливими до відхилень від проектних умов [4].

Високонапірні турбіни: проблеми та недоліки. Радіально-осьові турбіни, попри свою поширеність, мають низку технічних обмежень. Їхня проточна частина спроектована для конкретного співвідношення напору та витрати, що ускладнює адаптацію до сезонних коливань водного ресурсу чи потреб енергосистеми. При зниженні або підвищенні витрати ефективність різко падає, а турбулентність у потоці спричиняє локальні зони низького тиску, де утворюються кавітаційні бульбашки. Ці бульбашки, руйнуючись, пошкоджують поверхню лопатей, що призводить до ерозії та зниження ресурсу агрегату. Крім того, низька пропускна здатність проточної частини обмежує можливість збільшення потужності без значного розширення розмірів турбіни, що підвищує капітальні витрати на будівництво машинного залу. Віб्राції та пульсації тиску, які виникають через нестабільність потоку, також ускладнюють інтеграцію таких турбін у системи з частими змінами навантаження.

Необхідність нових конструктивних рішень. Сучасна гідроенергетика потребує технологій, які б відповідали викликам часу: підвищенню енергоефективності, зниженню експлуатаційних витрат і адаптації до широкого спектра умов. Існуючі конструкції не повною мірою задовольняють ці вимоги, особливо в сегменті високих напорів, де гнучкість і довговічність стають критичними. Нові рішення мають поєднувати високу пропускну здатність із можливістю регулювання, зменшувати гідравлічні втрати та протистояти кавітації. Такі інновації дозволять оптимізувати роботу ГЕС,

скоротити витрати на обслуговування та підвищити конкурентоспроможність гідроенергії порівняно з іншими джерелами енергії.

Конструкція високонапірної радіально-діагональної гідротурбіни, створена під керівництвом професора кафедри гідромашин Потетенка О. В., являє собою новаторське рішення, яке усуває обмеження традиційних гідротурбін. Ця турбіна розроблена для забезпечення стабільної та ефективної роботи в діапазоні високих напорів (200–600 м), де існуючі моделі часто не відповідають вимогам сучасних ГЕС і ГАЕС. Її конструкція спрямована на подолання таких критичних проблем, як нестабільність потоку, низька адаптивність до змін умов і недостатня пропускна здатність, що характерні для стандартних високонапірних турбін [6; 7].

Конструкція радіально-діагональної гідротурбіни. На рис. 1 показаний розріз високонапірної гідротурбіни.

Високонапірна гідротурбіна включає спіральну камеру 1, статор 2, направляючий апарат 3, а також проміжний направляючий апарат 4, який може містити лопаті з фіксованим або регульованим положенням, відсмоктуючу трубу 5 і робоче колесо. Останнє складається з втулки 6, нижнього ободу 7, розташованих між ними нерухомих лопатей 8 першого ряду лопатевої системи, механізму повороту 9 і рухомих лопатей другого ряду 10 [6; 7].

Принцип дії високонапірної гідротурбіни наступний. Потік рідини, проходячи через входні елементи турбіни, спрямовується на робоче колесо. До підвідних органів належать спіральна камера 1, статорні колони 2, а також лопатки направляючого апарата 3. Вони забезпечують рівномірне підведення потоку з необхідним моментом кількості руху, що дає змогу досягти максимального ККД турбіни в оптимальному режимі.

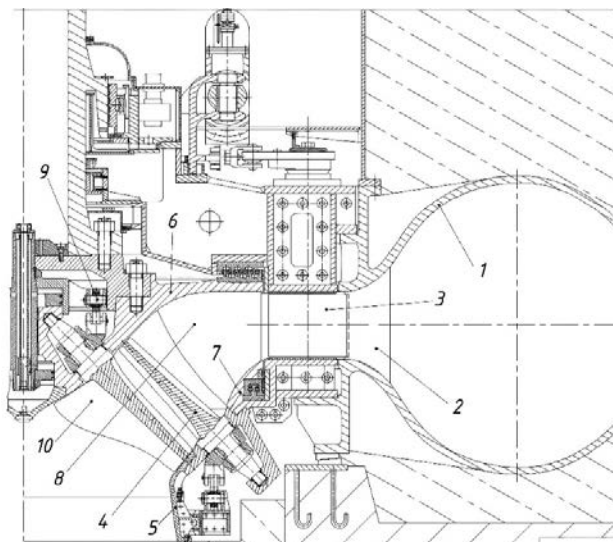


Рис. 1. Радіально-діагональна гідротурбіна

Після проходження через направляючий апарат 3 потік спрямовується на лопаті 8 першого ряду робочого колеса. У цій зоні відбувається ефективне використання частини напору турбіни (моменту

кількості руху) завдяки підпору, що створюється лопатевими системами 10 і 4. Це сприяє підвищенню пропускної здатності гідротурбіни.

Друга частина напору, сформована направляючим апаратом 4, використовується поворотно-лопатевою системою 10, що працює в комбінаторній залежності з кутами установки направляючих апаратів 3 і 4.

Завдяки потрібній комбінаторній залежності між кутами направляючих апаратів 3, 4 і лопатей 10 забезпечується висока енергокавітаційна ефективність гідротурбіни, а також надійність її роботи в умовах, відмінних від оптимальних. Спрацьований на робочому колесі потік виводиться через відсмоктуючу трубу 5 [7; 8].

На рис. 2 приведено прогнозну універсальну характеристику гідротурбіни РОД 400, побудовану по методиці, приведеній у роботі [7].

Представлена, як приклад, прогнозна універсальна характеристика (рис. 2) пропонованої гідротурбіни (позначена РОД 400) і звичайної гідротурбіни на напорі 400 м (позначена РО 400) наочно демонструє перевагу пропонованої гідротурбіни (рис. 3).

Для побудови характеристики РОД 400 використані універсальні характеристики робочих коліс: РО 310/1107-В-38, № 3439 і ПЛД 90/2556 № 2581. Для порівняння було використане колесо РО 400/3515-В-80 № 2514 [7]. Ізолінії ККД на рис. 3 являють собою $\eta = \frac{\eta}{\eta_{\max}} \cdot 100 \%$.

Створення 3D-моделі в CAD-програмі SolidWorks. Розробка тривимірної моделі радіально-діагональної гідротурбіни у середовищі SolidWorks є

складним інженерним завданням, що потребує значних обчислювальних ресурсів та ретельного опрацювання деталей конструкції. Основною причиною такої складності є велика кількість елементів, які необхідно враховувати під час створення геометричної моделі, а також специфічні вимоги до точності відображення проточних частин.

Серед основних викликів під час моделювання можна виділити наступні:

Складна геометрія робочого колеса. Робоче колесо турбіни складається з двох рядів лопатей: перший ряд має жорстко закріплені лопаті, а другий – поворотні, що ускладнює процес параметризації та побудови моделі [9].

Взаємодія елементів конструкції. Для забезпечення коректної роботи всієї системи необхідно було точно узгодити геометрію направляючого апарата, проміжного направляючого апарата та робочого колеса [10].

Високі вимоги до точності. Геометрія гідротурбіни повинна відповідати реальним умовам експлуатації, оскільки навіть незначні відхилення можуть впливати на результати чисельного розрахунку.

Обмеження програмного забезпечення. Високий рівень деталізації призводить до збільшення розміру файлів і вимог до обчислювальних ресурсів, що ускладнює обробку моделі.

В процесі моделювання використовувались засоби твердотілого моделювання SolidWorks [11], а також функціонал параметризації для коригування конструктивних елементів відповідно до інженерних розрахунків.

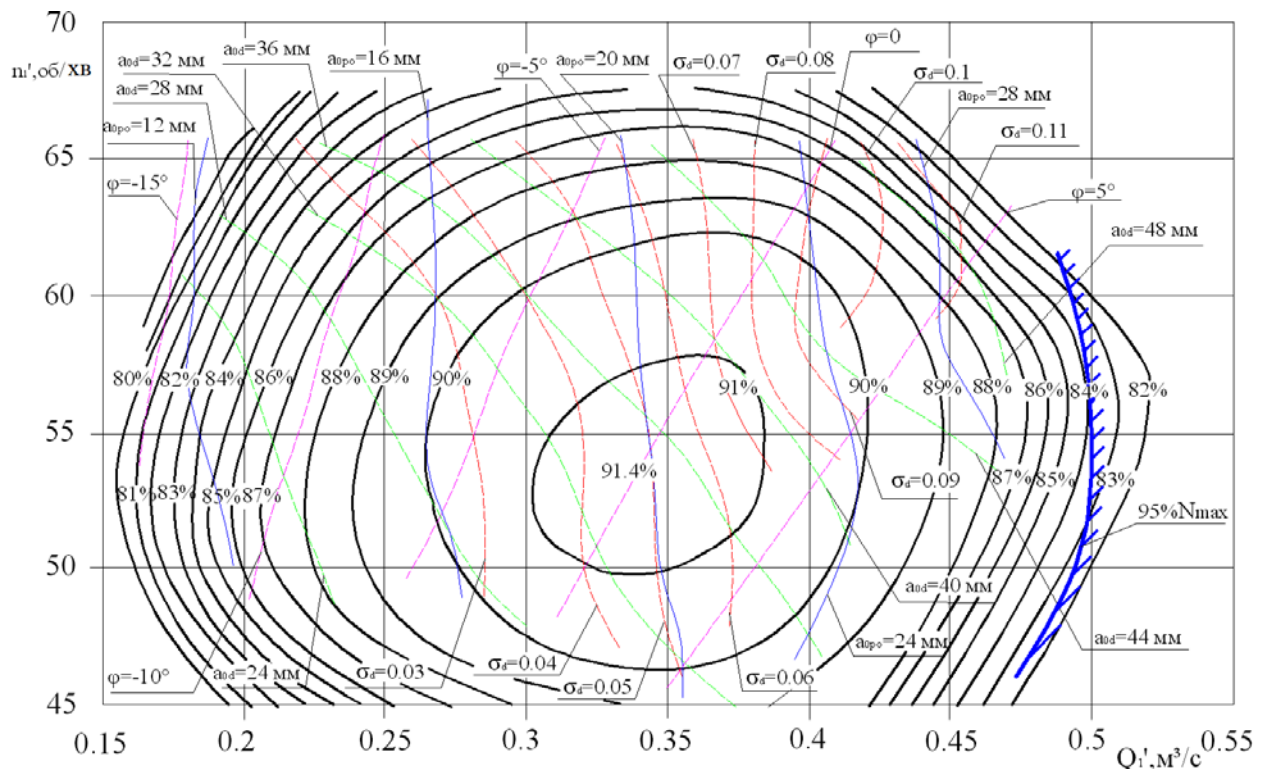


Рис. 2. Прогнозна універсальна характеристика РОД 400

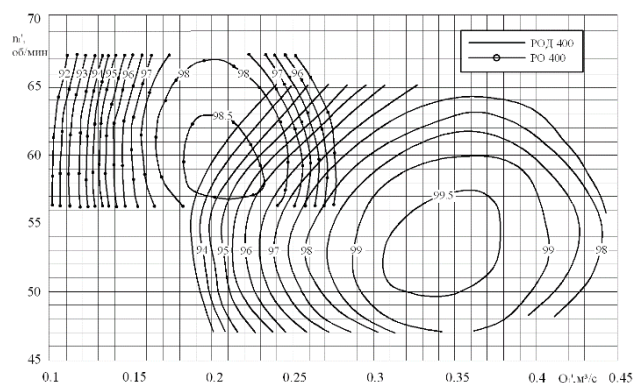


Рис. 3. Порівняння прогнозної універсальної характеристики РОД-400 з характеристикою гідротурбіни РО 400/3515-B-80 № 2514

Використання SolidWorks дозволило інтегрувати всі компоненти в єдину систему та провести попередню перевірку їхньої геометричної відповідності, що є важливим етапом для підготовки до гідродинамічного аналізу та фізичного прототипування [9–12].

Тривимірну модель радіально-діагональної гідротурбіни представлено на рис. 4. Для кращої видимості лопатевих систем верхній обод робочого колеса виконано прозорим.

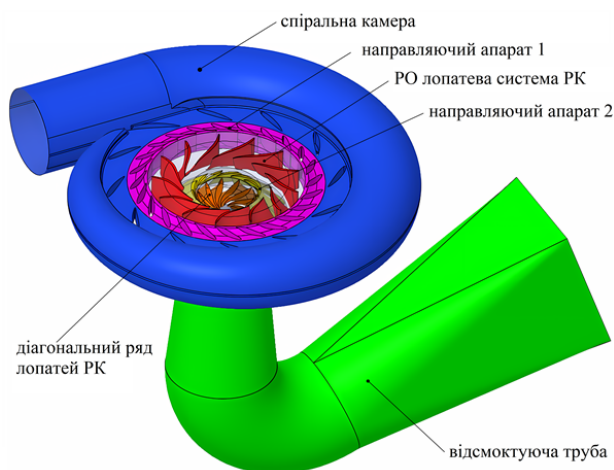


Рис. 4. Тривимірна модель РОД гідротурбіни

Висновки та перспективи подальших досліджень. Підсумок виконаної роботи. Розробка високонапірної радіально-діагональної гідротурбіни стала важливим кроком у напрямі вдосконалення технологій для високонапірних гідроелектростанцій. У рамках дослідження сформовано концепцію турбіни, яка завдяки дворядній лопатевій системі та додатковому проміжному направляючому апарату вирішує ключові проблеми традиційних конструкцій. Було створено детальну тривимірну модель у SolidWorks, що дозволило візуалізувати складну геометрію та перевірити сумісність усіх компонентів. Цей етап підтвердив можливість реалізації запропонованої ідеї в інженерному форматі, заклавши основу для подальшого поглибленого аналізу. Прогнозна універсальна характеристика РОД 400, порівняно з традиційною турбіною РО 400, продемонструвала потенціал нової конструкції для

роботи в ширшому діапазоні режимів, що є значним прогресом у порівнянні з існуючими аналогами. Успішне завершення моделювання стало передумовою для переходу до наступних етапів проекту, спрямованих на практичну верифікацію теоретичних переваг.

Значення результатів для гідроенергетики.

Отримані результати мають вагомe значення для розвитку гідроенергетики, особливо в контексті підвищення ефективності високонапірних установок. Запропонована конструкція РОД відкриває можливості для створення більш адаптивних і продуктивних гідротурбін, здатних працювати в умовах сезонних коливань водного ресурсу та змінного попиту на енергію. Потенційне збільшення пропускної здатності та зниження енергокавітаційних ризиків можуть суттєво вплинути на економічні показники ГЕС і ГАЕС, зменшивши витрати на обслуговування та подовживши термін експлуатації обладнання. У ширшому контексті це сприяє підвищенню конкурентоспроможності гідроенергії як екологічно чистого джерела, що є важливим у світлі глобальних зусиль із переходу до низьковуглецевої економіки. Крім того, інноваційний підхід до проектування, втілений у РОД, може слугувати прикладом для розробки інших типів гідротурбін, стимулюючи прогрес у галузі.

Перспективи подальших досліджень.

Наступним етапом дослідження стане проведення повного чисельного аналізу гідродинамічних характеристик проточної частини РОД у спеціалізованому програмному забезпеченні, такому як Ansys CFX. Це дозволить оцінити розподіл швидкості, тиску та турбулентності в усіх зонах – від спіральної камери до відсмоктуючої труби, а також перевірити ефективність дворядної лопатєвої системи в реальних умовах експлуатації. Особливу увагу буде приділено аналізу кавітаційних явищ, які є критичними для високонапірних турбін, з метою підтвердження заявлених енергокавітаційних переваг. На основі отриманих даних планується розробити рекомендації щодо оптимізації конструкції, зокрема уточнення кутів установки лопаток направляючих апаратів і поворотних лопатей другого ряду для максимізації ККД і мінімізації втрат. У перспективі передбачається створення фізичного прототипу для експериментальної валідації результатів моделювання, а також оцінка економічної доцільності впровадження РОД у реальні проекти ГЕС. Ці кроки дозволять не лише провести практичну цінність розробки, а й адаптувати її до специфічних умов експлуатації, сприяючи інноваційному розвитку гідроенергетики.

Список літератури

1. Pandey B., Karki A. *Hydroelectric Energy: Renewable Energy and the Environment*. Wallingford, United Kingdom : CRC Press, 2016. 419 p.
2. Spellman F. R. *Environmental Engineering*. Florida : CRC Press, 2015. 750 p.
3. Caldwell J. *Hydropower: Renewable Energy Essentials*. United States : Larsen and Keller Education, 2019. 257 p.
4. Сокол Є., Черкашенко М., Потетенко О., Дранковський В., Гасюк О., Гриб О. *Гідроенергетика. Том 2. Гідрравлічні машини*.

- Харків : Промарт, 2020. 534 с.
- Ландау Ю. О. Основні тенденції розвитку гідроенергетики України. *Наукові роботи*. Харків, 2014. Т. 53, вип. 40. С. 82–86.
 - Потетенко О. В., Дранковський В. Е., Ковальов С. М., Крупа Є. С., Вахрушева О. С., Шевченко Н. Г. Тенденції просування горизонтальних прямокутних і вертикальних радіально-осьових гідротурбін на високі напори з широким діапазоном експлуатації. *Вісник Сумського державного університету. Серія: Технічні науки*. Суми : СумДУ. 2010. № 3. С. 125–135.
 - Потетенко О. В., Гришин О. М., Радченко Л. Р., Яковлева Л. К., Крупа Є. С., Вахрушева О. С., Гулахмадов А. А. Робочий процес радіально-діагональної гідротурбіни (РОД). Методика побудови прогностичної універсальної характеристики. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ»: зб. наук. пр. Темат. вип.: Нові рішення в сучасних технологіях*. Харків : НТУ «ХПІ». 2012. № 33. С. 109–119.
 - Крупа Є. С., Демчук Р. М., Кіс С. Л. Розробка радіально-діагональної гідротурбіни. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я. Тези доповідей XXXIII міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2025 (14–17 травня 2025 р., Харків)*. Харків : НТУ «ХПІ», 2025. С. 257.
 - Krupa Ye., Demchuk R. Comprehensive review of SolidWorks and Ansys for hydraulic machinery. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2024. No. 2. P. 48–53. doi: 10.20998/2411-3441.2024.2.07
 - Krupa Y., Demchuk R., Volobuev A. Comparative analysis of software systems for hydraulic turbine flow simulation. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2023. No. 1. P. 49–55.
 - SOLIDWORKS Official Website. URL: <https://www.solidworks.com> (дата звернення: 05.09.2025).
 - Liu H., Wu Z., Yuan S., Wang Y., Dong L. Design and Implementation of a Three-Dimensional CAD Graphics Support Platform for Pumps Based on Open CASCADE. *Processes*. 2023. Vol. 11, issue 8. P. 2315. doi: 10.3390/pr11082315
 - Landau Yu. O. Osnovni tendentsiyi rozvytku hidroenerhetyky Ukrainy [The main trends in the development of hydropower in Ukraine]. *Naukovi roboty*. Kharkiv, 2014, vol. 53, issue 40, pp. 82–86.
 - Potetenko O. V., Drankovskyy V. E., Koval'ov S. M., Krupa Ye. S., Vakhrusheva O. S., Shevchenko N. H. Tendentsiyi prosuvannya horizontal'nykh pryamotoknykh i vertykal'nykh radial'no-os'ovykh hidroturbin na vysoki napory z shyrokym diapazonom ekspluatatsiyi [Trends in the promotion of horizontal direct-flow and vertical radial-axial hydraulic turbines for high heads with a wide range of operation]. *Visnyk Sums'koho derzhavnoho universytetu. Seriya: Tekhnichni nauky* [Sumy State University Bulletin. Series: Technical sciences]. Sumy, SumDU Publ., 2010, no. 3, pp. 125–135.
 - Potetenko O. V., Hryshyn O. M., Radchenko L. R., Yakovleva L. K., Krupa Ye. S., Vakhrusheva O. S., Hulakhmadov A. A. Robochyy protses radial'no-diahonal'noyi hidroturbiny (ROD). *Metodyka pobudovy prohnznoyi universal'noyi kharakterystyky* [The working process of a radial-diagonal hydraulic turbine (ROD). Method for constructing a predictive universal characteristic]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu «KhPI»: zb. nauk. pr. Temat. vyp.: Novi rishennya v suchasnykh tekhnolohiyakh* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Thematic issue: New solutions in modern technologies]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2012, no. 33, pp. 109–119.
 - Krupa Ye. S., Demchuk R. M., Kis' S. L. Rozrobka radial'no-diahonal'noyi hidroturbiny [Development of a radial-diagonal hydraulic turbine]. *Informatsiyi tekhnolohiyi: nauka, tekhnika, tekhnolohiya, osvita, zdorov'ya. Tezy dopovidey XXXIII mizhnarodnoyi naukovo-praktychnoyi konferentsiyi MicroCAD-2025 (14–17 travnya 2025 r., Kharkiv)* [Information technologies: science, engineering, technology, education, health. Abstracts of the XXXIII Int. Sci.-Pract. Conf. (14–17 May 2025, Kharkiv)]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2025, p. 257.
 - Krupa Ye., Demchuk R. Comprehensive review of SolidWorks and Ansys for hydraulic machinery. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI" Publ., 2024, no. 2, pp. 48–53. doi: 10.20998/2411-3441.2024.2.07
 - Krupa Y., Demchuk R., Volobuev A. Comparative analysis of software systems for hydraulic turbine flow simulation. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 49–55.
 - SOLIDWORKS Official Website. Available at: <https://www.solidworks.com> (accessed 05.09.2025).
 - Liu H., Wu Z., Yuan S., Wang Y., Dong L. Design and Implementation of a Three-Dimensional CAD Graphics Support Platform for Pumps Based on Open CASCADE. *Processes*. 2023, vol. 11, issue 8, p. 2315. doi: 10.3390/pr11082315

References (transliterated)

Надійшла (received) 30.09.2025

Відомості про авторів / About the Authors

Крупа Євгеній Сергійович (Krupa Yevhenii) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3997-3590>; e-mail: zhekr@ukr.net

Демчук Роман Миколайович (Demchuk Roman) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-3229-0395>; e-mail: roman.demchuk@mit.khpi.edu.ua

Гулевський Микола Олександрович (Hulevskiy Mykola) – Приватний заклад «Інститут «Харківська школа архітектури», викладач кафедри «Архітектура та урбанізм»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-3131-9788>; e-mail: m.hulevskiy@khsa.edu.ua

А. С. РОГОВИЙ, Є. І. ТІМЧЕНКО, А. О. НЕСКОРОЖЕНИЙ, Д. Р. ДЬОМІН, Є. М. ЦЕНТА

ДОСЛІДЖЕННЯ ВИМІРЮВАННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПОТОКУ У ВИХРОВИХ КАМЕРАХ НАСОСІВ З УРАХУВАННЯМ ВПЛИВУ ІНСТРУМЕНТА НА ПОТІК

Досліджено вплив вимірювального інструменту на течію у вихорокамерному насосі (ВКН). Чисельне моделювання виконано в ANSYS CFX із використанням RANS-моделі турбулентності SST; проведено стаціонарні та нестаціонарні розрахунки на неструктурованих сітках із контролем збіжності та критеріїв якості пристінного шару. Розглянуто декілька конфігурацій розміщення інструмента: у торцевій кришці (для різних відносних діаметрів) та на бічній поверхні камери. Оцінювання впливу здійснювалося за полями швидкості у меридіональній та горизонтальній площинах, картами різниці швидкостей відносно базового (безінструментального) випадку, ізоповерхнями λ_2 -критерію та розподілами інтенсивності турбулентності. Показано, що отвори в торцевих кришках практично не змінюють енергетичні параметри насоса: погіршення ККД і витрати не перевищує $\approx 5\%$ у широкому діапазоні відносних діаметрів зонда – у межах типових експериментальних похибок. Натомість бічне встановлення спричиняє суттєву асиметрію течії, локальне підсилення турбулентності та помітне падіння ефективності: у найгіршому випадку ККД знижується до 0,32 від базового рівня. Виявлено, що основне систематичне відхилення у вимірюваннях стосується тангенціальної (обертальної) компоненти швидкості: рідина в каналі інструмента не встигає набути кутової швидкості основного потоку, тож локально занижується вимірюване значення. Для мінімізації впливу рекомендовано: розміщувати зонд у торцевій кришці; обмежувати відносний діаметр інструмента значенням $\leq 0,25$ діаметра горла камери; орієнтувати приймач перпендикулярно до вимірюваної компоненти швидкості. Отримані результати конкретизують умови репрезентативності контактних вимірювань у ВКН та можуть бути використані для планування експериментів і побудови корекційних методик порівняння з CFD.

Ключові слова: вихорокамерний насос, чисельне моделювання, експериментальні дослідження, вимірювальний інструмент, ефективність, турбулентність.

A. ROGOVYI, Ye. TIMCHENKO, A. NESKORZHENYI, D. DOMIN, Ye. TSENTA

RESEARCH ON MEASURING FLOW CHARACTERISTICS IN PUMP VORTEX CHAMBERS, TAKING INTO ACCOUNT THE INFLUENCE OF THE INSTRUMENT ON THE FLOW

The study quantifies how a measuring probe perturbs the internal flow of a vortex chamber pump (VCP) and affects its integral energy metrics. CFD simulations were performed in ANSYS CFX using the RANS SST turbulence model; both steady and unsteady runs on unstructured meshes were executed with strict convergence and near-wall quality controls. Probe locations included the end cover (for several relative diameters) and the lateral wall of the chamber. The impact was evaluated using meridional and horizontal velocity fields, speed-difference maps versus the baseline (no probe), λ_2 -criterion iso-surfaces, and turbulence intensity distributions. End-cover ports practically do not alter the pump's energy parameters: the efficiency and flow rate deterioration stay within $\approx 5\%$ across a wide range of relative probe diameters, i.e., within typical experimental uncertainty. In contrast, lateral mounting induces strong flow asymmetry, local turbulence intensity amplification, and a marked efficiency drop; in the worst case, the efficiency decreases to 0.32 of the baseline. The principal systematic measurement bias concerns the tangential (swirl) velocity component: fluid inside the probe channel does not rapidly acquire the main flow's angular speed rapidly enough, leading to locally underestimated readings. To minimize interference, we recommend: placing the probe in the end cover, limiting its relative diameter to ≤ 0.25 of the throat, and orienting the sensor standard to the measured velocity component. These results clarify the conditions for representative contact measurements in VCPs and support the design of experiments and correction procedures for CFD-experiment comparison.

Keywords: centrifugal pump, numerical modeling, flow, efficiency, mathematical modeling, turbulence.

Вступ. На сучасному етапі розвитку науки, аерогідромеханіка формується як комплексна галузь знань, що поєднує три провідні напрями – теоретичний, експериментальний та обчислювальний [1]. Кожен із них має свої особливості, сферу застосування та методичні підходи, проте в більшості досліджень вони взаємодоповнюють один одного. Для отримання надійних результатів необхідна перевірка теоретичних положень та чисельних моделей експериментальними даними, а також зворотне використання обчислювальних методів для інтерпретації експериментальних спостережень. Такий взаємозв'язок забезпечує підвищення достовірності висновків і сприяє формуванню узагальнених закономірностей у гідрогазодинаміці [2].

Разом із тим, проведення експериментальних досліджень ускладнюється низкою обмежень. Однією з ключових проблем є вплив вимірювальної апаратури на досліджуваний об'єкт [3]. У замкнених або відкритих потокових системах навіть незначне втручання вимірювальних приладів здатне змінювати

структуру течії та спотворювати результати вимірювань [3]. Цей фактор особливо актуальний для досліджень із високими вимогами до точності визначення локальних параметрів, таких як швидкість, тиск чи турбулентні характеристики потоку [4].

Для мінімізації впливу приладів на об'єкт вимірювання дедалі частіше застосовуються оптичні методи, що дозволяють отримати просторово-часову картину течії без прямого контакту з потоком [5; 6]. Водночас використання подібних методів істотно підвищує вартість досліджень, оскільки оптична вимірювальна апаратура є складною, високоточною та дорогою [7]. Це обмежує її широке впровадження, особливо в умовах прикладних інженерних експериментів.

Контактні методи, зокрема використання трубок Піто чи термоанемометрів, залишаються більш доступними, проте вимагають ретельного аналізу впливу вимірювальних пристроїв на потік. Дослідник має бути впевнений, що похибка, пов'язана з присутністю апаратури, є мінімальною, а отримані дані можна коректно зіставляти з результатами

чисельних розрахунків [8]. У цьому контексті актуальним завданням постає пошук оптимального поєднання експериментальних і обчислювальних методів, що забезпечить високу точність і достовірність результатів при раціональних витратах ресурсів.

Аналіз останніх досліджень. Методика проведення аерогідромеханічних експериментів є предметом значної кількості наукових досліджень [9; 10]. У більшості випадків такі методики або зовсім не враховують вплив вимірювального інструменту на потік, вважаючи його незначним, або ж припускають, що уникнути спотворень принципово неможливо. Водночас очевидно, що ступінь впливу апаратури істотно залежить від характеру течії. Для прямолінійних потоків завдання обтікання циліндричних і сферичних тіл розглянуто у численних роботах [11–13], де застосовувалися як чисельні, так і аналітичні та експериментальні підходи. Результати свідчать, що локальний вплив вимірювальних елементів може суттєво змінювати кінематичні характеристики потоку. Водночас інтегральні параметри, зокрема втрати тиску, піддаються відносно простому розрахунку, що ґрунтується на визначенні коефіцієнтів місцевих гідравлічних опорів [14].

Набагато меншою мірою досліджено вплив вимірювальних приладів на енергетичні втрати та процеси обтікання циліндричних тіл у криволінійних потоках, характерних для гідравлічних машин зі складною геометрією, зокрема вихорокамерних насосів [15]. Цей тип насосів відрізняється тим, що в їх робочій порожнині поєднуються риси відцентрового та прямооточного струминного насосів [16]. Відомо, що класичні струминні насоси характеризуються низьким коефіцієнтом корисної дії, що стимулює пошук нових підходів до підвищення їх енергоефективності. Одним із перспективних напрямів вважається комбінування робочих процесів з використанням відцентрової сили для покращення характеристик струминної техніки [17; 18].

Вивчення гідродинамічних особливостей течії у вихорокамерних насосах набуває особливої актуальності, оскільки ці агрегати демонструють вищі показники ефективності при перекачуванні сипучих сумішей порівняно з прямооточними струминними насосами [19]. Крім того, вони перевершують відцентрові насоси за рівнем надійності та довговічності, що робить їх перспективними для застосування у складних промислових умовах [20]. Усе це обґрунтовує необхідність подальших досліджень, спрямованих на уточнення характеристик течії в криволінійних каналах і розробку методик експериментальної перевірки чисельних та теоретичних моделей з урахуванням впливу вимірювальної апаратури.

Мета. Метою роботи є аналіз впливу вимірювальних приладів на характеристики течії у вихорокамерних насосах та зіставлення отриманих експериментальних результатів із параметрами незбуреного потоку.

Результати досліджень. Вихорокамерний насос (ВКН) належить до класу струминних насосів і поєднує ключові переваги струминної техніки, зокрема високу надійність, тривалий ресурс експлуатації та універсальність щодо перекачування різноманітних середовищ [2; 15; 16]. Підвищення коефіцієнта корисної дії порівняно з прямооточними струминними насосами забезпечується завдяки використанню відцентрової сили, яка сприяє формуванню зони розрідження поблизу осі обертання потоку у вихровій камері та підвищенню надлишкового тиску на її периферії.

Конструктивно розрізняють два типи ВКН, що реалізують різні робочі процеси: відведення середовища через осьовий дренажний канал; всмоктування потоків через два осьові канали. У даному дослідженні розглядається насос другого типу. Передбачається, що вплив вимірювального інструменту на структуру течії є подібним для обох конструкцій, тому висновки щодо співвідношення розмірів інструменту з габаритами вихрової камери та осьових каналів не залежать від конкретного робочого процесу. Конструктивні особливості та експлуатаційні характеристики насосів наведено у працях [16; 18; 19].

Методологія дослідження включала два етапи: чисельне моделювання течії у модельному насосі; порівняльний аналіз характеристик потоку, а також локальних значень швидкості та тиску у зонах розташування вимірювального інструменту.

Математичне моделювання виконано із застосуванням методів обчислювальної гідродинаміки (CFD – Computational Fluid Dynamics). Використано модель, що включає рівняння Нав'є–Стокса, осереднені за Рейнольдсом (RANS), рівняння нерозривності та рівняння турбулентності у формулюванні SST-моделі (Shear Stress Transport) [19; 21]. Для підвищення точності визначення вакууму в зоні поблизу осі обертання потоку застосовано поправки, що враховують кривизну ліній струму та ефекти обертання [22; 23].

Для реалізації математичної моделі течії застосовувався програмний комплекс Ansys CFX [24]. Його верифікація, а також оцінка адекватності використаної математичної моделі для вихорокамерних насосів наведені у працях [19; 25] на основі порівняння результатів чисельного моделювання з експериментальними даними.

Розрахунки виконувалися як у стаціонарній, так і в нестаціонарній постановках. Число Куранта-Фрідрікса-Леві обмежувалося значенням не більше 0,5. Для дискретизації застосовувався метод контрольних об'ємів. Чисельні схеми мали другий порядок точності. Критерієм завершення ітераційного процесу було досягнення гранично малих значень залишкових нев'язок рівнянь, а також стабілізація витрати за ітераціями або у часі.

Розрахункова сітка мала неструктуровану конфігурацію, сформовану з тетраедральних елементів із додаванням призматичних шарів у приконттактних зонах поблизу твердих стінок. Мінімально достатній розмір сітки визначався на

основі аналізу результатів для чотирьох варіантів: 1, 3, 6 та 12 млн. елементів. Оскільки інтегральні характеристики, починаючи з сітки у 3 млн. елементів, відрізнялися менш ніж на 1 %, для подальших розрахунків було прийнято саме цей варіант. Додатково контролювалося значення y^+ , яке не перевищувало 4 [26].

На вході в канал задавався повний тиск в якості граничної умови. Для двох осьових каналів та вихідного каналу застосовувалася відкрита гранична умова з нульовим відносним статичним тиском (рис. 1) [27]. Тверді стінки моделі описувалися умовою прилипання (no-slip) із нульовою швидкістю. Для вхідного каналу, що імітував вимірювальний інструмент, використовувалася відкрита границя зі статичним тиском, рівним тиску у вихровій камері, значення якого визначалося в процесі розрахунку. Робочим середовищем була вода з густиною 997 кг/м³.

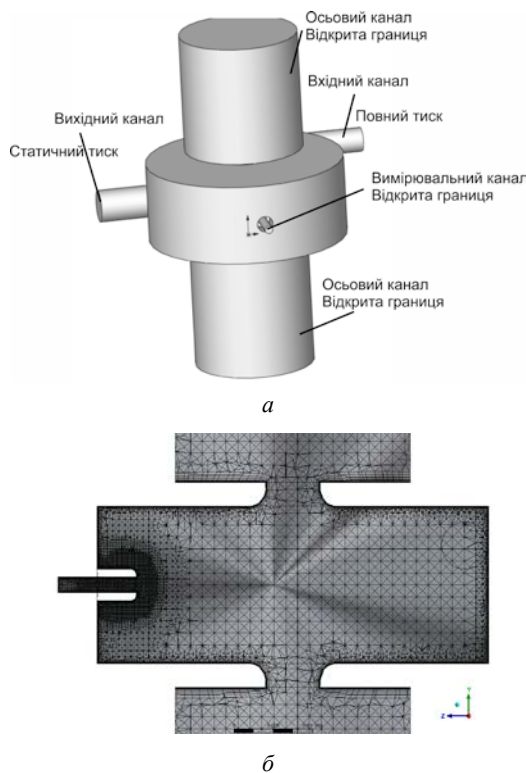


Рис. 1. Вихорокамерний насос:
а – розрахункова модель; б – сіткова модель

На рис. 1 наведено розрахункову схему ВКН у вигляді твердотільної моделі та сітка, що використана.

Інструмент встановлювався у меридіональній площині через отвір у торцевій кришці насоса на відстані половини радіуса вихрової камери, а також на бічний поверхні камери [28]. Аналізувався вплив відносного розміру інструменту на гідродинамічні характеристики, структуру течії та локальні значення швидкості й тиску в точках вимірювання. Діаметр інструменту нормувався відносно діаметра горла вихрової камери.

Аналіз рис. 2 показує, що відсутність інструменту забезпечує найбільш рівномірний розподіл швидкості з мінімальними зонами збурення потоку.

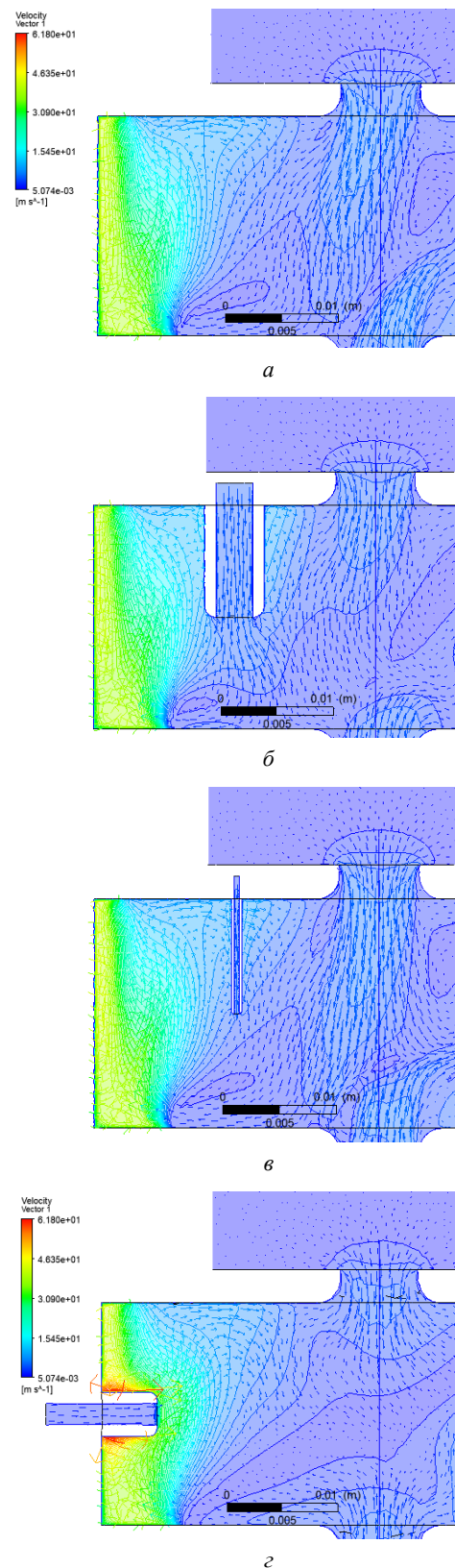


Рис. 2. Розподіл швидкості у меридіональній площині вихорокамерного насоса:
а – без вимірювального інструменту; б – з інструментом, встановленим у торцевій кришці $\bar{d} = 0,75$;
в – з інструментом, встановленим у торцевій кришці камери $\bar{d} = 0,125$; г – з інструментом, розташованим на бічній поверхні камери $\bar{d} = 0,5$

Введення датчика відносним діаметром 0,75 від діаметра горла суттєво змінює картину: з'являються локальні області підвищеної швидкості та порушення симетрії потоку. Менший датчик 0,125 впливає менш агресивно, але все ж формує помітні зони прискорення поблизу своєї поверхні. Конфігурація вимірювального інструменту у бічній поверхні створює концентровані високошвидкісні ділянки, що може призвести до похибок у вимірюваннях. Таким чином, розмір і форма інструменту критично впливають на гідродинаміку, що слід враховувати при плануванні експериментів.

У базовому випадку (рис. 3, а) розподіл швидкості у вихровій камері зберігає відносну симетрію: максимальні значення спостерігаються біля периферії, а в центрі формується стійке вихрове ядро [29]. Введення інструменту 0,75 відносного діаметру (рис. 3, б) суттєво змінює структуру потоку. Характер розподілу швидкостей у цьому випадку подібний до обтікання круглого циліндра: виникають локальні прискорення на обтічній стороні та зони відриву за інструментом, що призводить до підвищеної швидкості, турбулентності та асиметрії потоку. Для інструменту 0,125 (рис. 3, в) вплив менш виражений, однак спостерігається локальне викривлення ліній течії поблизу датчика, що також може вплинути на точність вимірювань. Для інструменту в бічній поверхні вихрової камери (рис. 3, г) спостерігаються найбільші спотворення: формуються високошвидкісні ділянки біля верхньої торцевої стінки та значне перерозподілення потоку в центральній зоні. Це пояснюється тим, що додаткові елементи конструкції змінюють умови обтікання, посилюючи вторинні течії [30]. Таким чином, геометрія та розташування вимірювального інструменту є критичними факторами, що визначають гідродинамічну картину у вихровій камері та можуть суттєво впливати на результати експериментів.

На рис. 4 наведено карти різниці швидкості відносно базового випадку без інструменту, що дозволяє оцінити ступінь спотворення потоку.

У першій конфігурації, коли інструмент встановлено у торцевій кришці (рис. 4, а), спостерігається найбільший локальний вплив: у зоні його розташування формуються області зростання швидкості до 0,28 м/с, що характерно для обтікання циліндричного тіла. Це призводить до зміщення вихрового ядра та появи зон відриву за інструментом. Друга конфігурація, також із розташуванням у торцевій частині камери (рис. 4, б), демонструє подібну картину, але з менш вираженими градієнтами, що свідчить про залежність ефекту від точного положення та геометрії елемента. Третій випадок (інструмент на бічній поверхні камери) характеризується більш рівномірним, але просторово розширеним впливом: зміни швидкості охоплюють периферійну зону, формуючи асиметрію потоку та додаткові вторинні течії (рис. 4, в). Отримані результати підтверджують, що навіть відносно невеликі вимірювальні елементи здатні суттєво змінювати гідродинамічну структуру вихрової камери, що необхідно враховувати при плануванні експериментів і розробці корекційних методик.

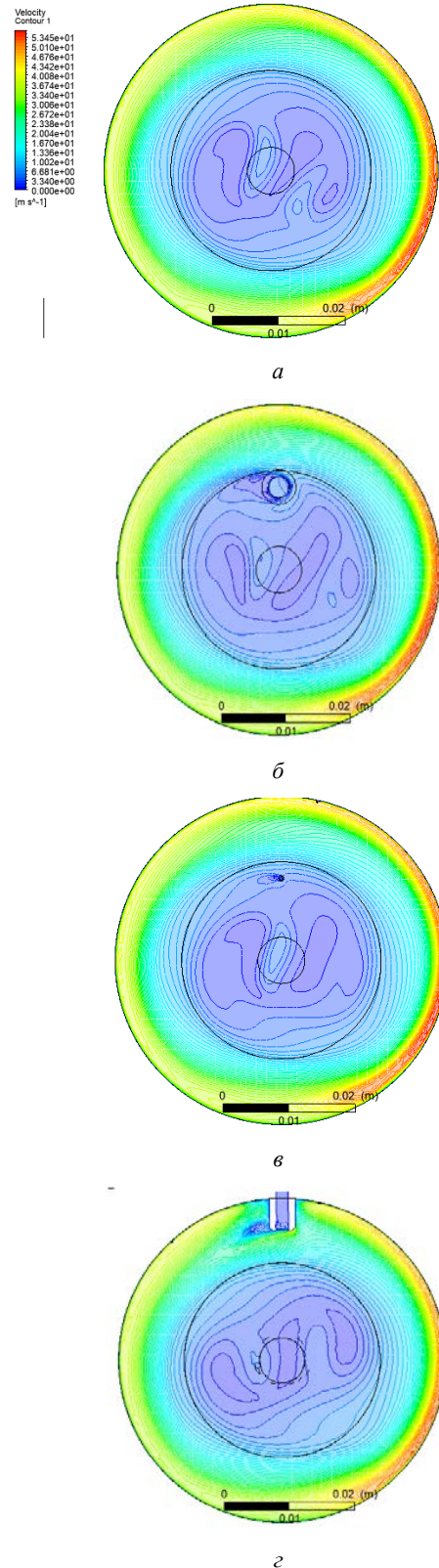


Рис. 3. Розподіл швидкості у вихровій камері вихрокамernого насоса в горизонтальній площині, що проходить через середину її висоти: а – без вимірювального інструменту; б – з інструментом, встановленим у торцевій кришці $\bar{d} = 0,75$; в – з інструментом, встановленим у торцевій кришці камери $\bar{d} = 0,125$; г – з інструментом, розташованим на бічній поверхні камери $\bar{d} = 0,5$

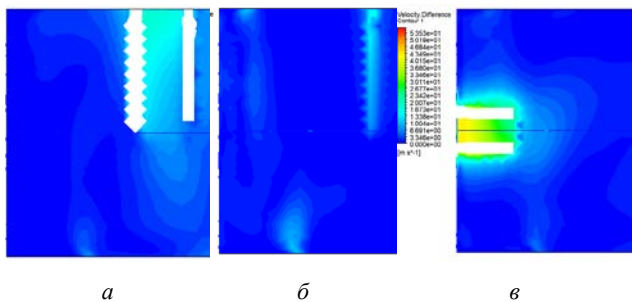


Рис. 4. Різниця у розподілах швидкості у меридіональній площині у порівнянні з розподілом швидкості без інструменту:

a – з інструментом, встановленим у торцевій кришці

$\bar{d} = 0,75$; b – з інструментом, встановленим у торцевій кришці камери $\bar{d} = 0,125$; v – з інструментом, розташованим на бічній поверхні камери $\bar{d} = 0,5$

Критерій λ_2 використовується для виявлення вихрових структур у тривимірних течіях [31]. Він базується на аналізі тензора градієнта швидкості та визначається як друге власне значення симетризованої частини добутку тензора деформацій і обертання [32]. Области, де $\lambda_2 < 0$, відповідають зонам домінування вихрового руху над деформаційним, тобто місцям формування стабільних вихорів. На рис. 5 показано ізоповерхні критерію λ_2 у вихорокамерному насосі за різних конфігурацій вимірювального інструменту. У базовому випадку (рис. 5, a) без інструменту структура вихорів є симетричною: основний тороїдальний вихор охоплює об'єм камери, формуючи характерну спіральну зону рециркуляції. Встановлення інструменту в торцевій кришці (рис. 5, b, v) призводить до локального порушення симетрії поля λ_2 – біля торця з'являються додаткові зони з підвищеним градієнтом в'язкості, що вказує на посилення турбулентних флуктуацій. При розташуванні інструменту на бічній поверхні (рис. 5, z) спостерігається суттєва деформація головного вихору, із його частковим зміщенням і зменшенням інтенсивності λ_2 у центральній частині камери. Це свідчить, що присутність інструменту змінює динаміку вторинних течій, впливаючи на енергію вихорів і стабільність рециркуляційних структур.

Для розуміння впливу інструменту на гідродинаміку течії у насосі доцільно використати такий безрозмірний показник, як інтенсивність турбулентності [33]. Він характеризує рівень пульсацій швидкості відносно середнього потоку [34]. Значення інтенсивності турбулентності варіюються від 0 (ламінальний режим) до 1 (максимальна турбулентність). Аналіз рис. 6 показує, що розташування вимірювального інструмента суттєво змінює структуру потоку у вихорокамерному насосі. Без інструмента потік більш симетричний, з високими значеннями інтенсивності турбулентності у центрі.

Монтаж вимірювального інструменту у торцевій кришці (відносний діаметр 0,75) створює локальні зони зниження інтенсивності турбулентності, але підвищує турбулентність на периферії (рис. 6, b) відразу за інструментом.

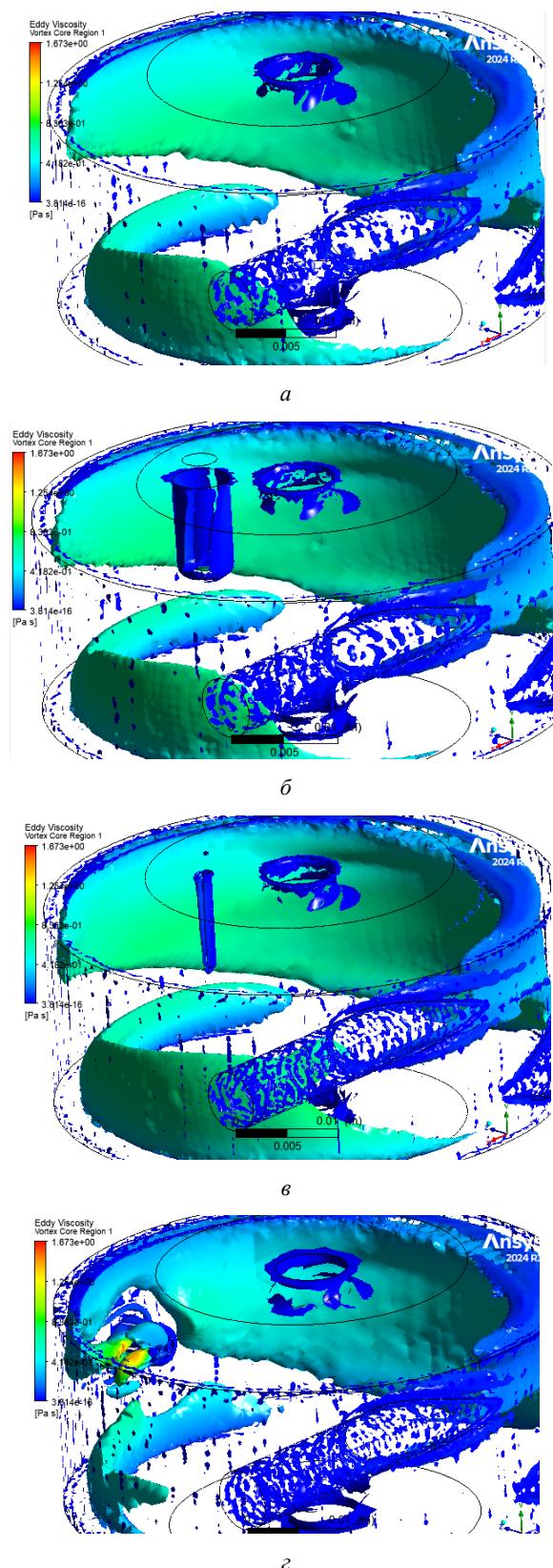


Рис. 5. Розподіл ізоповерхонь λ_2 -критерію у вихровій камері вихорокамерного насоса:

a – без вимірювального інструменту; b – з інструментом, встановленим у торцевій кришці $\bar{d} = 0,75$;

v – з інструментом, встановленим у торцевій кришці камери $\bar{d} = 0,125$; z – з інструментом, розташованим на бічній поверхні камери $\bar{d} = 0,5$

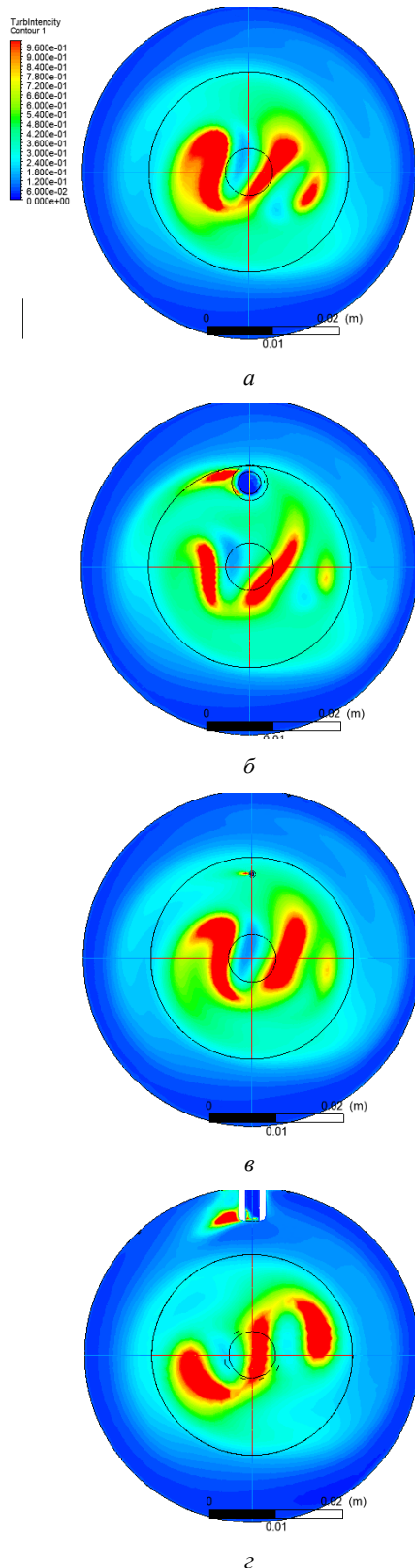


Рис. 6. Розподіл швидкості у вихровій камері вихорокамерного насоса в горизонтальній площині, що проходить через середину її висоти:
 а – без вимірювального інструменту; б – з інструментом, встановленим у торцевій кришці $\bar{d} = 0,75$;
 в – з інструментом, встановленим у торцевій кришці камери $\bar{d} = 0,125$; г – з інструментом, розташованим на бічній поверхні камери $\bar{d} = 0,5$

При розташуванні інструмента з відносним діаметром 0,125 зміни в інтенсивності турбулентності значно мінімізуються, що видно на рис. 6, в. Розташування на бічній поверхні викликає найбільшу асиметрію, концентруючи турбулентність з одного боку. На рис. 6, г видно дві червоні зони високої інтенсивності, сконцентровані з одного боку камери, тоді як протилежна сторона залишається переважно синьою. Це відбувається через локальне утворення вихорів і перерозподіл енергії турбулентності навколо перешкоди. Бічне розташування створює нерівномірний тиск і швидкісні градієнти, що формують інтенсивні вихори лише в одній частині камери, порушуючи рівномірність потоку. Інструмент є фактором, що змінює гідродинаміку системи.

Вимірювання через отвори в торцевих кришках вихрової камери майже не впливають на енергетичні характеристики насоса: погіршення не перевищує 5 % у широкому діапазоні зміни відносного діаметра інструмента, що знаходиться в межах похибки (табл. 1).

Таблиця 1 – Вплив інструменту на енергетичні показники роботи ВКН

Параметр	КК Д	Тиск на виході з насосу	Витрата середовища, що перекачується
Без інструменту	1,0	1,0	1,0
Інструмент діаметром $\bar{d} = 0,5$ розташовано на торцевій кришці	0,96	1,0	0,96
Інструмент діаметром $\bar{d} = 0,5$ розташовано на бічній поверхні	0,79	0,92	0,855
Інструмент діаметром $\bar{d} = 1,0$ розташовано на бічній поверхні	0,32	0,76	0,42

Натомість встановлення інструмента на бічній поверхні є неприпустимим через суттєве зниження ефективності роботи ВКН, що свідчить про значні похибки вимірювань. Використання інструмента в такому положенні може знизити ККД насоса до 68 % через порушення течії. Зменшення відносного діаметра інструмента зменшує збурення потоку, але для мінімізації впливу необхідно забезпечити дуже малий відносний розмір, що складно реалізувати під час експериментів і потребує значного збільшення габаритів моделі насоса.

На рис. 7 показано вплив відносного діаметра вимірювального інструмента на основні енергетичні характеристики ВКН, а також наведено значення швидкості та тиску в точці вимірювання. На рисунку наведено значення для розташування інструменту тільки у верхній торцевій стінці в залежності від відносного діаметра датчика. З графіка видно, що більшість параметрів залишаються практично незмінними, а зниження тиску в точці вимірювання становить близько 10 %. Це свідчить про те, що розмір інструмента майже не впливає на загальні енергетичні

показники ВКН, у випадку розташування у торцевій стінці. Для забезпечення точності вимірювань необхідно дотримуватися співвідношення розмірів камери та інструмента так, щоб його відносний діаметр не перевищував 0,25 діаметра горла камери. Єдиний параметр, на який інструмент впливає суттєво, це обертальна компонента швидкості в точці вимірювання. Причина полягає в тому, що рідина в каналі інструмента не встигає набрати обертальну швидкість основного потоку. Значення цієї компоненти наведені в табл. 2.

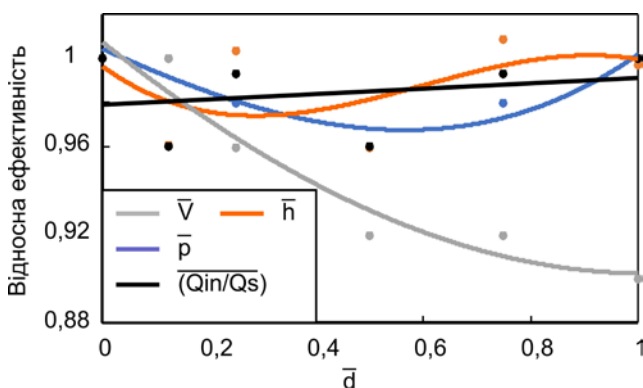


Рис. 7. Залежність інтегральних показників роботи ВКН від відносного діаметра вимірювального інструмента, що розташовано у торцевій кришці

Таблиця 2 – Зміна відносної тангенціальної швидкості в точці виміру

$\bar{d}$	0,125	0,25	0,5	0,75	1,0
$\bar{V}_r$	1,0	1,0	1,0	0,67	0,66

Аналіз рис. 7 та табл. 2 показує, що повна швидкість у точці вимірювання практично не залежить від наявності вимірювального інструмента, проте обертальна компонента істотно зменшується. Це свідчить про значну похибку при визначенні цієї складової швидкості. Для підвищення точності вимірювання обертальної компоненти необхідно орієнтувати інструмент перпендикулярно до напрямку досліджуваної складової.

Висновки. В роботі проаналізовано вплив вимірювальних приладів на характеристики течії у вихорокамерних насосах та порівняно отримані результати із параметрами незбуреного потоку.

1. Контактний вимірювальний інструмент змінює локальну структуру течії у ВКН; ступінь впливу визначається місцем установлення та відносним діаметром зонда. Монтаж у торцевій кришці забезпечує мінімальне спотворення інтегральних показників (погіршення $\leq 5\%$), що можна вважати прийнятним у межах експериментальної похибки.

2. Розміщення інструмента на бічній поверхні є неприйнятним: зростають асиметрія полів швидкості, інтенсивність турбулентності та втрати, а ККД може зменшуватися до 0,32 від базового рівня.

3. Карти різниці швидкостей, ізоперехні λ_2 -критерію та поля інтенсивності турбулентності є інформативними діагностиками збурення, зокрема

фіксують зміщення вихрового ядра та вторинні течії поблизу зонда.

4. Під час вимірювання єдиним параметром, що системно занижувався, була тангенціальна компонента швидкості через недостатнє «закручування» потоку в каналі інструмента.

5. Для забезпечення коректності вимірювань доцільно дотримуватися обмеження відносного діаметра зонда $\leq 0,25$ та орієнтувати приймач перпендикулярно до досліджуваної компоненти швидкості. Запропоновані рекомендації слід враховувати під час проектування стендів, планування серій вимірювань і узгодження CFD-результатів із експериментом.

Список літератури

- Rogovyi A., Voronova Ye. Comparative analysis of performance characteristics of jet vortex type superchuges. *Автомобільний транспорт*. 2016. Вип. 38. С. 93–98.
- Rogovyi A. Use of detached-eddy simulation method (DES) in calculations of the swirled flows in vortex apparatuses. *Teka. Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture*. 2016. Vol. 16, no. 3. P. 57–62.
- Mrózek L., Sláma V., Sedlák K., Tajč L. Analysis of losses in steam turbine control valves. *AIP Conference Proceedings*. 2021. Vol. 2323, issue 1. P. 060003. doi: 10.1063/5.0042097
- Alert R., Casademunt J., Joanny J. F. Active turbulence. *Annual Review of Condensed Matter Physics*. 2022. Vol. 13. P. 143–170. doi: 10.1146/annurev-conmatphys-082321-035957
- Mendes L. P., Ricardo A. M., Bernardino A. J., Ferreira R. M. A comparative study of optical flow methods for fluid mechanics. *Experiments in Fluids*. 2022. Vol. 63. A. no. 7. doi: 10.1007/s00348-021-03357-7
- Neogi A., Mohanta H. K., Sande P. C. Particle image velocimetry investigations on multiphase flow in fluidized beds: a review. *Flow Measurement and Instrumentation*. 2023. Vol. 89. P. 102309. doi: 10.2139/ssrn.4272172
- Brazhenko V., Mochalin I., Cai J. DIY-PIV system for Poiseuille flow investigation in undergraduate fluid mechanics course. *International Journal of Mechanical Engineering Education*. 2025. Vol. 53, issue 2. P. 373–390. doi: 10.1177/03064190241228440
- Роговий А. С., Дранковський В. Е., Тиньянов О. Д., Азаров А. С. Проектування оборотної гідромашини засобами Ansys та дослідження течії у насосному режимі. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2024. No. 2. P. 73–81. doi: 10.20998/2411-3441.2024.2.11
- Turecký P., Mrózek L., Tajč L., Kolovratník M. Analysis of pressure losses in the diffuser of a control valve. *The European Physical Journal Web of Conferences*. 2017. Vol. 143. P. 02135. doi: 10.1051/epjconf/201714302135
- Rogovyi A., Azarov A., Kukhtenkov Y., Avershyn A., Khovanskyi S. Improving the Performance of a Centrifugal Compressor Through Computer-Aided Design and Optimization of Blade Thickness. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII: Proc. of the 7th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2024. Vol. 2: Mechanical and Materials Engineering (4–7 June 2024, Pilsen, Czech Republic)*. Cham : Springer, 2024. P. 324–333. doi: 10.1007/978-3-031-63720-9_28
- Pereira F. S., Eça L., Vaz G., Girimaji S. S. On the simulation of the flow around a circular cylinder at $Re = 140,000$. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2019. Vol. 76. P. 40–56. doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2019.01.007
- Grióni M., Elaskar S., Mirasso A. E. Scale-adaptive simulation of flow around a circular cylinder near a plane boundary. *Journal of Applied Fluid Mechanics*. 2018. Vol. 11, no. 6. P. 1477–1488. doi: 10.29252/jafm.11.06.29036
- Zhou X., Wang J., Hu Y. Experimental investigation on the flow around a circular cylinder with upstream splitter plate. *Journal of Visualization*. 2019. Vol. 22. P. 683–695. doi: 10.1007/s12650-019-00560-x

14. Khalatov A. A., Kovalenko G. V., Meyris A. J. Heat transfer at the cross flow of a tube with an artificial asymmetry. *Thermophysics and Thermal Power Engineering*. 2017. Vol. 39, no. 4. P. 27–32. doi: 10.31472/ihe.4.2017.04
15. Сьомін Д. О., Роговий А. С. Вплив умов входу середовища, що перекачується, на енергетичні характеристики вихрекамерних насосів. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2015. No. 3 (1112). P. 130–136.
16. Роговий А. С. Концепція створення вихоркамерних нагнітачів та принципи побудови систем на їх основі. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*. Северодонецьк : Вид-во ЧНУ ім. Володимира Даля. 2017. № 3 (233). С. 168–173.
17. Syomin D., Rogovyi A. Mathematical simulation of gas bubble moving in central region of the short vortex chamber. *Teka. Commission of motorization and energetics in agriculture*. 2012. Vol. 12, no. 4. P. 279–284.
18. Rogovyi A., Lukianets S., Krasnikov S., Hrechka I., Shudryk O. Energy characteristics of the oil vortex chamber supercharger. *Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes*. Cham : Springer, 2023. P. 561–570. doi: 10.1007/978-3-031-42778-7_52
19. Rogovyi A., Krasnikov S., Timchenko Y., Viunyk O., Sushko S. Use of a guide vane apparatus for swirling axial flow in vortex chamber pumps. *AIP Conference Proceedings*. 2025. Vol. 3428, issue 1. P. 020013. doi: 10.1063/1.5138603
20. Kondus V., Andrusiak V., Sotnyk M., Polkovnychenko V., Mushtai M. The Influence of the Impeller Inter-blade Channels Roughness on the Energy Parameters of the Submersible Pump. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII: Proc. of the 7th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2024. Vol. 2: Mechanical and Materials Engineering (4–7 June 2024, Pilsen, Czech Republic)*. Cham : Springer, 2024. P. 253–270. doi: 10.1007/978-3-031-63720-9_22
21. Xiao J., Wu Q., Chen L., Ke W., Wu C., Yang X., Jiang H. Assessment of different CFD modeling and solving approaches for a supersonic steam ejector simulation. *Atmosphere*. 2022. Vol. 13, issue 1. P. 144. doi: 10.3390/atmos13010144
22. Huang H., Sun T., Li N., Zhang G. Sensitization of the modified SST model to the swirling and curvature for turbulent impinging jet heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2022. Vol. 182. P. 121980. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121980
23. Park J., Kim D. H., Lee S., Park J. S. Analysis of axisymmetric base flows with compressibility and rotation/curvature corrections to turbulence model. *Journal of Computational Fluids Engineering*. 2024. Vol. 29, issue 4. P. 204–216. doi: 10.6112/ksce.2024.29.4.204
24. ANSYS, C. R24.1 Help manual. ANSYS Inc. 2024.
25. Sharapov S., Chekh O., Husiev D., Klymenko V., Shaparenko O. Increasing Boiling Flow Efficiency from Motive Nozzles of Two-Phase Ejectors. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2021. Vol. 1180, no. 1. P. 012059.
26. Kumar P., Mahesh K. A method to determine wall shear stress from mean profiles in turbulent boundary layers. *Experiments in Fluids*. 2022. Vol. 63. A. no. 6. doi: 10.1007/s00348-021-03352-y
27. Mueller T. R., Vogt D. M., Fischer M., Phillipsen B. A. On the far-field boundary condition treatment in the framework of aeromechanical computations using ANSYS CFX. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part A: Journal of Power and Energy*. 2020. Vol. 235, issue 5. P. 1103–1118. doi: 10.1177/09575650920962698
28. Wallace J. M., Vukoslavčević P. V. Measurement of the velocity gradient tensor in turbulent flows. *Annual review of fluid mechanics*. 2010. Vol. 42. P. 157–181. doi: 10.1146/annurev-fluid-121108-145445
29. Mardani A., Asadi B., Beige A. A. Investigation of flame structure and precessing vortex core instability of a gas turbine model combustor with different swirler configurations. *Physics of Fluids*. 2022. Vol. 34, issue 8. P. 085129. doi: 10.1063/5.0097430
30. Резва К. С., Дранковский В. Е., Шевцов В. М., Оспіщева Л. О. Застосування методів математичного моделювання при чисельному дослідженні гідродинамічних характеристик високонапірної оборотної гидромашини. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2020. No. 1. P. 46–52.
31. Zhang Y. N., Qiu X., Chen F. P., Liu K. H., Dong X. R., Liu C. A selected review of vortex identification methods with applications. *Journal of Hydrodynamics*. 2018. Vol. 30, issue 5. P. 767–779. doi: 10.1007/s42241-018-0112-8
32. Dehdarnejad E., Bayareh M. Analysis of the vortical flow in a cyclone using four vortex identification methods. *Powder Technology*. 2023. Vol. 428. P. 118897. doi: 10.1016/j.powtec.2023.118897
33. Belabes B., Paraschivoiu M. Numerical study of the effect of turbulence intensity on VAWT performance. *Energy*. 2021. Vol. 233. P. 121139. doi: 10.1016/j.energy.2021.121139
34. Srikanth H. V., Kesavan M. Numerical Simulations of Flow and Flame Characteristics of Double Cavity Trapped Vortex Combustor. *Jordan Journal of Mechanical & Industrial Engineering*. 2024. Vol. 18, no. 4. P. 835–845. doi: 10.59038/jjmie/180415

References (transliterated)

1. Rogovyi A., Voronova Ye. Comparative analysis of performance characteristics of jet vortex type superchargers. *Avtomobil'nyy transport*. 2016, issue 38, pp. 93–98.
2. Rogovyi A. Use of detached-eddy simulation method (DES) in calculations of the swirled flows in vortex apparatuses. *Teka. Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture*. 2016, vol. 16, no. 3, pp. 57–62.
3. Mrózek L., Sláma V., Sedláč K., Tajč L. Analysis of losses in steam turbine control valves. *AIP Conference Proceedings*. 2021, vol. 2323, issue 1, p. 060003. doi: 10.1063/5.0042097
4. Alert R., Casademunt J., Joanny J. F. Active turbulence. *Annual Review of Condensed Matter Physics*. 2022, vol. 13, pp. 143–170. doi: 10.1146/annurev-conmatphys-082321-035957
5. Mendes L. P., Ricardo A. M., Bernardino A. J., Ferreira R. M. A comparative study of optical flow methods for fluid mechanics. *Experiments in Fluids*. 2022, vol. 63, a. no. 7. doi: 10.1007/s00348-021-03357-7
6. Neogi A., Mohanta H. K., Sande P. C. Particle image velocimetry investigations on multiphase flow in fluidized beds: a review. *Flow Measurement and Instrumentation*. 2023, vol. 89, p. 102309. doi: 10.2139/ssrn.4272172
7. Brazhenko V., Mochalin L., Cai J. DIY-PIV system for Poiseuille flow investigation in undergraduate fluid mechanics course. *International Journal of Mechanical Engineering Education*. 2025, vol. 53, issue 2, pp. 373–390. doi: 10.1177/03064190241228440
8. Rogovyi A. S., Drankovskyi V. E., Tynianov O. D., Azarov A. S. Proyektuvannya oborotnoyi hidromashyny zasobamy Ansys ta doslidzhennya techiyi u nasosnomu rezhymi [Designing a reversible hydraulic machine with Ansys and studying the flow in the pumping mode]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2024, no. 2, pp. 73–81. doi: 10.20998/2411-3441.2024.2.11
9. Turecký P., Mrózek L., Tajč L., Kolovratnik M. Analysis of pressure losses in the diffuser of a control valve. *The European Physical Journal Web of Conferences*. 2017. Vol. 143. P. 02135. doi: 10.1051/epjconf/201714302135
10. Rogovyi A., Azarov A., Kukhtenkov Y., Avershyn A., Khovanskyi S. Improving the Performance of a Centrifugal Compressor Through Computer-Aided Design and Optimization of Blade Thickness. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII: Proc. of the 7th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2024. Vol. 2: Mechanical and Materials Engineering (4–7 June 2024, Pilsen, Czech Republic)*. Cham, Springer Publ., 2024, pp. 324–333. doi: 10.1007/978-3-031-63720-9_28
11. Pereira F. S., Eça L., Vaz G., Girimaji S. S. On the simulation of the flow around a circular cylinder at Re = 140,000. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2019, vol. 76, pp. 40–56. doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2019.01.007
12. Gironi M., Elaskar S., Mirasso A. E. Scale-adaptive simulation of flow around a circular cylinder near a plane boundary. *Journal of Applied Fluid Mechanics*. 2018, vol. 11, no. 6, pp. 1477–1488. doi: 10.29252/jafm.11.06.29036
13. Zhou X., Wang J., Hu Y. Experimental investigation on the flow around a circular cylinder with upstream splitter plate. *Journal of Visualization*. 2019, vol. 22, pp. 683–695. doi: 10.1007/s12650-019-00560-x

14. Khalatov A. A., Kovalenko G. V., Meyris A. J. Heat transfer at the cross flow of a tube with an artificial asymmetry. *Thermophysics and Thermal Power Engineering*. 2017, vol. 39, no. 4, pp. 27–32. doi: 10.31472/ihe.4.2017.04
15. Syomin D. O., Rogovyi A. S. Vplyv umov vkhodu seredovyscha, shcho perekachuyet'sya, na enerhetychni kharakterystyky vykhrekamernykh nasosiv [The influence of the inlet conditions of the pumped medium on the energy characteristics of vortex chamber pumps]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 3 (1112), pp. 130–136.
16. Rogovyi A. S. Kontseptsiya stvorenniya vykhorokamernykh nahnitachiv ta pryntsyipy pobudovy system na yikh osnovi [The concept of vortex chamber superchargers creation and the principle of systems designing on their basis]. *Visnyk Shkhydnoukrayins'koho natsional'noho universytetu imeni Volodymyra Dalya* [Visnik of the Volodymyr Dahl East Ukrainian national university]. Severodonetsk, SNU named after Volodymyr Dahl Publ., 2017, no. 3 (233), pp. 168–173.
17. Syomin D., Rogovyi A. Mathematical simulation of gas bubble moving in central region of the short vortex chamber. *Teka. Commission of motorization and energetics in agriculture*. 2012, vol. 12, no. 4, pp. 279–284.
18. Rogovyi A., Lukianets S., Krasnikov S., Hrechka I., Shudryk O. Energy characteristics of the oil vortex chamber supercharger. *Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes*. Cham, Springer Publ., 2023, pp. 561–570. doi: 10.1007/978-3-031-42778-7_52
19. Rogovyi A., Krasnikov S., Timchenko Y., Viunyk O., Sushko S. Use of a guide vane apparatus for swirling axial flow in vortex chamber pumps. *AIP Conference Proceedings*. 2025, vol. 3428, issue 1, p. 020013. doi: 10.1063/1.510038603
20. Kondus V., Andrusiak V., Sotnyk M., Polkovnychenko V., Mushtai M. The Influence of the Impeller Inter-blade Channels Roughness on the Energy Parameters of the Submersible Pump. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII: Proc. of the 7th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2024. Vol. 2: Mechanical and Materials Engineering (4–7 June 2024, Pilsen, Czech Republic)*. Cham, Springer Publ., 2024, pp. 253–270. doi: 10.1007/978-3-031-63720-9_22
21. Xiao J., Wu Q., Chen L., Ke W., Wu C., Yang X., Jiang H. Assessment of different CFD modeling and solving approaches for a supersonic steam ejector simulation. *Atmosphere*. 2022, vol. 13, issue 1, p. 144. doi: 10.3390/atmos13010144
22. Huang H., Sun T., Li N., Zhang G. Sensitization of the modified SST model to the swirling and curvature for turbulent impinging jet heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2022, vol. 182, p. 121980. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121980
23. Park J., Kim D. H., Lee S., Park J. S. Analysis of axisymmetric base flows with compressibility and rotation/curvature corrections to turbulence model. *Journal of Computational Fluids Engineering*. 2024, vol. 29, issue 4, pp. 204–216. doi: 10.6112/ksce.2024.29.4.204
24. ANSYS, C. *R24.1 Help manual*. ANSYS Inc. 2024.
25. Sharapov S., Chekh O., Husiev D., Klymenko V., Shaparenko O. Increasing Boiling Fluid Flowing Efficiency from Motive Nozzles of Two-Phase Ejectors. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2021, vol. 1180, no. 1, p. 012059.
26. Kumar P., Mahesh K. A method to determine wall shear stress from mean profiles in turbulent boundary layers. *Experiments in Fluids*. 2022, vol. 63, a. no. 6. doi: 10.1007/s00348-021-03352-y
27. Mueller T. R., Vogt D. M., Fischer M., Phillipsen B. A. On the far-field boundary condition treatment in the framework of aeromechanical computations using ANSYS CFX. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part A: Journal of Power and Energy*. 2020, vol. 235, issue 5, pp. 1103–1118. doi: 10.1177/0957650920962698
28. Wallace J. M., Vukoslavčević P. V. Measurement of the velocity gradient tensor in turbulent flows. *Annual review of fluid mechanics*. 2010, vol. 42, pp. 157–181. doi: 10.1146/annurev-fluid-121108-145445
29. Mardani A., Asadi B., Beige A. A. Investigation of flame structure and precessing vortex core instability of a gas turbine model combustor with different swirler configurations. *Physics of Fluids*. 2022, vol. 34, issue 8, p. 085129. doi: 10.1063/5.0097430
30. Ryzva K. S., Drankov'skyi V. E., Shevtsov V. M., Ospishcheva L. O. Zastosuvannya metodiv matematychnoho modelyuvannya pry chysel'nomu doslidzhenni hidrodynamichnykh kharakterystyk vysokonapirnoyi oborotnoyi hydromashyny [The application of methods of mathematical modeling for the numerical research of hydrodynamic characteristics of a high-head reversible hydraulic machine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2020, no. 1, pp. 46–52.
31. Zhang Y. N., Qiu X., Chen F. P., Liu K. H., Dong X. R., Liu C. A selected review of vortex identification methods with applications. *Journal of Hydrodynamics*. 2018, vol. 30, issue 5, pp. 767–779. doi: 10.1007/s42241-018-0112-8
32. Dehdarnejad E., Bayareh M. Analysis of the vortical flow in a cyclone using four vortex identification methods. *Powder Technology*. 2023, vol. 428, p. 118897. doi: 10.1016/j.powtec.2023.118897
33. Belabes B., Parachioiu M. Numerical study of the effect of turbulence intensity on VAWT performance. *Energy*. 2021, vol. 233, p. 121139. doi: 10.1016/j.energy.2021.121139
34. Srikanth H. V., Kesavan M. Numerical Simulations of Flow and Flame Characteristics of Double Cavity Trapped Vortex Combustor. *Jordan Journal of Mechanical & Industrial Engineering*. 2024, vol. 18, no. 4, pp. 835–845. doi: 10.59038/jjmie/180415

Надійшла (received) 10.10.2025

Відомості про авторів / About the Authors

Роговий Андрій Сергійович (Rogovyi Andrii) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6057-4845>; e-mail: asrogovoy@ukr.net

Тімченко Євген Ігорович (Timchenko Yevhen) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; e-mail: yevhen.timchenko@mit.khpi.edu.ua

Нескорожений Артем Олегович (Neskorozhenyi Artem) – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, аспірант кафедри «Деталі машин і теорії механізмів і машин»; м. Харків, Україна; e-mail: nao@m-impex.com.ua

Дьомін Данііл Русланович (Domiin Daniil) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0003-0314-1191>; e-mail: daniil.domin@mit.khpi.edu.ua

Цента Євген Миколайович (Tsenta Yevhen) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», майстер виробничого навчання кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2607-2294>; e-mail: yevhen.tsenta@khpi.edu.ua

*О. В. ДЯЧЕНКО, Д. А. ГАПОН, Т. С. ДОНЕЦЬКА, С. В. ШВЕЦЬ, В. М. БАЖЕНОВ***ПЕРСПЕКТИВИ ІНТЕГРАЦІЇ ЦИФРОВИХ ТРАНСФОРМАТОРІВ У ЕНЕРГОСИСТЕМУ**

Енергетична галузь перебуває на етапі масштабної цифрової трансформації, що зумовлена необхідністю підвищення ефективності та гнучкості енергосистеми. Одним із ключових елементів цієї трансформації є цифрові трансформатори, які забезпечують суттєве покращення контролю та управління енергопотоками. Вони дозволяють значно підвищити надійність, зменшити експлуатаційні витрати, втрати електроенергії та підвищити точність вимірювань. Завдяки цифровим трансформаторам можливим стає оперативний моніторинг стану обладнання, що сприяє своєчасному виявленню несправностей і зменшенню ризиків аварій. Впровадження цифрових трансформаторів базується на міжнародному стандарті IEC 61850, який забезпечує швидкий і надійний обмін даними між компонентами цифрової системи. Вони дозволяють значно зменшити витрати на побудову нових об'єктів та їх обслуговування, забезпечують дистанційну діагностику та можливість прогнозного технічного обслуговування. Цифрові трансформатори відіграють ключову роль у розвитку інтелектуальних мереж (Smart Grid), дозволяючи автоматизувати процеси розподілу електроенергії та оперативно реагувати на зміни навантаження. Вони також сприяють зменшенню негативного впливу на довкілля, оскільки оптимізоване керування енергопотоками дозволяє скоротити потребу у викопних джерелах енергії та мінімізувати втрати електроенергії під час її транспортування. Однією з найважливіших переваг цифрових трансформаторів є їхня здатність працювати у складі комплексних систем захисту, керування та енергоменеджменту, забезпечуючи високий рівень взаємодії між різними елементами енергетичної інфраструктури. Вони можуть інтегруватися із системами штучного інтелекту та машинного навчання, що дозволяє прогнозувати можливі несправності, оптимізувати режими роботи мережі та підвищувати загальну ефективність системи. Подальша інтеграція цифрових трансформаторів у енергосистему дозволить значно підвищити надійність і стійкість електромереж, сприятиме розширенню можливостей кібербезпеки, а також зробить управління електроенергетикою більш адаптивним і економічно вигідним у довгостроковій перспективі. У статті детально аналізуються переваги цифрових трансформаторів перед традиційними аналоговими рішеннями, зокрема їхня здатність зменшувати електромагнітні втрати, забезпечувати більш високу точність вимірювань і підвищувати рівень автоматизації управління електромережею. Також розглядаються економічні аспекти переходу до цифрових трансформаторів, потенційні виклики їх впровадження та стратегічні перспективи розвитку цієї технології.

Ключові слова: цифрові трансформатори, цифрова підстанція, енергетична трансформація, інтелектуальні мережі, енергосистема, кібербезпека, управління енергопотоками, моніторинг.

*О. DIACHENKO, D. GAPON, T. DONETSKA, S. SHVETS, V. BAZHENOV***PROSPECTS OF INTEGRATING DIGITAL TRANSFORMERS INTO THE ENERGY SYSTEM**

The energy sector is undergoing a large-scale digital transformation driven by the need to enhance the efficiency and flexibility of the energy system. One of the key elements of this transformation is digital transformers, which provide significant improvements in the control and management of energy flows. They allow for a substantial reduction in electricity losses, improve measurement accuracy, and ensure seamless integration of renewable energy sources into the grid. Thanks to digital transformers, it is possible to conduct real-time monitoring of equipment status, which helps in the timely detection of faults and reducing the risks of accidents. The implementation of digital transformers is based on the international standard IEC 61850, which ensures fast and reliable data exchange between all components of the energy system. They significantly reduce maintenance costs by providing remote diagnostics and the possibility of predictive maintenance. Digital transformers play a key role in the development of Smart Grids, enabling the automation of electricity distribution processes and the ability to quickly respond to load changes. They also help reduce the negative environmental impact, as optimized energy flow management reduces the need for fossil energy sources and minimizes electricity losses during transmission. One of the most important advantages of digital transformers is their ability to operate within complex energy management systems, providing a high level of interaction between various elements of energy infrastructure. They can integrate with artificial intelligence and machine learning systems, allowing for the prediction of potential failures, optimization of network operating modes, and improving the overall efficiency of the system. Further integration of digital transformers into the energy system will significantly enhance the reliability and resilience of power grids, contribute to the expansion of cybersecurity capabilities, and make electricity management more adaptive and cost-effective in the long term. The article provides a detailed analysis of the advantages of digital transformers over traditional analog solutions, particularly their ability to reduce electromagnetic losses, provide higher measurement accuracy, and increase the level of automation in grid management. Economic aspects of the transition to digital transformers, potential challenges of their implementation, and strategic prospects for the development of this technology are also discussed.

Keywords: digital transformers, digital substation, energy transformation, smart grids, energy system, cybersecurity, energy flow management, monitoring.

Вступ. Цифрові трансформатори (ЦТ) є важливим елементом сучасних електроенергетичних систем, які дедалі більше переходять до цифрового формату. Інноваційні підходи до вимірювальної техніки відіграють ключову роль у підвищенні ефективності, надійності та безпеки енергетичної інфраструктури. Впровадження ЦТ дозволяє зменшити похибки вимірювань, підвищити стійкість систем до електромагнітних впливів та оптимізувати експлуатаційні витрати.

Останні роки характеризуються стрімким зростанням уваги до цифрових вимірювальних технологій, що обумовлено необхідністю дистанційного контролю та автоматизованого аналізу

електроенергетичних процесів. Використання цифрових трансформаторів забезпечує розширені можливості діагностики, збору та обробки даних, що дозволяє здійснювати гнучке управління мережею та швидко реагувати на потенційні відхилення в роботі обладнання [1].

Забезпечення високої адаптивності електроенергетичних активів при одночасному зниженні експлуатаційних витрат є стратегічним викликом для операторів електричних мереж. У цьому контексті ЦТ стають невід'ємною складовою концепції цифрової підстанції, сприяючи її інтеграції в сучасну енергетичну екосистему [2].

Крім того, ЦТ струму рис. 1 та напруги рис. 2

© О. В. Дяченко, Д. А. Гапон, Т. С. Донецька, С. В. Швець, В. М. Баженов, 2025

сприяють реалізації концепції «Розумних мереж» (Smart Grids), забезпечуючи гнучке керування потоками електроенергії та сприяючи інтеграції відновлюваних джерел енергії.



Рис. 1. Цифровий трансформатор струму 3000/5A фірми Schneider Electric

Завдяки своїм перевагам, таким як компактність, зменшення витрат на обслуговування та висока точність вимірювань, вони поступово витісняють традиційні електромагнітні трансформатори.

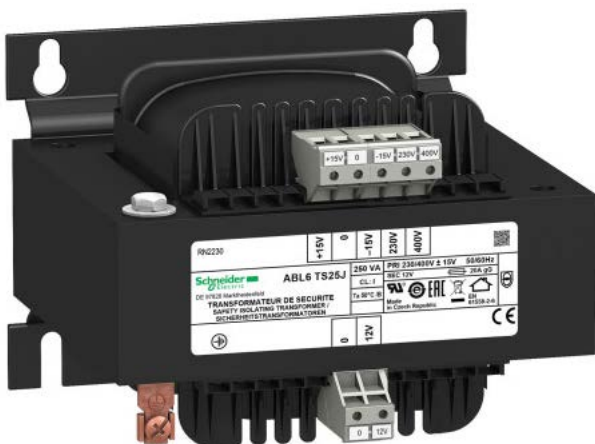


Рис. 2. Цифровий трансформатор напруги 230-400/12 В 250 ВА фірми Schneider Electric

Інноваційні рішення, що базуються на цифрових трансформаторах, дозволяють не лише підвищити ефективність роботи енергосистем, а й забезпечити відповідність сучасним стандартам кібербезпеки. Вони інтегруються в загальну цифрову інфраструктуру, відкриваючи нові можливості для автоматизації, аналізу великих масивів даних та впровадження прогнозованої аналітики.

Таким чином, ЦТ струму та напруги є невід'ємною складовою майбутніх електроенергетичних систем, забезпечуючи підвищення їхньої надійності, ефективності та стійкості до викликів сучасного технологічного середовища. Їхнє впровадження є важливим кроком на шляху до цифрової трансформації енергетики, що дозволяє адаптувати галузь до нових вимог і викликів

глобального енергетичного переходу.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Останнє десятиліття стало періодом активного розвитку цифрових трансформаторів, що привернуло увагу як українських, так і зарубіжних науковців. Вагомий внесок у дослідження цієї теми зробили такі вчені, як Holbach J., Rodriguez J., Brunner C., Bautista Flores, Гриб О. Г., Ляшенко В. І., Майсснер Ф., які зосереджували увагу на підвищенні точності вимірювань, адаптивності вимірювальних систем та їх інтеграції в цифрові електроенергетичні комплекси [3–7].

Розвиток цифрових технологій у вимірювальній техніці, зумовлений масштабною трансформацією енергетичного сектору, яка включає впровадження розподіленої генерації, інтеграцію відновлюваних джерел енергії та необхідність підвищення ефективності управління електричною мережею. Це вимагає нових підходів до моніторингу параметрів електроенергії, що стали можливими завдяки впровадженню ЦТ.

Серед ключових викликів, з якими стикається традиційна вимірювальна техніка, можна відзначити необхідність підвищення точності вимірювань у широкому діапазоні навантажень, зменшення впливу електромагнітних перешкод та покращення можливостей дистанційного контролю. Запровадження ЦТ дозволяє вирішити ці проблеми завдяки використанню електронних сенсорів, цифрової обробки сигналів та технологій оптичної передачі даних [8–11].

Глобальні тенденції у сфері цифровізації електроенергетики свідчать про зростаючу роль ЦТ у підвищенні ефективності енергосистем. Країни, що активно впроваджують ці технології, отримують конкурентні переваги у вигляді зниження експлуатаційних витрат, покращення адаптивності мереж та можливості швидкого реагування на зміни в енергетичному балансі [12; 13].

Метою цієї роботи є аналіз основних наукових підходів до впровадження ЦТ, а також оцінка їх перспектив у контексті глобальної цифровізації електроенергетичних систем.

Виклад основного матеріалу. ЦТ є ключовими елементами для забезпечення ефективної роботи цифрових підстанцій (ЦПС) рис. 3. Вони відрізняються від класичних аналогових трансформаторів тим, що не просто перетворюють фізичні величини, але й здійснюють безпосередню цифрову обробку сигналів. Ці пристрої є основою для вимірювання параметрів електричних мереж та забезпечують їх точне, швидке і безпечне управління в реальному часі [14–16].

ЦТ здійснюють кілька важливих функцій у рамках ЦПС:

- *перетворення аналогових сигналів у цифрові.* Завдяки вбудованим аналогово-цифровим перетворювачам (АЦП), ЦТ здійснюють точне перетворення значень струму та напруги в цифрову послідовність;

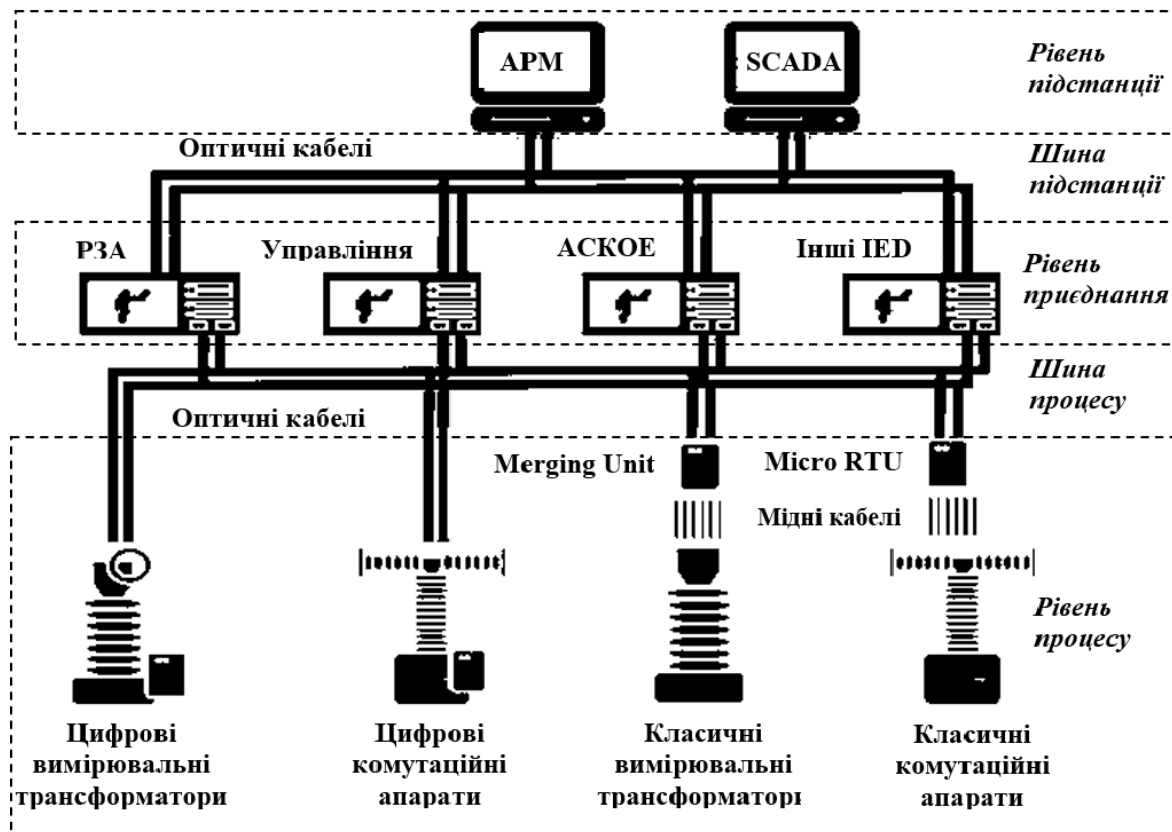


Рис. 3. Структура цифрової підстанції по міжнародному стандарту IEC 61850

- *інтерфейс з цифровими системами*. ЦТ передають вимірювальні дані через стандартизовані протоколи, такі як IEC 61850, IEC 62271-103, IEC 61869-2 та ін. Це забезпечує інтеграцію з іншими сучасними системами автоматизації та релейного захисту, що є важливим елементом для забезпечення надійності і швидкості реагування на аварійні ситуації;

- *моніторинг і діагностика*. Використання ЦТ дозволяє не тільки вимірювати струм і напругу, але й проводити аналіз стану обладнання, включаючи визначення температури, вологості та інших важливих параметрів, що, у свою чергу, дає змогу оперативно виявляти несправності та прогнозувати можливі аварії.

ЦТ мають низку переваг порівняно з класичними аналоговими:

- *зниження витрат на монтаж і експлуатацію*. Відсутність необхідності в численних кабелях і з'єднаннях між обладнанням значно знижує витрати на монтаж і зменшує складність системи. Зокрема, у повному обсязі виключаються проблеми розриву вторинних кіл трансформаторів струму та пов'язані з цим труднощі обслуговування та модернізації обладнання;

- *вища точність і надійність*. Цифрові перетворювачі забезпечують значно вищу точність вимірювань завдяки використанню високоточних АЦП. Їх використання виключає необхідність додаткового перетворення сигналів напруги та струмів у цифрових приладах, результат вимірювання

не залежить від кількості та якості підключених приладів, що знижує похибки вимірів і забезпечує надійність роботи системи;

- *автоматизація*. Завдяки цифровим трансформаторам і сучасним протоколам обміну даними підстанції стають більш контрольованими та інформативними, що дозволяє зменшити кількість необхідного персоналу на місцях і знизити витрати на обслуговування;

- *швидкість обробки*. Завдяки цифровій обробці сигналів, інформація передається та обробляється в реальному часі, що знижує час реагування на зміни в параметрах мережі;

- *інтелектуальна самодіагностика*. Інтелектуальні ЦТ можуть здійснювати самодіагностику та надавати прогнози щодо стану обладнання, що дозволяє виконувати технічне обслуговування в прогнозовані моменти часу, зменшуючи ризик виникнення аварійних ситуацій;

- *відсутність насичення та ферорезонансу*. ЦТ не страждають від проблем, які характерні для аналогових систем, таких як насичення магнітного поля чи ферорезонанс;

- *забезпечення безпеки та кібербезпеки*. Передача даних оптичними каналами даних є абсолютно безпечною для людини та обладнання, на відміну від традиційних кіл напруги (100 В) та струму (1 А, 5 А). Крім того, цифрові системи обміну даними на підстанціях можуть бути оснащені сучасними методами захисту інформації, що підвищує рівень безпеки в умовах постійно зростаючих вимог до

захисту інфраструктури.

ЦТ є важливими елементами в архітектурі ЦПС. Вони входять до складу так званої «шини процесу», через яку здійснюється обмін даними між пристроями нижніх рівнів підстанції рис. 3. Цей обмін відбувається через протоколи, які забезпечують синхронізацію часу і передачу даних з високою швидкістю та надійністю. У випадку ЦТ, цифрові вимірювальні дані можуть бути безпосередньо передані до системи управління або релейного захисту [14; 16].

Шина процесу є основним компонентом для збирання та обміну даними на різних рівнях підстанції. Вона забезпечує зв'язок між первинними елементами мережі, такими як трансформатори і вимірювальні пристрої, та вторинними системами управління і захисту. Ця архітектура дозволяє здійснювати моніторинг та керування в реальному часі, що забезпечує високу надійність і оперативність роботи системи.

У контексті розвитку «розумних» мереж, ЦТ виконують важливу роль у забезпеченні автоматизованого моніторингу та управління розподілом електричної енергії. Ці мережі здатні здійснювати автоматичне виявлення та ліквідацію аварій, а також оптимізувати споживання енергії на основі даних, отриманих від цифрових трансформаторів. Завдяки цьому, «розумні» мережі здатні забезпечити більш ефективне використання ресурсів та зменшення втрат електричної енергії [17].

Перехід на ЦТ вимагає врахування особливостей існуючих мереж і поступового впровадження нових технологій. Для застарілих підстанцій цей процес може включати поетапну модернізацію обладнання, що дозволяє зберегти функціональність існуючих систем, таких як релейний захист і автоматика, і одночасно впроваджувати нові ЦТ і системи збору даних [18; 19].

ЦТ є важливими складовими частинами сучасних ЦПС. Вони забезпечують точне вимірювання параметрів електричної енергії, що є необхідним для належного функціонування систем управління, захисту та моніторингу.

ЦТ струму здатні здійснювати точне вимірювання струмів з високою роздільною здатністю та точністю, що забезпечує своєчасну реакцію на зміну режимів роботи підстанцій і трансформаторів. ЦТС, на відміну від традиційних трансформаторів, дозволяють реалізувати цифровий обмін даними між підстанцією і центральною системою управління, знижуючи вплив шуму та збурень на вимірювання.

ЦТ напруги працюють на принципі оптичного або аналогового цифрового перетворення. Вони дозволяють точно вимірювати напруги в реальному часі і передавати ці дані до системи автоматизації без необхідності додаткових перетворень або втрат точності.

Цей підхід забезпечує більш високий рівень інтеграції обладнання на цифровому рівні, знижуючи кількість необхідних з'єднань і зменшуючи можливі помилки, що можуть виникати при використанні

традиційних аналогових вимірювань.

Для обміну даними між елементами цифрових підстанцій використовуються стандарти, зокрема IEC 61850, який є основним стандартом для автоматизації підстанцій. Цей стандарт підтримує кілька різних типів комунікацій, зокрема протоколи SV, GOOSE і MMS, що дозволяють здійснювати швидкий та надійний обмін даними між усіма компонентами підстанцій [14].

Протокол SV (Sampled Values) використовується для передачі перетворених у цифрову послідовність значень безперервних сигналів, таких як струм, напруга, температура та ін. у реальному часі. Цей протокол дозволяє забезпечити мінімальну затримку передачі значень до усіх приладів захисту, автоматики, контролю та обліку.

Протокол GOOSE (Generic Object Oriented Substation Event) використовується для передачі дискретних сигналів у реальному часі, таких як спрацьовування захисту або комутація обладнання. Цей протокол дозволяє знизити час реагування на аварії і забезпечити швидку передачу інформації без необхідності транзиту через центральну систему управління.

Протокол MMS (Manufacturing Message Specification) використовується для обміну даними, вимірюваннями та командними сигналами. Завдяки цьому протоколу здійснюється обмін даними між різними пристроями на підстанції, а також з системами віддаленого моніторингу і контролю [14].

Майбутнє цифрових трансформаторів виглядає обнадійливо. З розвитком технологій вимірювання і обробки даних, а також удосконаленням протоколів комунікації, ЦТ будуть відігравати ще більшу роль у створенні інтегрованих, високоефективних і надійних енергетичних систем. Вони забезпечать можливість здійснювати дистанційне керування та моніторинг у реальному часі, що дозволить знижувати витрати на обслуговування та ремонт, а також забезпечити більш ефективне використання енергії.

Але незважаючи на численні переваги, впровадження цифрових трансформаторів і підстанцій має ряд технічних та організаційних викликів. Розглянемо деякі з них та розберемо можливі шляхи їх подолання:

- *вартість початкових інвестицій*. Одним з основних бар'єрів є висока вартість цифрових трансформаторів та інфраструктури, пов'язаної з їх інтеграцією в існуючі системи. Це особливо актуально для малих і середніх підприємств, які не можуть дозволити собі значні капіталовкладення на початковому етапі.

Для зниження фінансового навантаження на підприємства варто використовувати моделі фінансування, такі як лізинг або спеціалізовані кредити. Крім того, з розвитком технологій вартість компонентів, зокрема датчиків і сенсорів, знижуватиметься, що дозволить зменшити загальну вартість проєктів. Інвестиції в ЦТ можуть також окупитися за рахунок зниження витрат на обслуговування, а також на автоматизацію процесів,

що дозволяє зменшити потребу в персоналі та підвищити ефективність роботи;

- *необхідність кваліфікованих кадрів*. ЦТ вимагають наявності висококваліфікованих спеціалістів, здатних здійснювати їх установку, налаштування та обслуговування. Це може бути проблемою у регіонах з обмеженим доступом до таких кадрів.

Для вирішення цієї проблеми можна реалізовувати програми навчання та підвищення кваліфікації технічного персоналу. Багато компаній зараз проводять онлайн-курси та навчальні програми, щоб забезпечити кадри необхідними знаннями для роботи з новими технологіями. Враховуючи зростаючий попит на цифрові технології, університети та технічні навчальні заклади також починають включати спеціалізовані курси з автоматизації енергетичних систем, що допоможе зменшити дефіцит кваліфікованих кадрів у майбутньому;

- *проблеми сумісності*. Інтеграція цифрових трансформаторів у вже існуючі енергетичні мережі може бути ускладнена через різницю в стандартах, використовуваних у старих та нових системах. Це може спричинити проблеми сумісності між старими і новими компонентами, що може вимагати значних додаткових витрат на модернізацію та налаштування.

Щоб вирішити проблему сумісності, варто забезпечити інтеграцію цифрових трансформаторів з існуючими системами управління, використовуючи гнучкі і стандартизовані протоколи обміну даними, такі як IEC 61850. Крім того, важливо розробляти адаптовані рішення, які дозволяють інтегрувати нові технології з максимальною сумісністю до старих;

- *кібербезпека*. З розвитком ЦТ та автоматизації підстанцій зростають й ризики щодо кібербезпеки. Оскільки дані, що передаються між різними частинами енергетичної мережі, стають цифровими, існує ризик їх несанкціонованого доступу або маніпуляцій. Це може призвести до серйозних аварій, втрати даних або навіть кібератак [20].

Забезпечення надійного захисту даних є одним із головних завдань для розробників цифрових трансформаторів. Для цього застосовуються передові методи криптографії та аутентифікації, а також розробляються політики безпеки, що включають моніторинг і постійну оцінку вразливостей. Впровадження багаторівневої системи безпеки допоможе зменшити ймовірність успішних атак;

- *інтеграція з розумними мережами*. Один із перспективних напрямків розвитку цифрових трансформаторів – це інтеграція з розумними енергетичними мережами, або Smart Grids. ЦТ дозволяють зібрати велику кількість даних, що потім можуть бути використані для оптимізації роботи енергетичних систем в реальному часі.

Розвиток і впровадження Smart Grids стане важливим кроком для інтеграції цифрових трансформаторів у більш широкі енергетичні системи. У рамках цього процесу необхідно забезпечити максимальну взаємодію різних технологій, таких як

датчики, акумулятори, розподілені генеруючі джерела енергії та системи зберігання енергії. ЦТ можуть стати невід'ємною частиною цієї інфраструктури, дозволяючи автоматично регулювати параметри мережі, забезпечуючи стабільність і надійність.

Майбутнє ЦТ виглядає надзвичайно перспективним. Технології постійно розвиваються, і з кожним роком вартість компонентів знижується, що робить їх більш доступними для широкого кола споживачів. Окрім того, з появою нових матеріалів та удосконаленням сенсорних технологій можна очікувати ще більшу точність і надійність цифрових трансформаторів.

Модернізація енергетичних мереж із застосуванням цифрових технологій дозволить знизити енергетичні втрати, підвищити рівень автоматизації та забезпечити ефективний моніторинг і контроль. Завдяки цьому можна буде значно покращити якість постачання енергії, підвищити ефективність роботи підстанцій та зменшити ризик аварійних ситуацій.

Висновки. ЦТ є важливими елементами для розвитку сучасних цифрових підстанцій і розподільчих мереж. Використання таких трансформаторів дозволяє значно покращити надійність та ефективність функціонування енергетичних систем, зменшуючи потребу в традиційних електричних пристроях та обмежуючи вплив зовнішніх факторів, таких як ферорезонанс чи насичення. Перехід до цифрових технологій за допомогою таких міжнародних стандартів, як IEC 61850, оптимізує архітектуру підстанцій, що дозволяє знижувати витрати на монтаж і експлуатацію, а також сприяє швидшому виявленню неполадок і забезпеченню самодіагностики.

Особливо важливими є переваги в управлінні станціями і підстанціями завдяки можливості обробки великих обсягів даних у реальному часі. Підвищення спостережливості і керованості з боку операторів дозволяє ефективніше використовувати ресурси енергетичної інфраструктури, зменшуючи кількість виїздів на об'єкти і прискорюючи час реагування на аварійні ситуації. Впровадження ЦТ і пристроїв захисту дозволяє суттєво знизити загальні витрати на обладнання та дозволяє будувати компактні підстанції, зручні для монтажу в умовах обмеженого простору.

Важливо, що перехід до цифрових систем управління енергетичними об'єктами є поступовим процесом, що дозволяє інтегрувати нові технології в існуючі мережі без необхідності повної реконструкції інфраструктури. Це створює можливість для поетапного оновлення існуючих підстанцій і знижує фінансові витрати, що робить ці технології доступними для більш широкого впровадження. Загалом, ЦТ і ЦПС на основі стандартів IEC 61850 відкривають нові горизонти для розвитку енергетичних мереж і забезпечують значні переваги в плані економії, ефективності та надійності енергетичних систем у майбутньому.

Список літератури

- Гриб О. Г., Сендерович Г. А., Дяченко О. В., Карпалюк І. Т., Швець С. В. Аналіз перспектив розвитку цифрової енергетики в Україні. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2020. No. 1. P. 85–90. doi: 10.20998/2411-3441.2020.1.12
- Стан і перспективи розвитку технологій «інтелектуальних» електромереж, управління попитом та систем режимного управління в умовах розвитку поновлювальних джерел енергії у зарубіжній енергетичній сфері. Київ : НППР ОЕС України, відділ інформаційно-аналітичної роботи департаменту міжнародного співробітництва та євроінтеграції, 2018. 122 с.
- Holbach J., Rodriguez J., Wester C., Baigent D., Frisk L., Kunsman S., Hossenlopp L. Status on the first IEC 61850 based protection and control, multi-vendor project in the United States. *Power systems conference: advanced metering, protection, control, communication, and distributed resources (13–16 March 2007, Clemson, South Carolina, USA)*. IEEE, 2007. P. 254–277. doi: 10.1109/CPRE.2007.359907
- Brunner C. IEC 61850 & Smart Grids. *PAC World Magazine*. 2013.
- Bautista Flores J., Garcia-Colon V. R., Melendez Roman C. G., Robles Ramirez E., Rasgado Casique J. P. First multivendor 400 kV transmission line protection scheme using an IEC 61850-9-2 digital network for optical CT's and protection relays. *CIGRE Session (26–31 August 2012, Paris)*. Paris : CIGRE, 2012.
- Ляшенко В. І., Вишневецький О. С. *Цифрова модернізація економіки України як можливість проривного розвитку*. Київ : НАН України, Ін-т економіки промті, 2018. 252 с.
- Майснер Ф., Укердт Ф. *Розвиток відновлюваних джерел енергії в Україні: потенціал, перешкоди і рекомендації щодо економічної політики*. Берлін : BE Berlin Economics GmbH, 2010. 42 с.
- Гриб О. Г., Карпалюк І. Т., Швець С. В., Рудевич Н. В. Елементи цифрової енергетики в контролі стану мережі, що побудовані на вимірах допоміжних параметрів. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ». Серія: Електричні машини та електромеханічне перетворення енергії*. Харків : НТУ «ХПІ». 2019. № 20 (1345). С. 58–64. doi:10.20998/2409-9295.2019.20.08
- Диджиталізація в енергетичному секторі. URL: <https://avenston.com/articles/digitalization-in-the-energy-sector/> (дата звернення: 28.03.2025).
- Аналіз зарубіжної практики впровадження автоматизованих систем управління технологічними процесами в електроенергетиці. Київ : Науково-технічний центр електроенергетики, відділ інформаційно-аналітичного забезпечення зарубіжною інформацією ВП НТЦЕ ДП «НЕК Укренерго», 2014. 114 с.
- European Smart Grids Technology Platform. URL: <http://ec.europa.eu> (дата звернення: 28.03.2025).
- Проект Плану відновлення України. Матеріали робочої групи «Енергетична безпека». Національна рада з відновлення України від наслідків війни. URL: <https://www.kmu.gov.ua/storage/app/sites/1/recoveryrada/ua/energy-security.pdf> (дата звернення: 28.03.2025).
- Дяченко О. В., Гапон Д. А., Карпалюк І. Т., Донецька Т. С. Аналіз стану та проблеми розвитку електроенергетики в Україні. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2024. No. 1. P. 83–87. doi: 10.20998/2411-3441.2024.1.12
- Гриб О. Г., Сендерович Г. А., Дяченко О. В., Швець С. В., Ярова І. С. Від класичної до цифрової підстанції. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2021. No. 1. P. 88–94.
- Стандарт підприємства загальні технічні вимоги до автоматизованих систем керування технологічними процесами підстанцій 220-750 кВ ОЕС України. Київ : НЕК Укренерго, 2018. 46 с.
- Сопель М. Ф., Денисюк С. П., Сподинський О. В., Цифрова підстанція. Переваги та особливості. *Праці Інституту електродинаміки Національної академії наук України: зб. наук. пр.* Київ : ІЕД НАНУ. 2011. № 30. С. 14–17.
- Дяченко М. Д., Батора М. Р. Основні принципи створення цифрового високовольтного вимірювального трансформатору струму з абсолютною електричною міцною. *Вісник Приазовського Державного техн. ун-ту. Серія: Технічні науки*. Маріуполь : ПДТУ. 2021. № 43. С. 139–147. doi: 10.32782/2225-6733.43.2021.17
- Іванков В. Ф., Кокошин І. В. Чисельне дослідження магнітопружних деформацій в потужному трансформаторі. *Вісник Нац. ун-ту «Львівська політехніка». Електроенергетичні та електромеханічні системи*. Львів : НУ «ЛП». 2009. № 654. С. 88–92.
- Яськів В. І., Яськів А. В. Організація паралельної роботи імпульсних стабілізаторів постійної напруги на основі високочастотних магнітних підсилювачів. *Праці Інституту електродинаміки Національної академії наук України*. Київ : Інститут електродинаміки НАН України. 2018. Вип. 51. С. 81–87.
- Ткаченко В. В. Оцінка кібербезпеки Smart Grid систем. *Моделювання та інформаційні технології*. 2019. Вип. 89. С. 113–119.

References (transliterated)

- Hryb O. H., Senderovych H. A., Dyachenko O. V., Karpalyuk I. T., Shvets' S. V. Analiz perspektiv rozvytku tsyfrovoyi enerhetyky v Ukraini [Analysis of digital energy development prospects in Ukraine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2020, no. 1, pp. 85–90. doi: 10.20998/2411-3441.2020.1.12
- Stan i perspektivy rozvytku tekhnolohiy "intelektual'nykh" elektromerezh, upravlinnya popytom ta system rezhymnoho upravlinnya v umovakh rozvytku ponovlyuval'nykh dzhherel enerhiyi u zarubizhnyi enerhetychniy sferi [Status and prospects of development of technologies of "intelligent" power grids, demand management and regime management systems in the conditions of development of renewable energy sources in the foreign energy sphere]. Kyiv, NPTsR OES Ukrainy, viddil informatsiyno-analitychnoyi roboty departamentu mizhnarodnoho spivrobitnytstva ta yevrointehratsiyi Publ., 2018. 122 p.
- Holbach J., Rodriguez J., Wester C., Baigent D., Frisk L., Kunsman S., Hossenlopp L. Status on the first IEC 61850 based protection and control, multi-vendor project in the United States. *Power systems conference: advanced metering, protection, control, communication, and distributed resources (13–16 March 2007, Clemson, South Carolina, USA)*. IEEE Publ., 2007, pp. 254–277. doi: 10.1109/CPRE.2007.359907
- Brunner C. IEC 61850 & Smart Grids. *PAC World Magazine*. 2013.
- Bautista Flores J., Garcia-Colon V. R., Melendez Roman C. G., Robles Ramirez E., Rasgado Casique J. P. First multivendor 400 kV transmission line protection scheme using an IEC 61850-9-2 digital network for optical CT's and protection relays. *CIGRE Session (26–31 August 2012, Paris)*. Paris, CIGRE Publ., 2012.
- Lyashenko V. I., Vyshnevs'kyi O. S. *Tsyfrova modernizatsiya ekonomiky Ukrainy yak mozhlyvist' proryvnoho rozvytku* [Digital modernization of the Ukrainian economy as a breakthrough opportunity]. Kyiv, NAN Ukrainy, In-t ekonomiky promti Publ., 2018. 252 p.
- Mayssner F., Ukerdt F. *Rozvytok vidnovlyuvanykh dzhherel enerhiyi v Ukraini: potentsial, pereshkody i rekomendatsiyi shchodo ekonomichnoyi polityky* [Renewable energy development in Ukraine: potential, obstacles and policy recommendations]. Berlin, BE Berlin Economics GmbH Publ., 2010. 42 p.
- Hryb O. H., Karpalyuk I. T., Shvets' S. V., Rudevich N. V. Elementy tsyfrovoyi enerhetyky v kontroli stanu merezhi, shcho pobudovani na vymirakh dopomizhnykh parametrov [Elements of digital energy in the control of the state of the network, built on measurements of auxiliary parameters]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI". Seriya: Elektrychni mashyny ta elektromekhanichne peretvorennya enerhiyi* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Electric machines and electromechanical energy conversion]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019, no. 20 (1345), pp. 58–64. doi: 10.20998/2409-9295.2019.20.08
- Dydzhitalizatsiya v enerhetychnomu sektori [Digitization in the energy sector]. Available at: <https://avenston.com/articles/digitalization-in-the-energy-sector/> (accessed 28.03.2025).
- Analiz zarubizhnoyi praktyky vprovadzheniya avtomatyzovanykh system upravlinnya tekhnolohichnymy protsesamy v elektroenerhetytsi [Analysis of foreign practice of introduction of automated control systems of technological processes in electric

- power industry]. Kyiv, Naukovo-tehnichnyy tsentr elektroenerhetyky, viddil informatsiyno-analitychnoho zabezpechennya zarubizhnoyu informatsiyeyu VP NTTSE DP "NEK Ukrainerho" Publ., 2014. 124 p.
11. *European Smart Grids Technology Platform*. Available at: <http://ec.europa.eu> (accessed 28.03.2025).
 12. *Proekt Planu vidnovlennya Ukrainy. Materialy robochoyi hrupy "Enerhetychna bezpeka"*. Natsional'na rada z vidnovlennya Ukrainy vid naslidkiv viyny [Project of the Recovery Plan of Ukraine. Materials of the "Energy Security" working group. The National Council for the Recovery of Ukraine from the Consequences of the War]. Available at: <https://www.kmu.gov.ua/storage/app/sites/1/recoveryrada/ua/energy-security.pdf> (accessed 28.03.2025).
 13. Dyachenko O. V., Hapon D. A., Karpalyuk I. T., Donets'ka T. S. Analiz stanu ta problemy rozvytku elektroenerhetyky v Ukraini [Analysis of the state and problems of electricity development in Ukraine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2024, no. 1, pp. 83–97. doi: 10.20998/2411-3441.2024.1.12
 14. Hryb O. H., Senderovych H. A., Dyachenko O. V., Shvets' S. V., Yarova I. S. Vid klasychnoyi do tsyfrovoyi pidstantsiyi [From classic to digital substation]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2021, no. 1, pp. 88–94.
 15. *Standart pidpryemstva zahal'ni tekhnichni vymohy do avtomatyzovanykh system keruvannya tekhnolohichnymy protsesamy pidstantsiy 220-750 kV OES Ukrainy* [Enterprise standard general technical requirements for automated process control systems of 220-750 kV substations of UES of Ukraine]. Kyiv, NEK Ukrainerho Publ., 2018. 46 p.
 16. Sopol' M. F., Denysyuk S. P., Spodyns'kyi O. V., Tsyfrova pidstantsiya. Perevahy ta osoblyvosti [Digital substation. Advantages and features]. *Pratsi Instytutu elektrodynamiky Natsional'noyi akademiyi nauk Ukrainy: zb. nauk. pr* [Proc. of the Institute of Electrodynamics of the National Academy of Sciences of Ukraine: collection of scientific papers]. Kyiv, IED NANU Publ., 2011, no. 30, pp. 14–17.
 17. Dyachenko M. D., Batora M. R. Osnovni pryntsyipy stvorennya tsyfrovoho vysokovol'nogo vymiryuval'nogo transformatoru strumu z absol'yutnoyu elektrychnoyu mitsnoyu [Basic principles of creating a digital high-voltage measuring current transformer with absolute electrical strength]. *Visnyk Pryazov's'koho Derzhavnoho tekhn. un-tu. Seriya: Tekhnichni nauky* [Reporter of the Priazovskyi State Technical University. Section: Technical sciences]. Mariupol, PDTU Publ., 2021, no. 43, pp. 139–147. doi: 10.32782/2225-6733.43.2021.17
 18. Ivankov V. F., Kokoshyn I. V. Chysel'ne doslidzhennya mahnitoprzhnykh deformatsiy v potuzhnomu transformatori [Numerical study of magnetoelastic deformations in a powerful transformer]. *Visnyk Nats. un-tu "Lviv's'ka politekhnika". Elektroenerhetychni ta elektromekhanichni systemy*. [Bulletin of the National University "Lviv Polytechnic". Electrical power and electromechanical systems]. Lviv, NU "LP" Publ., 2009, no. 654, pp. 88–92.
 19. Yas'kiv V. I., Yas'kiv A. V. Orhanizatsiya paralel'noyi roboty impul'snykh stabilizatoriv postiynoyi napruhy na osnovi vysokochastotnykh mahnitnykh pidsyl'yuvachiv [Organization of parallel operation of pulse DC voltage regulators based on high-frequency magnetic amplifiers]. *Pratsi Instytutu elektrodynamiky Natsional'noyi akademiyi nauk Ukrainy* [Proc. of the Institute of Electrodynamics of the National Academy of Sciences of Ukraine]. Kyiv, Instytut elektrodynamiky NAN Ukrainy Publ., 2018, issue 51, pp. 81–87.
 20. Tkachenko V. V. Otsinka kiberbezpeky Smart Grid system [Estimation of cybersecurity of Smart Grid system]. *Modelyuvannya ta informatsiyni tekhnolohiyi*. 2019, issue 89, pp. 113–119.

Надійшло (received) 29.03.2025

Відомості про авторів / About the Authors

Дяченко Олександр Васильович (Diachenko Oleksandr) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7232-6585>; e-mail: diachenko.a.v@ukr.net

Гапон Дмитро Анатолійович (Gapon Dmytro) – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8609-9707>; e-mail: dmytro.hapon@khp.edu.ua

Донецька Тетяна Сергіївна (Donetska Tetiana) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-0925-1001>; e-mail: iiuruslimovat@gmail.com

Швець Сергій Вікторович (Shvets Serhii) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3716-141X>; e-mail: se55sh32@gmail.com

Баженів Володимир Миколайович (Bazhenov Volodymyr) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0009-0001-5450-8382>; e-mail: fider141@gmail.com

Д. В. РИМЧУК, К. С. РЕЗВА, О. Л. ШУДРИК, Н. Ф. МІНЧУКОВА, Д. Ю. ХРУЩОВ

МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ВТРАТ В СВЕРДЛОВИНАХ ПРИ ПРОЄКТУВАННІ ПРОЦЕСІВ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ

Розглянуто питання моделювання процесів інтенсифікації нафтогазових свердловин із використанням програмного комплексу. Інтенсифікація є ключовим етапом підвищення ефективності видобутку вуглеводнів, а точні гідравлічні розрахунки відіграють важливу роль у забезпеченні безпечності та оптимізації технологічних операцій. Представлено алгоритм виконання розрахунків гідравлічних втрат із детальним описом особливостей процесу, зокрема застосування гнучких насосно-компресорних труб. Розрахункова модель дозволяє проводити гідравлічні розрахунки в реальному часі та виконувати динамічні симуляції з урахуванням різних реологічних моделей (Newtonian, Power Law, Бінгама, Гершеля-Булклі). Проведено аналіз гідравлічних втрат при закачуванні рідини в трубний простір ГНКТ Ø44,5 мм та виході в затрубний простір між НКТ Ø73 мм і ГНКТ Ø44,5 мм. Розрахунки виконано для різних технологічних рідин (прісної та пластової води) та при зміні товщини стінок труб. Результати показали, що зменшення товщини стінки гнучких насосно-компресорних труб до 3,18 мм забезпечує мінімальні гідравлічні втрати, тоді як використання пластової води збільшує їх на 5–6 % порівняно з прісною через більшу густину. Встановлено, що неоднорідність геометрії труби (різнопрохідна конструкція) призводить до додаткових втрат порівняно з трубами постійного перерізу. Отримані дані підтверджують доцільність оптимізації конструкції труб та вибору робочої рідини для зниження енергетичних витрат і підвищення ефективності процесів інтенсифікації свердловин.

Ключові слова: інтенсифікація, гідравлічні втрати, гнучкі насосно-компресорні труби, технологічна рідина, програмне моделювання, реологічна модель.

D. RYMCHUK, K. REZVAYA, O. SHUDRYK, N. MINCHUKOVA, D. KHRUSHCHOV

MODELING HYDRAULIC LOSSES IN WELLS DURING THE DESIGN OF INTENSIFICATION PROCESSES

The work is devoted to the modeling of well stimulation processes using a specialized software package. Well stimulation is a critical stage in improving hydrocarbon production efficiency, where accurate hydraulic calculations play a key role in ensuring operational safety and optimizing technological processes. The study presents an algorithm for calculating hydraulic losses with a detailed description of process features, particularly the application of coiled tubing system. The computational model enables real-time hydraulic calculations and dynamic simulations, incorporating various rheological models such as Newtonian, Power Law, Bingham, and Herschel-Bulkley. Hydraulic loss analysis was performed for fluid injection into the coiled tubing with the diameter Ø44.5 mm and subsequent flow into the annular space between tubing Ø73 mm and coiled tubing Ø44.5 mm. Calculations were carried out for different technological fluids (fresh water and formation water) and under varying coiled tubing wall thickness conditions. The results demonstrate that reducing coiled tubing wall thickness to 3.18 mm ensures minimal hydraulic losses, while the use of formation water increases losses by 5–6 % compared to fresh water due to its higher density. Furthermore, non-uniform coiled tubing geometry (gradual transition from thicker to thinner walls) introduces additional hydraulic resistance compared to constant-wall designs. Obtained results confirm the importance of optimizing tubing geometry and fluid selection to reduce energy consumption and enhance operational efficiency during well intensification.

Keywords: intensification, hydraulic losses, coiled tubing, technological fluid, software-based modeling, rheological model.

Вступ. У сучасних умовах видобутку вуглеводнів особливу увагу приділяють оптимізації процесів, що впливають на їх ефективність. Одним із критичних факторів є гідравлічні втрати. Їхнє зменшення дозволяє знизити енерговитрати та покращити загальну економічну ефективність проведення процесів на свердловинах.

З огляду на складність фізичних процесів, що відбуваються в свердловинному просторі, комп'ютерне моделювання стає потужним інструментом для аналізу та прогнозування гідравлічних втрат. Воно дозволяє враховувати широкий спектр параметрів – від реологічних властивостей технологічних рідин та обладнання, що використовується в процесах, до геометрії свердловини та умов пласту.

Метою даного дослідження є аналіз гідравлічних втрат у свердловині з використанням комп'ютерного моделювання, що дає змогу виявити ключові чинники, які впливають на ефективність процесу, та запропонувати шляхи його оптимізації [1–3].

Технологічні рідини при інтенсифікації нафтогазових свердловин. Інтенсифікація свердловин – ключовий етап підвищення

ефективності видобутку вуглеводнів. Важливу роль у цьому процесі відіграють технологічні рідини, які покращують проникність порід, сприяють вилученню нафти й газу та мінімізують негативний вплив на пласт.

В якості технологічної рідини використовують прісну та пластову воду, ксантанову камедь. Прісна вода є найбільш доступною та економічною рідиною, що використовується на початкових етапах. Має низьку в'язкість і густину, високу проникність. Застосовується для гідророзриву, промивання, охолодження інструменту. Може спричинити набухання глинистих порід, тому потребує додавання реагентів. Пластова вода (природна вода з покладів), що містить розчинені солі, мінерали, органічні та неорганічні домішки. Її склад залежить від глибини та регіону. Висока мінералізація забезпечує стабільність пластового тиску, знижує ризик утворення осадів. Використовується для підтримки тиску та гідророзриву, особливо в глибоких пластах. Ксантанова камедь – це біополімер, що утворює гелеутворюючі розчини з високою в'язкістю навіть при низьких концентраціях. Стійкий до температури та солей, покращує транспортування шламу,

стабілізує тріщини, зменшує гідравлічні втрати. Ефективний у складних умовах, має змашувальні властивості.

Вибір тієї чи іншої рідини в якості технологічної залежить від процесу, що проєктується у свердловині [4–6].

Використання моделі Hydra програмного комплексу Cerberus (Evaluation Version) при розрахунках процесів інтенсифікації. Cerberus Hydra – це потужний симулятор гідравліки свердловин, призначений для виконання точних гідравлічних розрахунків при роботі з насосно-компресорними трубами (НКТ) та гнучкими насосно-компресорними трубами (ГНКТ). Модель забезпечує комплексне проєктування та моделювання операцій, що охоплюють широкий спектр технологій і типів насосного обладнання.

При використанні моделі стає можливим провести гідравлічні розрахунки в реальному часі та динамічні симуляції процесів, враховуючи при цьому особливості різних типів робочих середовищ. Система підтримує моделювання для рідин, газів, пінистих та багатофазних середовищ, що дозволяє адаптувати розрахунки до складних умов свердловини. Також беруться до уваги і розширені реологічні моделі (степеневого закону (Power Law), Бінгама, Гершеля-Булклі, ньютонівської рідини).

В Cerberus Hydra проводять проєктування наступних технологічних процесів [7–9]:

- розвантаження свердловин;
- газліфтні системи;
- операції з видалення піску;
- приплив або відтік води з пласту;
- моделювання роботи насадок та дроселів.

Розрахунок гідравлічних втрат в системі ГНКТ з використанням моделі Hydra програмного комплексу Cerberus (Evaluation Version). Основна мета розрахунку – моделювання умов циркуляції робочих рідин, визначення перепадів тиску та оптимізація параметрів для безпечного й ефективного проведення операцій.

Для коректного розрахунку гідравлічних втрат необхідно виконати наступні кроки:

1. Змоделювати свердловину:
 - задати геометрію стовбура (глибину, діаметр, профіль);
 - врахувати наявність обсадних колон і відкритих інтервалів.
2. Додати ГНКТ та барабан:
 - вибрати тип і розмір гнучкої труби;
 - задати параметри барабана для намотування ГНКТ (довжина, діаметр, допустимий натяг).
3. Сформувати компоновку нижньої частини ГНКТ:
 - включити елементи: конектор, клапан, насадка;
 - визначити їх гідравлічні характеристики (коефіцієнти опору, діаметр отворів).
4. Додати робочі рідини:
 - вибрати типи рідин для закачування (вода, піниста система, газоріднинні суміші);
 - задати фізико-хімічні властивості: густина,

в'язкість, газовий фактор.

Усі ці компоненти доступні в розділі Managers, що забезпечує централізоване управління параметрами проєкту (рис. 1).

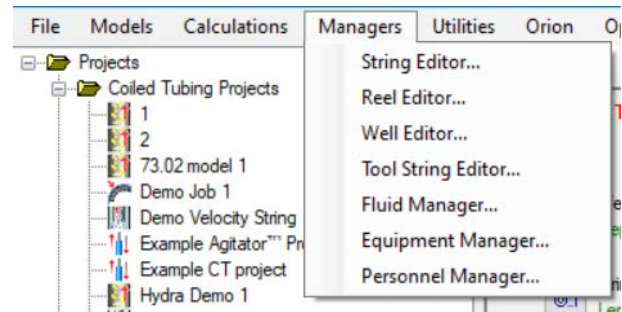


Рис. 1. Розділ Managers в програмі Cerberus

Для моделювання операцій із використанням ГНКТ у програмному комплексі Cerberus необхідно створити барабан, на який буде намотана труба. Цей елемент є ключовим для точного розрахунку натягу, довжини труби та гідравлічних параметрів під час роботи.

Етапами створення барабана в Reel Editor є:

1. запуск редактора барабанів (Reel Editor) у головному меню для роботи з барабанами;
2. створення нового проєкту (натистути на New Reel, щоб додати новий барабан у систему);
3. задання основних параметрів барабана: діаметру барабана (визначає радіус намотування труби), ширини барабана (впливає на кількість витків труби), максимальну довжину ГНКТ (повинна відповідати фактичній довжині труби, що використовується в операції), матеріал і допустиме навантаження (для перевірки безпеки при натягу);
4. перевірка відповідності об'єму барабана довжині ГНКТ (система автоматично розраховує, чи обрана конфігурація барабана здатна вмістити задану довжину труби);
5. збереження та використання барабана в проєкті.

Після налаштування барабан додається до моделі свердловини та використовується для розрахунків натягу, гідравлічних втрат і динаміки роботи ГНКТ.

Reel Editor має ще і додаткові можливості:

- візуалізувати намотування труби на барабан;
- автоматично розрахувати кількості витків і натягу при різних режимах роботи;
- інтегрувати з іншими модулями Cerberus для комплексного аналізу.

Готовий приклад барабана для ГНКТ наведено на рис. 2.

Для коректного моделювання гідравлічних процесів у програмному комплексі Cerberus необхідно створити і параметри ГНКТ. Це виконується через інструмент String Editor, який дозволяє налаштувати всі механічні та геометричні характеристики труби.

Для створення ГНКТ необхідно перейти до String Editor.

Алгоритм створення нової труби наступний:

Вибрати механічні параметрів (установлення зовнішнього діаметру труби).

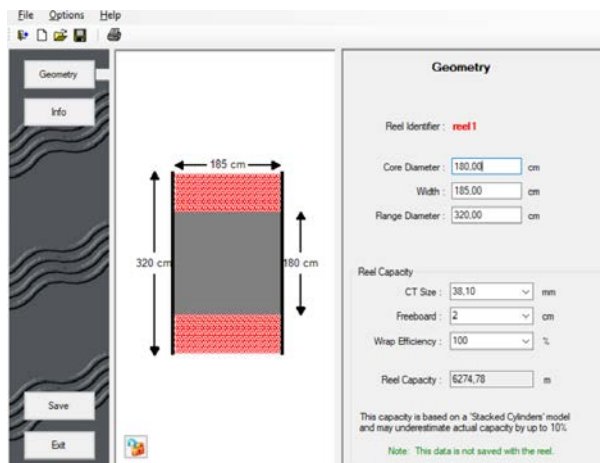


Рис. 2. Приклад моделювання барабану для ГНКТ

Встановити кількість секцій (якщо труба складається з декількох частин).

Обрати матеріал труби для врахування міцності та допустимого натягу.

Задати геометричні характеристики: довжину труби (повинна відповідати фактичній довжині ГНКТ, що використовується в операції), товщину стінки (впливає на внутрішній діаметр і гідравлічні втрати).

Після введення даних система автоматично розраховує внутрішній діаметр, вагу труби та допустимі навантаження.

Приклад основних параметрів при побудові ГНКТ у String Editor та зовнішній вигляд створеної труби в інтерфейсі програми показано на рис. 3.

У програмному комплексі Cerberus важливо правильно налаштувати компоновку нижньої частини труби, яка включає ключові елементи: конектор, клапан та насадку. Ця компоновка визначає гідравлічні характеристики потоку, втрати тиску та ефективність операцій.

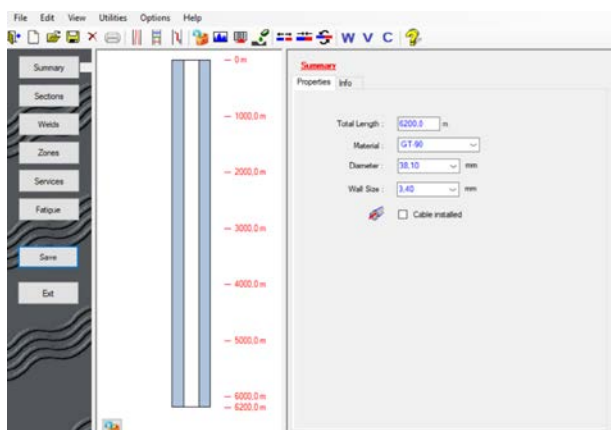


Рис. 3. Параметри ГНКТ у модулі String Editor

Етапи створення компоновки низу наступні:

1. Обрати Tool String Editor, який призначений для роботи з інструментами, що встановлюються на нижньому кінці ГНКТ. Створити новий проект та задати умовну назву для компоновки (рис. 4).

2. Додати основні елементів компоновки:

а) Connector (конектор), що забезпечує з'єднання ГНКТ з інструментами, вказавши тип конектора та

його діаметр.

б) Valve (клапан), що регулює потік рідини та запобігає неконтрольованому руху, задавши параметри відкриття/закриття, допустимий тиск.

в) Nozzle (насадка), що формує струмінь рідини для очищення або розвантаження свердловини.

3. Вказати діаметр отворів, кількість сопел, коефіцієнт опору.

4. Для кожного елемента задати довжину, зовнішній діаметр, внутрішній прохід, а також гідравлічні характеристики (коефіцієнти втрат, допустимий тиск).

Після введення даних система автоматично розраховує сумарну довжину компоновки, гідравлічні втрати та вплив на загальний потік.

На рис. 4 наведено приклад створеної компоновки низу для ГНКТ у Tool String Editor.

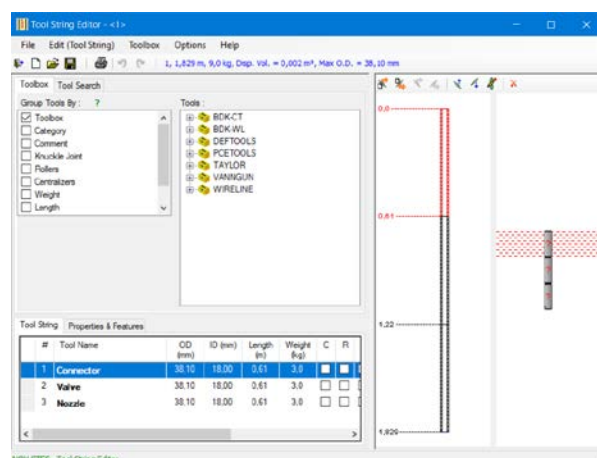


Рис. 4. Приклад створеної компоновки низу для ГНКТ

Для коректного моделювання гідравлічних процесів у свердловині необхідно створити та налаштувати робочі рідини, які будуть використовуватися під час закачування. Fluid Manager дозволяє додати будь-який тип рідини, задати її фізико-хімічні властивості та вибрати відповідну реологічну модель.

Є можливість обрати необхідну модель виходячи з умов процесу:

- ньютонівську модель (Newtonian) – використовується для простих рідин, таких як прісна вода або пластова вода;

- степеневу модель (Power Law) – застосовується для неньютонівських рідин, наприклад, полімерних розчинів (прісна вода, оброблена ксантановою камеддю);

- іншу модель (Бінгама, Гершеля-Булклі) – для складних систем, включаючи пінисті та багатофазні рідини.

Головним є задати основні параметри рідини, а саме: густину (ρ), кг/м^3 ; в'язкість (μ); Па·с; газовий фактор, якщо рідина містить газову фазу; температурні залежності, якщо необхідно врахувати зміну властивостей при нагріванні.

Хотілось відмітити переваги моделі Hydra:

1. моделювання багатофазних систем (рідина + газ + тверді частинки);

2. врахування впливу температури та тиску на реологічні властивості;

3. автоматичний розрахунок об'єму рідини для заданої довжини ГНКТ.

Для моделювання рідини, обробленої полімером (наприклад, прісна вода з ксантановою камеддю), у розділі Managers → Fluid Manager необхідно обрати степеневу модель (Power Law).

Реологічні властивості рідини визначаються за допомогою роторного віскозиметра, де вимірюються: швидкість зсуву (приймається як швидкість обертання ротора) та напруження зсуву при різних оборотах.

Отримані дані вводяться в Fluid Manager, після чого програма автоматично розраховує параметри K (консистенційний коефіцієнт) та n (індекс течії), що характеризують властивості рідини за степеневим законом.

Подальшим є побудова свердловини у розділі Well Editor, де задаються всі параметри: кондуктор, експлуатаційна колона, НКТ і так далі.

І потім можна буде переходити до розрахунку гідравлічних втрат процесу інтенсифікації (рис. 5) [6; 10–13].

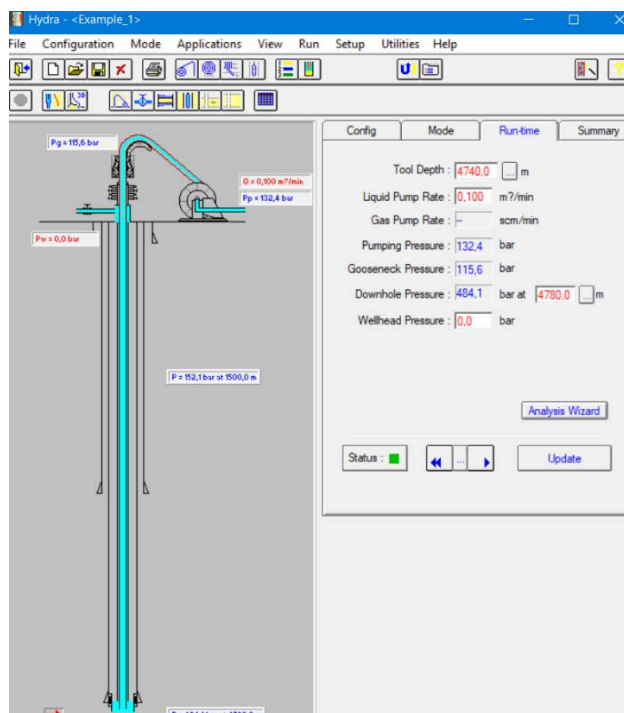


Рис. 5. Приклад моделювання гідравліки в моделі Hydra Cerberus

Розрахунок процесу інтенсифікації дослідної свердловини моделі Hydra Cerberus. Проведено дослідження та аналіз гідравлічних втрат при закачуванні рідини в трубний простір ГНКТ Ø38,1 мм і вихід у кільцевий простір між НКТ та ГНКТ. При дослідженнях використовувались різні рідини.

Вихідні дані для розрахунку:

- глибина свердловини – 5000 м;
- НКТ Ø73x5,51 мм – 4800 м;
- ГНКТ Ø38,1x4,45/3,4/3,18/4,45-3,4 мм – 6200 м;
- глибина спуску ГНКТ – 4000 м;

- густина прісної води – 1000 кг/м³.

- густина пластової води – 1060 кг/м³.

Результати досліджень гідравлічних втрат при закачуванні прісної води з густиною 1000 кг/м³ в ГНКТ показано в табл. 1–4.

Назви визначень в таблицях:

$dP_{св}$ – гідравлічні втрати по всій свердловині;

$dP_{ГНКТ}$ – гідравлічні втрати в ГНКТ;

$dP_{кп}$ – гідравлічні втрати в кільцевому просторі;

$dP_{кн}$ – гідравлічні втрати на компоновці низу ГНКТ (конектор-клапан-насадка).

$Q_{на}$ – подача, продуктивність насоса.

Таблиця 1 – Результати досліджень гідравлічних втрат при закачуванні прісної води з густиною 1000 кг/м³ в ГНКТ Ø38,1x4,45 мм

$Q_{на}$, л/хв	$dP_{св}$, бар	$dP_{ГНКТ}$, бар	$dP_{кп}$, бар	$dP_{кн}$, бар
50	53,2	45,8	3,9	3,5
80	130,2	112,1	9,3	8,8
100	199,9	172,2	14	13,7
120	284,2	244,9	19,7	19,6
150	438,1	377,6	29,9	30,6
200	767,5	661,7	51,5	54,3

Таблиця 2 – Результати досліджень гідравлічних втрат при закачуванні прісної води з густиною 1000 кг/м³ в ГНКТ Ø38,1x3,4 мм

$Q_{на}$, л/хв	$dP_{св}$, бар	$dP_{ГНКТ}$, бар	$dP_{кп}$, бар	$dP_{кн}$, бар
50	39,8	32,5	3,9	3,4
80	97	79	9,3	8,7
100	148,9	121,2	14	13,7
120	211,5	172,2	19,6	19,7
150	325,6	265,1	29,8	30,7
200	569,7	463,9	51,2	54,6

Таблиця 3 – Результати досліджень гідравлічних втрат при закачуванні прісної води з густиною 1000 кг/м³ в ГНКТ Ø38,1x3,18 мм

$Q_{на}$, л/хв	$dP_{св}$, бар	$dP_{ГНКТ}$, бар	$dP_{кп}$, бар	$dP_{кн}$, бар
50	37,6	30,3	3,9	3,4
80	91,7	73,7	9,3	8,7
100	140,6	112,9	14	13,7
120	199,7	160,4	19,6	19,7
150	307,5	247	29,8	30,7
200	537,8	432	51,2	54,6

Таблиця 4 – Результати досліджень гідравлічних втрат при закачуванні прісної води з густиною 1000 кг/м³ в ГНКТ Ø38,1x4,45-3,4 мм

$Q_{на}$, л/хв	$dP_{св}$, бар	$dP_{ГНКТ}$, бар	$dP_{кп}$, бар	$dP_{кн}$, бар
50	43,3	36	3,9	3,4
80	105,9	87,9	9,3	8,7
100	162,5	134,8	14	13,7
120	231	191,7	19,6	19,7
150	355,8	295,3	29,8	30,7
200	622,9	517	51,3	54,6

За мінімальної подачі насоса, що становить 50 л/хв, сумарні гідравлічні втрати дорівнюють 53,2 бар, що є найнижчим значенням серед усіх досліджених режимів. Основний внесок у ці втрати забезпечує опір у трубному просторі ГНКТ, величина якого становить 45,8 бар. Втрати тиску в кільцевому просторі та на компоновці низу ГНКТ при цьому режимі також мінімальні й складають відповідно 3,9 бар та 3,5 бар.

Зі збільшенням витрати робочої рідини всі компоненти гідравлічних втрат демонструють суттєве зростання. При максимальній подачі насоса 200 л/хв загальні втрати досягають 767,5 бар, причому найбільший приріст спостерігається для втрат у трубному просторі ГНКТ, які становлять 661,7 бар.

Аналіз отриманих даних свідчить про нелінійний характер залежності гідравлічних втрат від подачі насоса. Збільшення витрати у 4 рази (з 50 до 200 л/хв) призводить до зростання загальних втрат більш ніж у 14 разів (з 39,8 до 569,7 бар), що підтверджує домінуючий вплив швидкісного фактора на гідравлічний опір. Найбільший внесок у загальні втрати забезпечує трубний простір ГНКТ (понад 80 % від загальних втрат при максимальній подачі), тоді як втрати в кільцевому просторі та на компоновці низу залишаються порівняно незначними, але також демонструють тенденцію до зростання. Це вказує на необхідність оптимізації режимів закачування та конструктивних параметрів ГНКТ для зниження енергетичних витрат при високих витратах рідини.

Аналіз отриманих результатів свідчить про подальше зниження сумарних гідравлічних втрат порівняно з попередніми серіями розрахунків, де товщина стінки ГНКТ становила 3,4 мм та 4,45 мм. Це підтверджує загальну закономірність: зменшення товщини стінки призводить до зниження гідравлічних опор. Найменші втрати спостерігаються при мінімальній подачі насоса ($Q = 50$ л/хв) і становлять 37,6 бар. Зі збільшенням витрати робочої рідини гідравлічні опори зростають, що обумовлює пропорційне збільшення втрат. Максимальні втрати зафіксовані при подачі $Q = 200$ л/хв і дорівнюють 537,8 бар. Порівняння з попередніми даними показує, що зменшення товщини стінки ГНКТ до 3,18 мм забезпечує найнижчі гідравлічні втрати на всіх режимах роботи, що підтверджує пряму залежність між товщиною стінки та величиною втрат.

Тобто, зменшення товщини стінки ГНКТ знижує внутрішній гідравлічний опір, що є ключовим фактором у формуванні загальних втрат тиску. Це пояснюється збільшенням внутрішнього діаметра труби при меншій товщині стінки, що зменшує швидкість потоку та, відповідно, втрати на тертя. Таким чином, оптимізація товщини стінки є ефективним способом зниження енергетичних витрат при високих витратах рідини.

Результати досліджень гідравлічних втрат відрізняються від попередніх серій тим, що розглядається труба з поступовим переходом товщини стінки від більшої до меншої, тобто різнопрохідна конструкція. Найменші загальні втрати

спостерігаються при мінімальній подачі насоса ($Q = 50$ л/хв) і становлять 43,3 бар. Зі збільшенням витрати робочої рідини втрати тиску закономірно зростають, досягаючи 622,9 бар при максимальній подачі ($Q = 200$ л/хв).

Аналіз показує, що загальні втрати в трубі з різнопрохідною товщиною стінки займають проміжне положення між втратами для труб із постійною товщиною 4,45 мм та 3,4 мм. Це очікувано, оскільки гідравлічні характеристики такої труби є середнім значенням між двома крайніми варіантами. Зміна товщини стінки по довжині впливає на розподіл втрат тиску, але загальна тенденція зростання втрат зі збільшенням подачі зберігається. Найменші втрати досягаються при використанні труб із найтоншими стінками (3,18 мм), що пояснюється збільшенням внутрішнього діаметра та зменшенням опору потоку. Плавний перехід товщини (4,45–3,4 мм) демонструє компромісний результат: втрати нижчі, ніж у трубі з товщиною 4,45 мм, але вищі, ніж у трубі з товщиною 3,4 мм. Труби з товстими стінками (4,45 мм) мають найбільші втрати, особливо при високих витратах, через підвищений гідравлічний опір.

Додатково проведено розрахунки для пластової води ($\rho = 1060$ кг/м³) за аналогічних умов, що дозволяє оцінити вплив густини рідини на величину втрат.

Результати досліджень гідравлічних втрат при закачуванні пластової води з густиною 1060 кг/м³ в ГНКТ 38,1 мм і вихід з кільцевого простору показано в табл. 5–8.

Таблиця 5 – Результати досліджень гідравлічних втрат при закачуванні пластової води з густиною 1060 кг/м³ в ГНКТ Ø38,1x4,45 мм

$Q_{\text{на}},$ л/хв	$dP_{\text{св}},$ бар	$dP_{\text{ГНКТ}},$ бар	$dP_{\text{кп}},$ бар	$dP_{\text{кн}},$ бар
50	56,1	48,4	4,1	3,6
80	137,5	118,5	9,7	9,3
100	211,3	182,1	14,7	14,5
120	300,6	259	20,7	20,9
150	463,7	399,7	31,4	32,6
200	812,8	700,7	54,1	58

Таблиця 3.6 – Результати досліджень гідравлічних втрат при закачуванні пластової води з густиною 1060 кг/м³ в ГНКТ Ø38,1x3,4 мм

$Q_{\text{на}},$ л/хв	$dP_{\text{св}},$ бар	$dP_{\text{ГНКТ}},$ бар	$dP_{\text{кп}},$ бар	$dP_{\text{кн}},$ бар
50	42	34,3	4,1	3,6
80	102,5	83,5	9,7	9,3
100	157,4	128,2	14,7	14,5
120	223,6	182	20,7	20,9
150	344,6	280,6	31,4	32,6
200	603,2	491,1	54,1	58

Збільшення витрати робочої рідини у 4 рази (з 50 до 200 л/хв) призводить до зростання загальних втрат більш ніж у 14 разів (з 56,1 до 812,8 бар), що свідчить про нелінійний характер залежності. Основним фактором є інтенсивне зростання втрат на тертя в трубному просторі при підвищенні швидкості потоку. Це підтверджує необхідність оптимізації режимів

закачування для зниження енергетичних витрат при високих продуктивностях.

За мінімальної подачі насоса ($Q = 50$ л/хв) сумарні гідравлічні втрати становлять 42 бар, що пояснюється низькою швидкістю потоку та мінімальним опором руху рідини. При максимальній подачі ($Q = 200$ л/хв) втрати досягають 603,2 бар, що свідчить про суттєвий вплив швидкості потоку на величину гідравлічних опорів.

Таблиця 7 – Результати досліджень гідравлічних втрат при закачуванні пластової води з густиною 1060 кг/м^3 в ГНКТ $\varnothing 38,1 \times 3,18 \text{ мм}$

$Q_{\text{на}},$ л/хв	$dP_{\text{св}},$ бар	$dP_{\text{ГНКТ}},$ бар	$dP_{\text{кп}},$ бар	$dP_{\text{кн}},$ бар
50	39,7	32	4,1	3,6
80	96,9	77,9	9,7	9,3
100	148,6	119,4	14,7	14,5
120	211,2	169,6	20,7	20,9
150	325,3	261,3	31,4	32,6
200	569,4	457,3	54,1	58

Таблиця 8 – Результати досліджень гідравлічних втрат при закачуванні пластової води з густиною 1060 кг/м^3 в ГНКТ $\varnothing 38,1 \times 4,45\text{--}3,4 \text{ мм}$

$Q_{\text{на}},$ л/хв	$dP_{\text{св}},$ бар	$dP_{\text{ГНКТ}},$ бар	$dP_{\text{кп}},$ бар	$dP_{\text{кн}},$ бар
50	45,7	38	4,1	3,6
80	111,9	92,8	9,8	9,3
100	171,8	142,6	14,7	14,5
120	244,3	202,7	20,7	20,9
150	376,6	312,6	31,4	32,6
200	659,5	547,3	54,2	58

За мінімальної подачі насоса ($Q = 50$ л/хв) сумарні гідравлічні втрати становлять 39,7 бар, що пояснюється низькою швидкістю потоку та мінімальним опором руху рідини. При максимальній подачі ($Q = 200$ л/хв) втрати досягають 569,4 бар, що підтверджує суттєвий вплив швидкості потоку на величину гідравлічних опорів.

Отримані результати узгоджуються з попередніми дослідженнями та підтверджують, що зменшення товщини стінки ГНКТ призводить до значного зниження гідравлічних втрат. Це пояснюється збільшенням внутрішнього діаметра труби, що зменшує швидкість потоку при заданій витраті та, відповідно, втрати на тертя.

За мінімальної подачі насоса ($Q = 50$ л/хв) сумарні гідравлічні втрати становлять 45,7 бар, що пояснюється низькою швидкістю потоку та мінімальним опором руху рідини. При максимальній подачі ($Q = 200$ л/хв) втрати досягають 659,5 бар. Такий приріст підтверджує суттєвий вплив швидкості потоку на величину гідравлічних опорів.

Неоднорідність геометрії труби, зокрема поступовий перехід від більшої товщини стінки до меншої, призводить до додаткових

01.11.2025). гідравлічних втрат порівняно з трубами постійного перерізу. Це пояснюється зміною

внутрішнього діаметра по довжині труби, що впливає на локальні швидкості потоку та розподіл втрат тиску.

Висновки. 1. Мінімальні гідравлічні втрати спостерігаються при найменшій подачі насоса ($Q = 50$ л/хв) і становлять 45,7 бар, що обумовлено низькою швидкістю потоку та мінімальним опором руху рідини.

2. Максимальні гідравлічні втрати фіксуються при найбільшій подачі насоса ($Q = 200$ л/хв) і досягають 659,5 бар, що підтверджує суттєвий вплив швидкості потоку на величину гідравлічних опорів.

3. Неоднорідність геометрії труби (коли конструкція включає плавний перехід від більшої товщини стінки до меншої) призводить до додаткових місцевих гідравлічних втрат порівняно з трубами постійного перерізу.

4. Для мінімізації гідравлічних втрат доцільно використовувати труби з найменшою товщиною стінки (3,18 мм). Якщо необхідна підвищена міцність або зниження навантаження на окремих ділянках свердловини, оптимальним компромісом є різнопрохідна труба (4,45–3,4 мм).

5. Використання пластової води ($\rho = 1060 \text{ кг/м}^3$) збільшує гідравлічні втрати на 5–6 % порівняно з прісною водою через вищу густину. При роботі з пластовою водою слід враховувати додаткові втрати та розглядати можливість застосування полімерних розчинів для їх зниження.

6. За результатами моделювання найбільші втрати спостерігаються при закачуванні пластової води в трубний простір ГНКТ $\varnothing 44,5 \times 4,45 \text{ мм}$ та виході в затрубний простір між НКТ $\varnothing 73 \times 5,51 \text{ мм}$ і ГНКТ $\varnothing 44,5 \times 4,45 \text{ мм}$. При подачі насоса 200 л/хв гідравлічні втрати становлять 441,5 бар.

Список літератури

- Omomo K. O., Esiri A., Olisakwe H. Hydraulic modeling and real-time optimization of drilling fluids: A future perspective. *Global Journal of Research in Engineering and Technology*. 2024. Vol. 2, issue 2. P. 30–38. doi: 10.58175/gjret.2024.2.2.0030
- Moreno M. A. J., Hernandez J. C. J., Barajas J. R. H., Cordova A. R., Quiroga J. G. P. Simulation and Optimization of Hydraulics Applied in Oil Well Drilling. *Computación y Sistemas*. 2023. Vol. 27, no. 1. P. 63–77. doi: 10.13053/cys-27-1-4092
- Meng L., Zhang X., Jin Y., Yan K., Li Z., Fu H., Li S. Prediction model and real-time diagnostics of hydraulic fracturing pressure for highly deviated wells in deep oil and gas reservoirs. *Scientific Reports*. 2025. Vol. 15. P. 3539. doi: 10.1038/s41598-025-88027-y
- Li M., Wen B., Ren L., Xu M., Han Y. Research and Application of Stimulation Technology for Shallow Heavy Oil Reservoirs. *Proc. of the Int. Field Exploration and Development Conf.* 2024. Vol. 8. Singapore : Springer, 2025. doi:10.1007/978-981-96-5158-0_34
- Ramy C., Ripeanu R. G., Nassreddine S., Tănase M., Zouein E. Y., Diniță A., Muresan C. C. Recent Advances in Stimulation Techniques for Unconventional Oil Reservoir and Simulation of Fluid Dynamics Using Predictive Model of Flow Production. *Processes*. 2025. Vol. 13, issue 4. P. 1138. doi: 10.3390/pr13041138
- Global Tubing. Field Handbook*. Dayton, Texas : Global Tubing LLC.
- Varma N., Nagar A., Manish K., Srivastav P., Nekkanti S., Bohra A., Srivastav P. Prosper & Cerberus Modelling for Efficient WBCOs in Artificial Lift Flowing Wells. *SPE Oil and Gas India Conf. and Exhibition (9–11 April 2019, Mumbai, India)*. 2019. P. SPE-194687-MS. doi: 10.2118/194687-MS
- SeaLand. Coiled Tubing Services*. URL: <https://sealandws.com/coiled-tubing-services/> (accessed

9. Stump J., Thomas T., Ables C. Real-time force monitoring improves CT drillout efficiency. *Drilling Contractor*. URL: <https://drillingcontractor.org/real-time-force-monitoring-improves-ct-drillout-efficiency-62854> (accessed 01.11.2025).
10. *Cerberus v 14.0 Software User Guide*. 2022.
11. *Adapted Solutions GmbH. Cerberus 14.0 – New Features and Improvements*. URL: https://www.adapted-solutions.com/web/pdf-en/Cerberus_14.0_NewsEN.pdf (accessed 01.11.2025).
12. *NOV Inc. Cerberus Modeling Software*. URL: <https://www.nov.com/products/cerberus-modeling-software> (accessed 01.11.2025).
13. *NOV CTES. Cerberus Software User Guide*. URL: <https://manualzz.com/doc/7025772/nov-ctes-cerberus-software-user-guide> (accessed 01.11.2025).

Надійшла (received) 10. 11.2025

Відомості про авторів / About the Authors

Римчук Данило Васильович (Rymchuk Danylo) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри «Видобування нафти газу та конденсату»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1750-9140>; e-mail: daniorymchuk@gmail.com

Рєзва Ксенія Сергіївна (Rezvaia Kseniya) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2457-0097>; e-mail: rezvayaks@gmail.com

Шудрик Олександр Леонідович (Shudryk Oleksandr) – кандидат технічних наук, АТ "Укрнафта", провідний інженер-супервайзер; м. Охтирка, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0991-2498>; e-mail: shudral88@gmail.com

Мінчукова Наталія Федорівна (Minchukova Nataliia) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри «Видобування нафти газу та конденсату»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0000-9307-1550>; e-mail: minchukova@ukr.net

Хрущов Данило Юрійович (Khrushchov Danylo) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Видобування нафти газу та конденсату»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0007-4153-9204>; e-mail: danyakh@ukr.net

*А. С. АЗАРОВ, А. С. РОГОВИЙ***ІНТЕГРАЦІЯ СУРОГАТНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ТА ЕВОЛЮЦІЙНИХ АЛГОРИТМІВ У ПРОЄКТУВАННІ ВІДЦЕНТРОВИХ КОМПРЕСОРІВ**

Розглянуто сучасний підхід до оптимізації геометрії робочого колеса високонапірного відцентрового компресора на основі сурогатного моделювання та еволюційних алгоритмів. Основною метою дослідження є підвищення енергетичної ефективності та зниження обчислювальних витрат при CFD-аналізі шляхом побудови аналітичної моделі залежності аеродинамічних характеристик від геометричних параметрів. Для цього використано метод Kriging (Gaussian Process Regression) у поєднанні з багатокритеріальним генетичним алгоритмом NSGA-II, реалізованими в середовищі ANSYS Design Exploration. Параметризація компресора виконана за трьома ключовими змінними: вихідний кут лопаті робочого колеса, вхідний кут лопатей радіального дифузора та відносна довжина спліттера. Для формування навчальної вибірки застосовано центральну-композиційний план експерименту, що дозволив обмежити кількість CFD-розрахунків до 15 варіантів. Побудована сурогатна модель продемонструвала високу точність апроксимації (коефіцієнт детермінації близький до 1, RMSE – мінімальний), що підтверджено крос-валідацією. Оптимізація за допомогою NSGA-II забезпечила формування Парето-фронту, який відображає компроміс між політропним ККД та ступенем стиснення. Аналіз чутливості показав, що найбільший вплив на ефективність має вихідний кут лопатей робочого колеса, тоді як довжина спліттера та вхідний кут дифузора виконують стабілізуючу роль. Отримані результати свідчать про доцільність застосування сурогатного моделювання та еволюційних алгоритмів для оптимізації турбомашин, що дозволяє скоротити обчислювальні витрати без втрати точності та забезпечити гнучкість у виборі оптимальних конструктивних рішень.

Ключові слова: компресор, турбомашини, чисельне моделювання, оптимізація, ефективність, планування експериментів.

*A. AZAROV, A. ROGOVYI***INTEGRATION OF SURROGATE MODELING AND EVOLUTIONARY ALGORITHMS IN THE DESIGN OF CENTRIFUGAL COMPRESSORS**

The paper presents a modern approach to optimizing the geometry of a high-pressure centrifugal compressor impeller using surrogate modeling and evolutionary algorithms. The main objective is to improve energy efficiency and reduce computational costs during CFD analysis by constructing an analytical model that approximates the relationship between aerodynamic characteristics and geometric parameters. The Kriging method (Gaussian Process Regression) combined with the NSGA-II multi-objective genetic algorithm was implemented in ANSYS Design Exploration. The compressor was parameterized by three key variables: impeller blade outlet angle, radial diffuser inlet blade angle, and splitter blade relative length. A central composite design of experiments was applied to limit the number of CFD simulations to 15 cases. The developed surrogate model demonstrated high approximation accuracy (coefficient of determination close to 1, minimal RMSE), confirmed by cross-validation. Optimization using NSGA-II produced a Pareto front illustrating the trade-off between polytropic efficiency and pressure ratio. Sensitivity analysis revealed that the impeller outlet angle has the greatest impact on efficiency, while splitter length and diffuser inlet angle play a stabilizing role. The results confirm the feasibility of applying surrogate modeling and evolutionary algorithms for turbomachinery optimization, enabling significant computational savings without compromising accuracy and providing flexibility in selecting optimal design solutions.

Keywords: compressor, turbomachine, numerical simulation, optimization, efficiency, experimental design.

Вступ. Підвищення ефективності відцентрових компресорів залишається одним із ключових завдань сучасного машинобудування [1]. Геометрія робочого колеса визначає основні параметри процесу стиснення – тиск, ККД і стабільність течії, тому її оптимізація є критично важливою [2]. Проте прямі CFD-розрахунки кожної варіації геометрії є обчислювально дорогими та часомісткими [3]. Для скорочення кількості симуляцій усе ширше застосовуються сурогатні (спрощена модель на основі машинного навчання) моделі, що відтворюють залежності між геометричними параметрами й аеродинамічними характеристиками на основі обмеженої кількості високоточних CFD-даних [4].

Сурогатна оптимізація являє собою сучасний підхід, що поєднує методи машинного навчання з класичною теорією турбомашин, забезпечуючи ефективний пошук оптимальних рішень за обмеженої кількості чисельних експериментів. Зокрема, моделі Kriging (також відомі як регресія на основі гаусівських процесів) застосовуються для побудови поверхонь відгуку, що є аналітичними апроксимаціями залежності вихідних параметрів від вхідних змінних при малих вибірках, отриманих методами планування експериментів. Такі моделі дають змогу оцінювати

невизначеність прогнозу та спрямовувати подальше уточнення розрахунків у найбільш інформативних точках простору параметрів. Для пошуку глобального оптимуму поверхні відгуку широко використовуються еволюційні алгоритми, зокрема MOGA (Multi-Objective Genetic Algorithm [5]), що є багатокритеріальним генетичним алгоритмом, який забезпечує знаходження набору оптимальних компромісних рішень (так званого фронту Парето) без ризику потрапляння у локальні мінімуми [6].

В останні роки активно розвивається підхід, що поєднує сурогатні методи оптимізації з редукованими моделями, які застосовують метод правильного ортогонального розкладання (Proper Orthogonal Decomposition (POD)) [7], або інші підходи моделювання зі зменшеним порядком (Reduced-Order Modeling (ROM)) [8], тобто моделювання зі зменшеним порядком. Такі методи дають змогу суттєво скоротити обчислювальні витрати за рахунок спрощеного опису складних течій, зберігаючи при цьому основні фізичні характеристики процесу [9].

Аналіз останніх досліджень. Огляд сучасних досліджень свідчить, що використання сурогатних моделей у проєктуванні відцентрових компресорів стає стандартною практикою. Ще у роботі [4] було

показано, що Kriging-модель дозволяє значно зменшити кількість CFD-експериментів, зберігаючи точність оптимізації геометрії імелера. Автори продемонстрували підвищення ізоентропійного ККД на 2,5 % порівняно з базовим варіантом, використовуючи лише близько 40 симуляцій. Подібний підхід застосували у [6]. Модель Kriging є статистичним методом інтерполяції, що дозволяє з високою точністю апроксимувати складні нелінійні залежності між вхідними та вихідними параметрами системи. Вона базується на припущенні, що модельований процес має гаусівський розподіл, а кореляція між точками описується коваріаційною функцією. Завдяки цьому Kriging забезпечує не лише прогноз значення функції, а й оцінку невизначеності, що робить її особливо корисною у сурогатному моделюванні складних інженерних задач [10; 11]. В роботі [6] сурогат побудовано на основі неймережевої моделі з 30 точок планування експерименту та оптимізація забезпечила приріст тиску на 2,46 %.

Сучасні дослідження спрямовані на підвищення точності сурогатів і адаптивне уточнення вибірки. У статті [12] використано Self-Adaption Kriging для оптимізації спірального відводу компресора, де модель автоматично додавала точки у зонах високої похибки. Це дозволило отримати кращу відповідність CFD-данним і зменшити кількість розрахунків на 35 %. Аналогічні результати спостерігалися у [9], де застосовано метод POD для побудови моделей потоку та подальшої багатокритеріальної оптимізації за показниками напір-ефективність.

Еволюційні алгоритми, особливо MOGA, стали найпопулярнішими у багатокритеріальних задачах, коли необхідно одночасно максимізувати ККД і мінімізувати енергоспоживання або пульсації тиску [13]. В роботі [13] CFD-модель насоса оптимізована за допомогою штучної нейронної мережі і MOGA, що дало змогу сформувати фронт Парето між ефективністю та напором.

Загалом, більшість сучасних статей підтверджують, що ланцюжок, який складається з методів планування експериментів, метода Kriging (або іншої сурогатної моделі), багатокритеріального генетичного алгоритму та подальшої CFD-валідації є найефективнішою стратегією для оптимізації турбомашин [4; 6; 9; 14]. Залишаються актуальними питання вибору оптимального методу планування експерименту, кількості точок, а також інтеграції експериментальних невизначеностей у процес навчання сурогату.

У контексті представленої роботи саме поєднання методів Kriging і MOGA в ANSYS Design Exploration дозволяє реалізувати сучасний підхід до оптимізації відцентрових компресорів без залучення зовнішніх ML-бібліотек, забезпечуючи баланс між точністю, швидкістю і практичною придатністю методу.

Мета. Метою роботи є розроблення та реалізація методики оптимізації геометрії робочого колеса високонапірного відцентрового компресора із

застосуванням сурогатного моделювання на основі еволюційного алгоритму MOGA. Запропонований підхід спрямований на скорочення обчислювальних витрат під час CFD-аналізу та підвищення точності прогнозування ефективності компресора за рахунок побудови машинно-навчальної моделі, що апроксимує залежність ККД та приросту тиску від геометричних параметрів лопатей колеса та дифузора.

Результати досліджень. Методологія дослідження складалася з наступних етапів: на основі високонапірного відцентрового компресора, що серійно випускається, проведено верифікацію CFD-моделі та спроєктовано новий компресор з покращеними характеристиками, що показано в роботах [1; 2; 15]. В даній роботі реалізовано оптимізацію відцентрового компресора в середовищі ANSYS Workbench 2024R1, використовуючи інструменти Design Exploration (Response Surface та MOGA). Блок-схема методології дослідження показано на рис. 1.

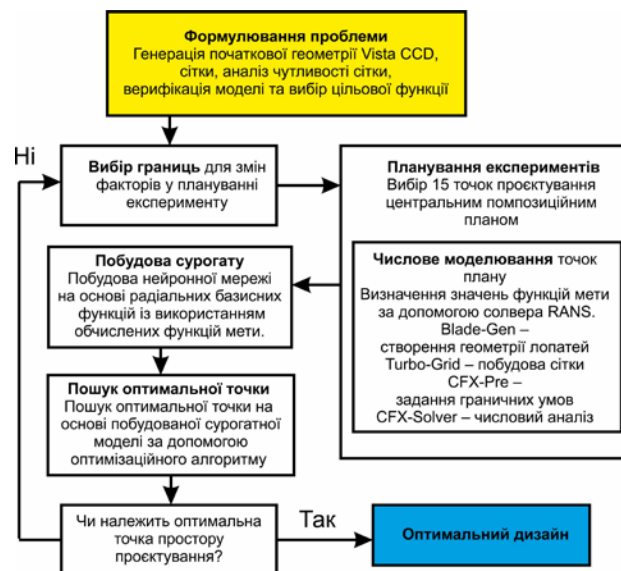


Рис. 1. Процедура оптимізації

Основні характеристики серійного та спроєктованого відцентрового компресорів: вихідний діаметр робочого колеса 240 мм, кутова швидкість обертання 207500 хв^{-1} , число лопатей напрямного апарату, що обертається – 14, число лопатей робочого колеса – 28, число лопатей лопатевого дифузора – 18, масова витрата газу $G = 2,1 \text{ кг/с}$, співвідношення повних тисків $\pi^* = 3,1$.

В роботі [15] отримано, що максимуми ефективності спроєктованого та серійного робочих коліс компресора відповідали масовій витраті 2 кг/с , але політропний ККД спроєктованого робочого колеса був на 6 % більший. Розрахункова схема та сітка спроєктованого компресора наведена на рис. 2.

У процесі параметризації відцентрового компресора для побудови сурогатної моделі та подальшої оптимізації обрано три геометричні змінні (рис. 3), які мають найбільший вплив на аеродинамічні характеристики: аксіальний вихідний кут лопаті робочого колеса β_2 , аксіальний вхідний кут

лопатей радіального дифузора та відносна довжина спліттера L_{spl}/L_{main} . Кожен із цих параметрів безпосередньо визначає умови перетворення кінетичної енергії потоку на підвищення тиску [16], а їх взаємодія формує структуру вторинних течій у міжлопаткових каналах [17].

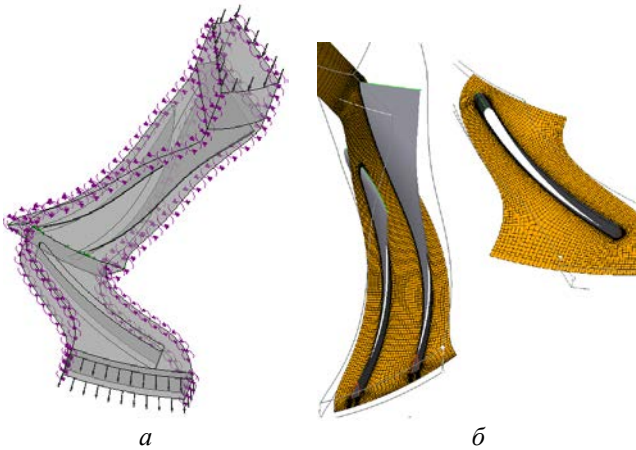


Рис. 2. Високонапірний відцентровий компресор:
а – розрахункова модель; б – сіткова модель

Зміна β_2 впливає на ступінь навантаження колеса, величину питомої роботи та розвиток відривних зон у периферійній частині потоку. Кут β_{in} визначає орієнтацію входної кромки лопатей дифузора, тобто узгодження напрямку потоку після колеса з напрямком каналів дифузора. Від цього залежить ефективність дифузійного процесу, рівень втрат і можливість виникнення реверсійного потоку. Відносна довжина спліттера характеризує ступінь взаємодії основної та допоміжної лопатей і визначає рівномірність розподілу швидкості та тиску по висоті каналу.

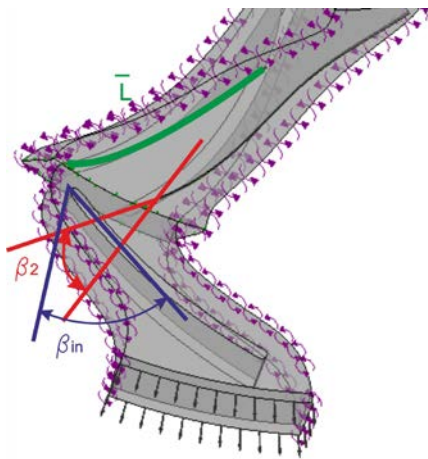


Рис. 3. Фактори, що варіювалися

Спліттер [18] у робочому колесі відцентрового компресора виконує функцію додаткової лопаті, розташованої між основними. Його основним призначенням є зменшення нерівномірності потоку та зниження навантаження на основні лопаті. Завдяки наявності спліттера потік у міжлопаткових каналах рівномірніше прискорюється, зменшуються вторинні течії, відриви та турбулентні зони, особливо у

периферійній частині. Це сприяє підвищенню загального коефіцієнта корисної дії, розширенню робочого діапазону і поліпшенню стійкості компресора до збурень потоку [19]. Спліттер також забезпечує плавніше узгодження швидкісного поля з дифузором, зменшуючи втрати на вході в наступний ступінь.

Параметри β_2 і β_{in} задавалися на середній висоті лопаті, що відповідає ділянці з типовими значеннями швидкісних і енергетичних характеристик потоку. Такий підхід дозволяє уникнути локальних крайових ефектів біля маточини та кожуха, де спостерігаються сильні тривимірні вторинні течії. Вибір середнього за висотою розташування положення також узгоджується з вимогами виробництва: саме середній переріз найчастіше використовується для визначення базового профілю при побудові 3D-лопатей. Діапазони зміни параметрів обмежувалися умовами збереження мінімальної товщини лопаті та допустимих радіусів кривизни, що забезпечує коректність геометричної реконструкції й механічну міцність при подальшому виготовленні [20; 21]. Така комбінація параметрів є компромісом між фізичною адекватністю, технологічною реалізованістю та чутливістю до аеродинамічних втрат, що робить їх оптимальними трьома параметрами для багатокритеріальної оптимізації ступеня компресора.

Для формування навчальної вибірки та побудови сурогатної моделі використано метод планування експерименту типу центральний ортогональний план [22], який забезпечує можливість одержання адекватної квадратичної моделі відгуку при мінімальній кількості розрахунків. Межі варіювання для обраних факторів встановлювалися на підставі геометричних та технологічних обмежень: для $\beta_2 - \pm 12^\circ$, для $\beta_{in} - \pm 10^\circ$ та для відносної довжини спліттера $\pm 0,1$ відносно базового значення. Центральна композиційна структура передбачала комбінацію факторіальних, осьових і центральних точок. Для трьох параметрів базовий факторіальний план складався з 8 кутових точок, шести осьових і однієї центральної точки, що забезпечило загалом 15 варіантів геометрій для CFD-розрахунків. Застосовувався face-centered варіант плану з $\alpha = 1$, який не потребує екстраполяції за межі фізично реалізованої області. Для зменшення обчислювальних витрат застосовано скорочений центрально-композиційний план (Reduced CCD) із трьома незалежними факторами. Повний план із 20 комбінацій було редуковано до 15 фізично допустимих геометрій шляхом виключення симетричних варіантів та обмеження кількості повторів центральної точки. Такий підхід зберігає ортогональність і симетричність плану, водночас істотно знижує обсяг CFD-розрахунків без втрати статистичної репрезентативності.

Для кожної точки плану проводилися стаціонарні RANS-розрахунки (на основі вирішення осереднених рівнянь Рейнольдса та SST-моделі турбулентності [23]) з однаковими граничними умовами та узгодженою дискретизацією (орієнтовно

400 тис. елементів). Отримані результати використовувалися для апроксимації залежностей між факторами та вихідними характеристиками компресора: загальним коефіцієнтом корисної дії та відношенням повного тиску. Така структура плану експерименту забезпечила статистичну надійність, симетричність простору факторів і коректність подальшої побудови сурогатної моделі на основі методу Kriging. Варіювання факторів та обрані значення представлені в табл 1.

Таблиця 1 – Значення обраних факторів в точках плану

№ досл.	β_2	β_{in}	L_{spl} / L_{main}
1	50	0,7	62
2	38	0,7	62
3	62	0,7	62
4	50	0,6	62
5	50	0,8	62
6	50	0,7	52
7	50	0,7	72
8	40,2	0,619	53,9
9	59,8	0,619	53,9
10	40,2	0,781	53,9
11	59,8	0,781	53,9
12	40,2	0,619	70,1
13	59,8	0,619	70,1
14	40,2	0,781	70,1
15	59,8	0,781	70,1

CFD-розрахунки виконувалися у середовищі ANSYS CFX [24]. На вході задавалися повний тиск і температура, на виході – статичний тиск, що забезпечує максимальний ККД, що визначалося під час розрахунку. Розрахункова сітка побудована на основі гексаелементів за допомогою TurboGrid. Для плану експерименту застосовувалася «груба» сітка з 400 тис. елементів (100 тис. для сектору дифузора та 300 тис. для сектору робочого колеса), тоді як для оптимальних точок проводилася верифікація із сіткою 3 млн. елементів для перевірки незалежності результатів від розмірів елементів. Моніторинг збіжності здійснювався за балансом витрати на вході та виході з компресора, нев'язаннями рівнянь (10^{-5}), стабілізацією витрати протягом 100 ітерацій. Як функції цілі використано політропний ККД та співвідношення повних тисків. Реалізовано секторний підхід до моделювання – $25,7^\circ$ сектор для робочого колеса та 20° сектор для лопатевого дифузора.

Для апроксимації отриманих результатів CFD-розрахунків та подальшої оптимізації застосовано методи побудови сурогатних моделей, які дозволяють отримати безперервну аналітичну залежність між геометричними параметрами та вихідними характеристиками компресора. Основною моделлю обрано Kriging (або Gaussian Process Regression, GPR), що базується на стохастичному підході й поєднує апроксимацію детермінованої тенденції з інтерполяцією стохастичного залишку, забезпечуючи високу точність відтворення нелінійних багатовимірних залежностей. Як альтернативу для перевірки стабільності результатів також використано

радіально-базисну функцію (RBF), що добре зарекомендувала себе при обмеженій кількості експериментальних точок. Для оцінки достовірності побудованих моделей виконано крос-валідацію за методом leave-one-out, яка дозволила визначити середньоквадратичну похибку прогнозу (RMSE) та коефіцієнт детермінації (R^2). Порівняння Kriging і RBF-моделей показало, що Kriging забезпечує точніше відтворення локальних екстремумів та плавнішу поверхню відгуку, що є важливим при подальшій оптимізації за допомогою еволюційних алгоритмів.

Під час виконання крос-валідації кожна точка навчальної вибірки послідовно виключалася з набору, після чого прогнозувалася на основі моделі, побудованої за рештою даних (рис. 4). Це дозволило оцінити реальну передбачувальну здатність сурогату без повторного навчання. Для ККД отримано значення коефіцієнта детермінації $R^2 = 1$, що свідчить про практично ідеальне відтворення результатів CFD-розрахунків побудованою моделлю Kriging. Водночас середньоквадратична похибка прогнозу становила $RMSE \approx 1.6 \cdot 10^{-9}$, що є на кілька порядків менше допустимого рівня для типових моделей такого класу.

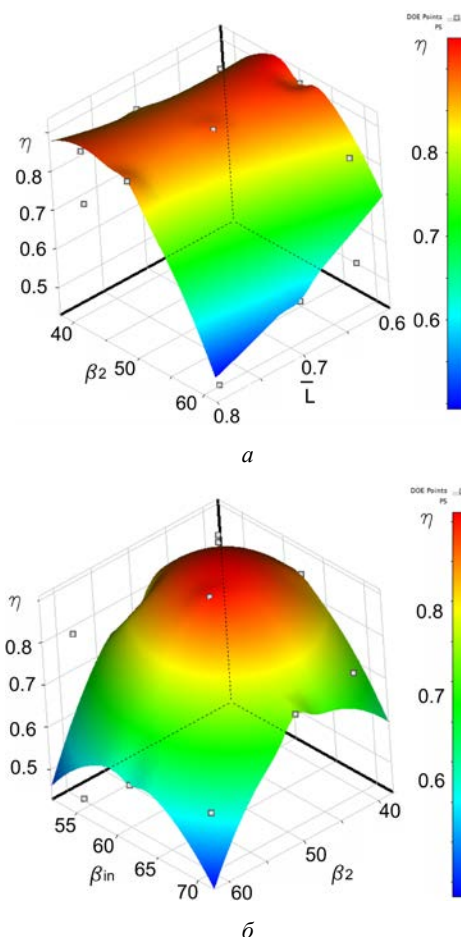


Рис. 4. Поверхня відгуку для планування експерименту за методом Kriging:

а – залежність ККД від осьового вихідного кута лопаті робочого колеса та відносної довжини спліттера;
б – залежність ККД від вхідного кута лопатей радіального дифузора та вихідного кута лопаті колеса

Відносна абсолютна похибка апроксимації не перевищувала 0 %, що вказує на повну збіжність вихідних і прогнозованих значень у межах чисельної точності CFD-методу. Таким чином, отримані показники підтверджують високу адекватність та передбачувальну стабільність побудованого сурогату, що дає змогу використовувати його для подальшої оптимізації геометричних параметрів компресора без втрати фізичної достовірності результатів.

На рис. 5 представлено графік, що відображає результати однофакторного аналізу локальної чутливості параметрів до зміни ККД. Вертикальна вісь показує відсотковий вплив кожного параметра на варіацію ефективності в околі номінальної робочої точки. Найбільший вплив спостерігається для вихідного кута лопатей робочого колеса. Це свідчить, що саме геометрія вихідного краю імпелера визначає основний баланс між кінетичними втратами і ступенем розширення потоку. Відносна довжина спліттера має менший, але позитивний вплив у межах близько $\pm 10\%$, що вказує на другорядну, але стабілізуючу роль цього параметра у формуванні рівномірності поля швидкостей. Вхідний кут лопатей радіального дифузора чинить помірно негативний вплив, що пояснюється зміною умов входу в дифузори і підвищенням локальних втрат при відхиленні від оптимального напрямку потоку. Загалом аналіз показує, що головним керуючим параметром ефективності є вихідний кут імпелера, тоді як довжина спліттера та вхідний кут дифузора мають другорядний, але суттєвий вплив, який варто враховувати при багатокритеріальній оптимізації компресора.

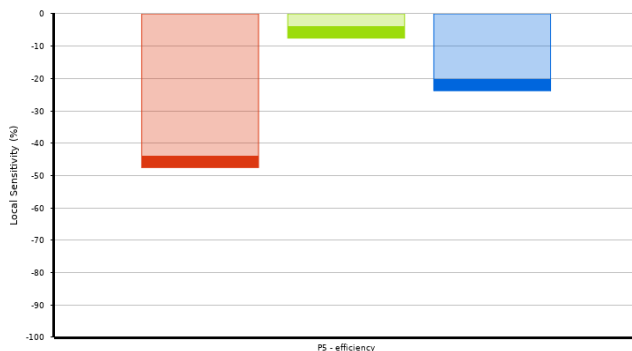


Рис. 5. Вплив факторів на ККД:
червоний – вихідний кут лопаті робочого колеса;
зелений – відносна довжина спліттера; синій – вхідний кут лопатей радіального дифузора

Для виконання багатокритеріальної оптимізації побудованої сурогатної моделі використано еволюційний алгоритм NSGA-II (Non-dominated Sorting Genetic Algorithm II) [25], реалізований у модулі ANSYS Design Exploration.

Алгоритм NSGA-II є одним із найефективніших еволюційних методів багатокритеріальної оптимізації. Його принцип полягає у пошуку множини оптимальних рішень, які формують так званий фронт Парето [26], тобто сукупність конфігурацій, у яких покращення одного критерію неможливе без

погіршення іншого. Алгоритм не потребує явного запису аналітичної цільової функції, а працює з будь-якими моделями, включно із сурогатними, CFD або експериментальними даними, що робить його універсальним інструментом для інженерних задач.

Математична основа NSGA-II базується на популяційному підході. Нехай маємо множину параметрів $\mathbf{x} = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ та вектор цільових функцій $\mathbf{F}(\mathbf{x}) = (f_1(\mathbf{x}), f_2(\mathbf{x}), \dots, f_m(\mathbf{x}))$, які необхідно мінімізувати або максимізувати одночасно. Алгоритм генерує початкову популяцію випадкових рішень, для кожного з яких обчислюються значення $\mathbf{F}(\mathbf{x})$. Далі виконується сортування за рівнем домінування: рішення, які не поступаються іншим за жодним критерієм, утворюють перший фронт Парето, наступні – другий, і так далі. Для збереження різноманітності NSGA-II вводить метрику щільності заповнення (crowding distance), яка оцінює густоту розташування рішень на фронті: ті, що з більшою відстанню мають перевагу при відборі.

На кожній ітерації застосовуються оператори схрещування та мутації, які формують нове покоління рішень. Комбінація батьківських та дочірніх популяцій створює множину $2N$ кандидатів, з яких за принципом рангового сортування та метрики щільності заповнення відбирається N найкращих для наступного циклу. Завдяки цьому NSGA-II поєднує глобальний пошук (через випадкову варіацію) з локальним уточненням.

У контексті ANSYS алгоритм працює поверх сурогатної моделі, що дає змогу швидко оцінювати $\mathbf{F}(\mathbf{x})$ без CFD. На практиці користувач визначає діапазони параметрів і цілі, після чого NSGA-II створює сотні чи тисячі комбінацій параметрів, обчислює відповідні відгуки і формує Парето-фронт. Таким чином, математична модель оптимізації – це багатокритеріальна задача, яку NSGA-II розв'язує еволюційно без необхідності градієнтної інформації:

$$\text{знайти } \mathbf{x}^* \in X : \mathbf{F}(\mathbf{x}) = [f_1(\mathbf{x}^*), f_2(\mathbf{x}^*), \dots, f_m(\mathbf{x}^*)]$$

$$\text{за умов } g_i(\mathbf{x}) \leq 0, \quad h_j(\mathbf{x}) = 0,$$

де $g_i(\mathbf{x})$, $h_j(\mathbf{x})$ – обмеження нерівностей та рівностей відповідно, що задають допустиму область X .

Результатом є множина компромісних рішень, що дозволяє обрати оптимум за пріоритетами дослідника. Наприклад, для відцентрового компресора, максимальний ККД при допустимому тиску або навпаки. Таким чином, NSGA-II поєднує високу обчислювальну ефективність, стійкість до локальних мінімумів і можливість автоматизованого багатокритеріального пошуку в аеродинамічних задачах, де аналітична форма залежностей між параметрами відсутня.

Алгоритм MOGA генерував нові комбінації параметрів, оцінюючи їх за побудованою сурогатною моделлю. Перший запуск привів до появи 16-ї точки ($\beta_2 = 47^\circ$; $L_{spl}/L_{main} = 0,6$; $\beta_{in} = 58^\circ$), яка мала $\eta = 0,89$ при $\pi^* = 2,21$, тобто не покращила ефективність.

Наступні ітерації уточнювали оптимум поблизу цієї області параметрів, демонструючи незначне коливання $\eta = 0,87\text{--}0,9$ та стабілізацію $\pi = 2,3\text{--}2,55$. Остання з отриманих комбінацій ($\beta_2 = 49,7^\circ$; $L_{spl} / L_{main} = 0,6$; $\beta_{in} = 62^\circ$) практично збіглася з найкращими результатами планування експериментів, забезпечуючи $\pi^* = 2,8$.

Аналіз динаміки покращення показників свідчить, що подальші ітерації оптимізації не дають істотного приросту цільових функцій та алгоритм досяг збіжності до глобального Парето-оптимуму. Таким чином, у межах заданих геометричних обмежень система вийшла на стійкий компроміс між ефективністю та ступенем стиснення. Отримана оптимальна область параметрів характеризується помірним вихідним кутом $\beta_2 \approx 48\text{--}50^\circ$, мінімальною довжиною спліттера ($L_{spl} / L_{main} \approx 0,6$) і вхідним кутом дифузора $\beta_{in} = 60\text{--}62^\circ$, що забезпечує мінімальні втрати енергії при сталому режимі течії. Це свідчить про завершення оптимізаційного процесу та досягнення практично граничної ефективності в межах дослідженої геометричної області.

На рис. 6 подано Парето-фронт, отриманий за результатами багатокритеріальної оптимізації за допомогою алгоритму NSGA-II, де по осі абсцис відкладено ККД, а по осі ординат – відношення повного тиску π^* . Цей фронт побудовано на передостанній ітерації. Кожна точка відповідає окремій комбінації геометричних параметрів робочого колеса та дифузора, яку алгоритм визнав фізично допустимою. Крива Парето відображає множину компромісних рішень, для яких жоден критерій не може бути покращений без погіршення іншого. У даному випадку спостерігається чітко виражена обернена залежність між η та π^* , що є типовим для відцентрових компресорів: збільшення ступеня стиснення супроводжується підвищенням втрат і, відповідно, зниженням ефективності.

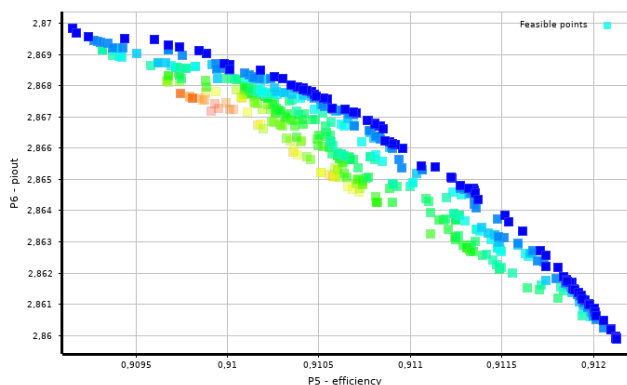


Рис. 6. Парето-фронт, отриманий за результатами дії алгоритму NSGA-II

Верхня частина фронту (зона синіх точок) відповідає конфігураціям з максимальною ефективністю при дещо зменшеному π^* , тоді як нижня (жовто-червона зона) характеризує геометрії з підвищеним тиском π^* , але з меншим η . Таким чином,

фронт дозволяє кількісно оцінити компроміс між основними критеріями – енергетичною ефективністю та ступенем стиснення. Таким чином, означені точки дозволяють визначити області рівноцінних оптимумів залежно від пріоритетів проєктування. Фронт Парето має ключове значення [27], оскільки він не лише демонструє збіжність алгоритму NSGA-II, а й візуалізує простір компромісних рішень, що є неможливим при однокритеріальній оптимізації. Це дозволяє наочно показати, що пошук не зводиться до одного «кращого» варіанту, а формує оптимальний баланс між ефективністю та тиском, що важливо при практичному проєктуванні компресорів із різними експлуатаційними вимогами.

За результатами оптимізації визначено, що найбільший вплив має вихідний кут лопатей робочого колеса β_2 , який визначає розподіл окружної швидкості та ступінь енергообміну між колесом і потоком. При збільшенні β_2 підвищується навантаження на лопать, що веде до зростання повного тиску, але одночасно посилює втрати через збільшення вихрових структур і вторинних течій у міжлопатевих каналах. Зменшення β_2 , навпаки, знижує гідравлічне навантаження, але забезпечує більш плавну течію та вищий ККД. Таким чином, оптимальне значення β_2 відповідає компромісу між енергетичним підйомом і допустимими втратами в кінці робочого колеса.

Другим за впливом фактором є вхідний кут лопатей дифузора β_{in} , який визначає умови прийому потоку з робочого колеса. При зменшенні кута покращується узгодженість напрямку швидкості на виході з колеса з напрямом у каналах дифузора, що зменшує зони відриву біля передніх крайок. Водночас надмірне зменшення β_{in} призводить до звуження проходу та підвищення локальних швидкостей, що може спричиняти додаткові втрати. Таким чином, існує оптимальний діапазон вхідних кутів, який забезпечує стабільну течію.

Довжина спліттера виконує роль пасивного стабілізатора потоку. Збільшення довжини зменшує неузгодженість між основними каналами, пригнічуючи вторинні потоки, однак надмірне подовження збільшує тертя й гідравлічні втрати. Оптимальне співвідношення довжини спліттера до хорди ($L_{spl} / L_{main} \approx 0,6$) забезпечує найкращий баланс між пригніченням вихорів і мінімізацією поверхні тертя.

Отримані тенденції узгоджуються з результатами інших авторів, де показано, що максимальна ефективність досягається при помірних кутах виходу та укорочених спліттерах [17–19], де аналогічні параметри визначали ключову роль у формуванні характеристик компресора.

Основні обмеження роботи пов'язані з використанням RANS-моделювання, яке апроксимує турбулентний потік усередненими рівняннями, що може недостатньо точно відтворювати дрібномасштабні вихори в міжлопатевій зоні. Додатковим обмеженням є відсутність урахування допусків на виготовлення, які в реальних умовах

можуть змінювати локальні кути атаки та впливати на стабільність роботи поблизу межових режимів. У подальших дослідженнях планується виконати оцінку впливу геометричних похибок на ефективність компресора.

Висновки. В роботі розроблено та реалізовано методики оптимізації геометрії робочого колеса високонапірного відцентрового компресора із застосуванням сурогатного моделювання та еволюційного алгоритму MOGA. Запропонований підхід спрямований на скорочення обчислювальних витрат під час CFD-аналізу та підвищення точності прогнозування ефективності компресора за рахунок побудови машинно-навчальної моделі, що апроксимує залежність ККД та приросту тиску від геометричних параметрів лопатей колеса та дифузора.

1. Розроблено методику оптимізації геометрії робочого колеса відцентрового компресора на основі сурогатного моделювання (Kriging) та еволюційного алгоритму NSGA-II, що дозволяє зменшити кількість CFD-розрахунків у 3–4 рази. Побудована сурогатна модель забезпечує високу точність апроксимації аеродинамічних характеристик ($R^2 \approx 1$, мінімальна похибка).

2. Оптимізація сформувала Парето-фронт, який відображає компроміс між ККД та ступенем стискування, що дозволяє обирати оптимальні рішення залежно від пріоритетів проєктування.

3. Найбільший вплив на ефективність має вихідний кут лопатей робочого колеса, тоді як довжина спліттера та вхідний кут дифузора виконують другорядну, але стабілізуючу роль.

Список літератури

- Rogovyi A., Azarov A., Diordiev V., Rohach Y., Avershyn A., Khovanskyi S. High-pressure centrifugal compressor performance enhancement by improving the radial diffuser. *AIP Conference Proceedings*. 2025. Vol. 3238, issue 1. P. 020005. doi: 10.1063/5.0249175
- Rogovyi A., Azarov A., Kukhtenkov Y., Avershyn A., Khovanskyi S. Improving the Performance of a Centrifugal Compressor Through Computer-Aided Design and Optimization of Blade Thickness. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII: Proc. of the 7th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2024*. Vol. 2: *Mechanical and Materials Engineering (4–7 June 2024, Pilsen, Czech Republic)*. Cham : Springer, 2024. P. 324–333. doi: 10.1007/978-3-031-63720-9_28
- Роговий А. С., Дранковський В. Е., Тиньянов О. Д., Азаров А. С. Прокєтування оборотної гідромашини засобами Ansys та дослідження течії у насосному режимі. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2024. No. 2. P. 73–81. doi: 10.20998/2411-3441.2024.2.11
- Wang X. F., Xi G., Wang Z. H. Aerodynamic optimization design of centrifugal compressor's impeller with Kriging model. *Proceedings of the institution of mechanical engineers. Part A: Journal of power and energy*. 2006. Vol. 220, issue 6. P. 589–597. doi: 10.1243/09576509JPE201
- Murata T., Ishibuchi H. MOGA: multi-objective genetic algorithms. *Proc. of 1995 IEEE International Conference on Evolutionary Computation*. Vol. 1 (29 November–01 December 1995, Perth, WA, Australia). IEEE, 1995. P. 289–294. doi: 10.1109/ICEC.1995.489161
- Kim J. H., Choi J. H., Kim K. Y. Surrogate modeling for optimization of a centrifugal compressor impeller. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*. 2010. Vol. 3, issue 1. P. 29–38. doi: 10.5293/IJFMS.2010.3.1.029
- Chatterjee A. An introduction to the proper orthogonal decomposition. *Current science*. 2000. Vol. 78, no. 7. P. 808–817.
- Lucia D. J., Beran P. S., Silva W. A. Reduced-order modeling: new approaches for computational physics. *Progress in aerospace sciences*. 2004. Vol. 40, issues 1–2. P. 51–117. doi: 10.1016/j.paerosci.2003.12.001
- Zhang L., Mi D., Yan C., Tang F. Multidisciplinary design optimization for a centrifugal compressor based on proper orthogonal decomposition and an adaptive sampling method. *Applied Sciences*. 2018. Vol. 8, issue 12. P. 2608. doi: 10.3390/app8122608
- Jones D. R., Schonlau M., Welch W. J. Efficient global optimization of expensive black-box functions. *Journal of Global optimization*. 1998. Vol. 13. P. 455–492. doi: 10.1023/A:1008306431147
- Forrester A., Sobester A., Keane A. *Engineering design via surrogate modelling: a practical guide*. John Wiley & Sons, 2008.
- Meng F., Zhang Z., Wang L. Volute Optimization Based on Self-Adaption Kriging Surrogate Model. *International Journal of Chemical Engineering*. 2022. Vol. 2022, issue 3. P. 6799201. doi: 10.1155/2022/6799201
- Zhao B., Wang Y., Chen H., Qiu J., Hou D. Hydraulic optimization of a double-channel pump's impeller based on multi-objective genetic algorithm. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*. 2015. Vol. 28. P. 634–640. doi: 10.3901/CJME.2015.0116.016
- Casoni M., Benini E. A review of computational methods and reduced order models for flutter prediction in turbomachinery. *Aerospace*. 2021. Vol. 8, issue 9. P. 242. doi: 10.3390/aerospace8090242
- Роговий А. С., Азаров А. С., Демчук Р. М. Удосконалення характеристик робочого колеса високонапірного відцентрового компресора проєктуванням за допомогою САПР. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2023. No. 1. P. 25–30. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.04
- Adam J., Heinrich M., Schwarze R. Influence of different design parameters on side channel compressor performance. *Forschung im Ingenieurwesen*. 2022. Vol. 86. P. 819–827. doi: 10.1007/s10010-022-00594-y
- Fan M., Dazin A., Bois G., Romanò F. Effect of inlet leakage flow on the instability in a radial vaneless diffuser. *Physics of Fluids*. 2023. Vol. 35, issue 1. P. 014105. doi: 10.1063/5.0133948
- Tasharrofi M., Shahri M. H., Madadi A. Three-dimensional design, simulation and optimization of a centrifugal compressor impeller with double-splitter blades. *Heliyon*. 2025. Vol. 11, issue 3. P. e42011. doi.org/10.1016/j.heliyon.2025.e42011
- Ou J., Jin D., Gui X. Numerical investigation of the load distribution between the main blade and the splitter blade in a high-loading centrifugal compressor. *Journal of Thermal Science*. 2022. Vol. 31, issue 5. P. 1682–1695. doi: 10.1007/s11630-022-1608-7
- Sun H. O., Ren A., Wang Y., Zhang M., Sun T. Deformation and vibration analysis of compressor rotor blades based on fluid-structure coupling. *Engineering Failure Analysis*. 2021. Vol. 122. P. 105216. doi: 10.1016/j.engfailanal.2021.105216
- Фатєєва Н. М., Шевченко Н. Г., Фатєєв О. М. Надійність гідропневмоагрегатів металорізального устаткування. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2016. No. 41 (1213). P. 84–87.
- Szpisják-Gulyás N., Al-Tayawi A. N., Horváth Z. H., László Z., Kertész S., Hodúr C. Methods for experimental design, central composite design and the Box–Behnken design, to optimise operational parameters: A review. *Acta Alimentaria*. 2023. Vol. 52, issue 4. P. 521–537. doi: 10.1556/066.2023.00235
- Rogovyi A., Krasnikov S., Timchenko Y., Viunyk O., Sushko S. Use of a guide vane apparatus for swirling axial flow in vortex chamber pumps. *AIP Conference Proceedings*. 2025. Vol. 3428, issue 1. P. 020013. doi: 10.1063/12.0038603
- ANSYS, C. R24.1 Help manual. ANSYS Inc. 2024.
- Chatterjee S., Sarkar S., Dey N., Ashour A. S., Sen S. Hybrid non-dominated sorting genetic algorithm: II-neural network approach. *Advancements in applied metaheuristic computing*. IGI Global Scientific Publishing, 2018. P. 264–286.
- Xu Y., Zhang H., Huang L., Qu R., Nojima Y. A Pareto Front grid guided multi-objective evolutionary algorithm. *Applied Soft Computing*. 2023. Vol. 136. P. 110095. doi: 10.1016/j.asoc.2023.110095
- Vasilopoulos I., Asouti V. G., Giannakoglou K. C., Meyer M. Gradient-based Pareto front approximation applied to turbomachinery shape optimization. *Engineering with Computers*. 2021. Vol. 37, issue 1. P. 449–459. doi: 10.1007/s00366-019-00832-y

References (transliterated)

- Rogovyi A., Azarov A., Diordiev V., Rohach Y., Avershyn A., Khovanskyi S. High-pressure centrifugal compressor performance enhancement by improving the radial diffuser. *AIP Conference Proceedings*. 2025, vol. 3238, issue 1, p. 020005. doi: 10.1063/5.0249175
- Rogovyi A., Azarov A., Kukhtenkov Y., Avershyn A., Khovanskyi S. Improving the Performance of a Centrifugal Compressor Through Computer-Aided Design and Optimization of Blade Thickness. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII: Proc. of the 7th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2024. Vol. 2: Mechanical and Materials Engineering (4–7 June 2024, Pilsen, Czech Republic)*. Cham, Springer Publ., 2024, pp. 324–333. doi: 10.1007/978-3-031-63720-9_28
- Rogovyi A. S., Drankovskiy V. E., Tynianov O. D., Azarov A. S. Proyektuvannya oborotnoyi hidromashyny zasobamy Ansys ta doslidzhennya techiyi u nasosomu rezhymi [Designing a reversible hydraulic machine with Ansys and studying the flow in the pumping mode]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2024, no. 2, pp. 73–81. doi: 10.20998/2411-3441.2024.2.11
- Wang X. F., Xi G., Wang Z. H. Aerodynamic optimization design of centrifugal compressor's impeller with Kriging model. *Proceedings of the institution of mechanical engineers. Part A: Journal of power and energy*. 2006, vol. 220, issue 6, pp. 589–597. doi: 10.1243/09576509JPE201
- Murata T., Ishibuchi H. MOGA: multi-objective genetic algorithms. *Proc. of 1995 IEEE International Conference on Evolutionary Computation. Vol. 1 (29 November–01 December 1995, Perth, WA, Australia)*. IEEE Publ., 1995, pp. 289–294. doi: 10.1109/ICEC.1995.489161
- Kim J. H., Choi J. H., Kim K. Y. Surrogate modeling for optimization of a centrifugal compressor impeller. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*. 2010, vol. 3, issue 1, pp. 29–38. doi: 10.5293/IJFMS.2010.3.1.029
- Chatterjee A. An introduction to the proper orthogonal decomposition. *Current science*. 2000, vol. 78, no. 7, pp. 808–817.
- Lucia D. J., Beran P. S., Silva W. A. Reduced-order modeling: new approaches for computational physics. *Progress in aerospace sciences*. 2004, vol. 40, issues 1–2, pp. 51–117. doi: 10.1016/j.paerosci.2003.12.001
- Zhang L., Mi D., Yan C., Tang F. Multidisciplinary design optimization for a centrifugal compressor based on proper orthogonal decomposition and an adaptive sampling method. *Applied Sciences*. 2018, vol. 8, issue 12, p. 2608. doi: 10.3390/app8122608
- Jones D. R., Schonlau M., Welch W. J. Efficient global optimization of expensive black-box functions. *Journal of Global optimization*. 1998, vol. 13, pp. 455–492. doi: 10.1023/A:1008306431147
- Forrester A., Sobester A., Keane A. *Engineering design via surrogate modelling: a practical guide*. John Wiley & Sons Publ., 2008.
- Meng F., Zhang Z., Wang L. Volute Optimization Based on Self-Adaption Kriging Surrogate Model. *International Journal of Chemical Engineering*. 2022, vol. 2022, issue 3, p. 6799201. doi: 10.1155/2022/6799201
- Zhao B., Wang Y., Chen H., Qiu J., Hou D. Hydraulic optimization of a double-channel pump's impeller based on multi-objective genetic algorithm. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*. 2015, vol. 28, pp. 634–640. doi: 10.3901/CJME.2015.0116.016
- Casoni M., Benini E. A review of computational methods and reduced order models for flutter prediction in turbomachinery. *Aerospace*. 2021, vol. 8, issue 9, p. 242. doi: 10.3390/aerospace8090242
- Rogovyi A. S., Azarov A. S., Demchuk R. M. Udoslaknennya kharakterystyk robochoho koleasa vysokonapimoho vidtsentrovoho kompresora proektuvannam za dopomohoyu SAPR [Improving characteristics of the impeller of a high-pressure centrifugal compressor by designing with the help of CAD]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 25–30. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.04
- Adam J., Heinrich M., Schwarze R. Influence of different design parameters on side channel compressor performance. *Forschung im Ingenieurwesen*. 2022, vol. 86, pp. 819–827. doi: 10.1007/s10010-022-00594-y
- Fan M., Dazin A., Bois G., Romanò F. Effect of inlet leakage flow on the instability in a radial vaneless diffuser. *Physics of Fluids*. 2023, vol. 35, issue 1, p. 014105. doi: 10.1063/5.0133948
- Tasharofi M., Shahri M. H., Madadi A. Three-dimensional design, simulation and optimization of a centrifugal compressor impeller with double-splitter blades. *Heliyon*. 2025, vol. 11, issue 3, p. e42011. doi.org/10.1016/j.heliyon.2025.e42011
- Ou J., Jin D., Gui X. Numerical investigation of the load distribution between the main blade and the splitter blade in a high-loading centrifugal compressor. *Journal of Thermal Science*. 2022, vol. 31, issue 5, pp. 1682–1695. doi: 10.1007/s11630-022-1608-7
- Sun H. O., Ren A., Wang Y., Zhang M., Sun T. Deformation and vibration analysis of compressor rotor blades based on fluid-structure coupling. *Engineering Failure Analysis*. 2021, vol. 122, p. 105216. doi: 10.1016/j.engfailanal.2021.105216
- Fatieieva N. M., Shevchenko N. H., Fatyeyev O. M. Nadiynist' hidropnevmoahrehativ metalorizal'noho ustatkuvannya [Reliability of hydropneumounits of metal-cutting equipment]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 41 (1213), pp. 84–87.
- Szpisjak-Gulyás N., Al-Tayawi A. N., Horváth Z. H., László Z., Kertész S., Hodúr C. Methods for experimental design, central composite design and the Box–Behnken design, to optimise operational parameters: A review. *Acta Alimentaria*. 2023, vol. 52, issue 4, pp. 521–537. doi: 10.1556/066.2023.00235
- Rogovyi A., Krasnikov S., Timchenko Y., Viunyk O., Sushko S. Use of a guide vane apparatus for swirling axial flow in vortex chamber pumps. *AIP Conference Proceedings*. 2025, vol. 3428, issue 1, p. 020013. doi: 10.1063/12.0038603
- ANSYS, C. *R24.1 Help manual*. ANSYS Inc. 2024.
- Chatterjee S., Sarkar S., Dey N., Ashour A. S., Sen S. Hybrid non-dominated sorting genetic algorithm: II-neural network approach. *Advancements in applied metaheuristic computing*. IGI Global Scientific Publishing, 2018, pp. 264–286.
- Xu Y., Zhang H., Huang L., Qu R., Nojima Y. A Pareto Front grid guided multi-objective evolutionary algorithm. *Applied Soft Computing*. 2023, vol. 136, p. 110095. doi: 10.1016/j.asoc.2023.110095
- Vasilopoulos I., Asouti V. G., Giannakoglou K. C., Meyer M. Gradient-based Pareto front approximation applied to turbomachinery shape optimization. *Engineering with Computers*. 2021, vol. 37, issue 1, pp. 449–459. doi: 10.1007/s00366-019-00832-y

Надійшла (received) 12.10.2025

Відомості про авторів / About the Authors

Азаров Андрій Сергійович (Azarov Andrii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7119-715X>; e-mail: andrii.azarov@mit.khpi.edu.ua

Роговий Андрій Сергійович (Rogovyi Andrii) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6057-4845>; e-mail: asrogovoy@ukr.net

Р. І. ДЕМ'ЯНЕНКО, А. О. СОЛОДОВНИК, Д. С. МАЦУГИРЯ, О. О. СВТЕЛІК

ДІАГНОСТИКА ВІДМОВ ТРИФАЗНОГО ВИПРЯМЛЯЧА НА ОСНОВІ АНАЛІЗУ ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЇ

Розглянуто аналіз несиметричних режимів електричних мереж із ізольованою нейтраллю. Проаналізовано окремий випадок несиметричного навантаження, що впливає на розподіл струмів у фазах. Показано, що у випадку активного опору, підключеного між фазами без залучення інших гілок, виникають струми зі зсувом фазних кутів, що створює ілюзію реактивного навантаження. Проте доведено, що навантаження залишається суто активним. Запропоновано методику аналізу за допомогою системи лінійних напруг та струмів, що дозволяє розширити підходи до оцінки несиметричних режимів. Розглянуто застосування методу розрахунку лінійних струмів за критерієм найменшої суми квадратів лінійних потужностей для електроенергетичних мереж метрополітену. Акцентовано увагу на моделюванні підсистеми, що містить лінію передачі, трансформатор та випрямляч. Підтверджено, що відмова одного з діодів у шестимостовому випрямлячі суттєво впливає на функціональність системи, викликаючи спотворення струму. Проаналізовано характерні різні види відмов діодів. Встановлено, що ці відмови призводять до зміни форми струму, що підтверджено графіками при аварійних режимах роботи. Досліджено гармонійний склад лінійних напруг та струмів, що виявив значні значення гармонік струму, а гармоніки напруги мають невелике значення. Виявлено асиметрію роботи випрямляча при несправностях, що призводить до підвищення гармонічних спотворень та зниження якості електроенергії. Такі явища можуть спричиняти додаткові втрати в системі та негативно впливати на стабільність роботи електрообладнання. Отримані результати дослідження можуть слугувати основою для розробки нових методів контролю та покращення характеристик електроенергетичних систем, що є важливим завданням для подальших досліджень у цій сфері. Результати дослідження демонструють необхідність врахування гармонійного аналізу для оцінки стану електричних мереж. Отримані дані можуть бути використані для вдосконалення методик діагностики несправностей випрямлячів та підвищення надійності роботи електроенергетичних систем.

Ключові слова: несиметричне навантаження, лінійний струм, випрямляч, електрична мережа, гармонійний аналіз, якість електричної енергії, аварійні режими.

R. DEMIANENKO, A. SOLODOVNYK, D. MATSUGYRIA, O. SVETELIK

DIAGNOSIS OF FAULTS IN A THREE-PHASE RECTIFIER BASED ON POWER QUALITY ANALYSIS

The paper deals with the analysis of asymmetric modes of electric networks with an isolated neutral. A single case of asymmetric loading affecting the distribution of currents in phases is analysed. It is shown that in the case of an active resistance connected between the phases without involving other branches, currents with a shift in phase angles occur, which creates the illusion of a reactive load. However, it is proved that the load remains purely active. A method of analysis using a system of linear voltages and currents is proposed, which allows expanding approaches to the assessment of asymmetric modes. The application of the method of calculating linear currents according to the criterion of the least sum of squares of linear capacities for subway power networks is considered. Attention is focused on modelling a subsystem containing a transmission line, a transformer and a rectifier. It is confirmed that the failure of one of the diodes in a six-bridge rectifier significantly affects the functionality of the system, causing current distortion. Various types of diode failures are analysed. It is established that these failures lead to a change in the current waveform, which is confirmed by graphs under emergency modes of operation. The harmonic composition of line voltages and currents was studied, which revealed significant values of current harmonics, while voltage harmonics are of little importance. The asymmetry of the rectifier's operation in case of faults is revealed, which leads to an increase in harmonic distortion and a decrease in the quality of electricity. Such phenomena can cause additional losses in the system and negatively affect the stability of electrical equipment. The obtained results of the study can serve as a basis for the development of new methods for monitoring and improving the characteristics of electric power systems, which is an important task for further research in this area. The results of the study demonstrate the need to take into account harmonic analysis to assess the state of electrical networks. The data obtained can be used to improve the methods of rectifier fault diagnostics and increase the reliability of electric power systems.

Keywords: asymmetric load, linear current, rectifier, electric network, harmonic analysis, quality of electricity, emergency modes.

Вступ. У сучасних електроенергетичних системах якість електроенергії є критично важливим фактором, що впливає на стабільність роботи обладнання та ефективність енергоспоживання. Одним із ключових компонентів у таких системах є трифазні випрямлячі, які широко використовуються у промислових і транспортних електричних установках. Відмови цих пристроїв можуть призводити до погіршення якості електроенергії, зниження ефективності роботи системи та навіть до серйозних аварійних ситуацій.

Виявлення та діагностика відмов трифазних випрямлячів є важливим завданням для забезпечення надійності електроенергетичних мереж. Одним із перспективних підходів є аналіз показників якості електроенергії, що дозволяє виявляти відмови без необхідності фізичного втручання в роботу системи [1].

Мета роботи. Метою даного дослідження є розробка методики виявлення відмов трифазного випрямляча шляхом аналізу показників якості електроенергії, що дозволить підвищити надійність та ефективність роботи електроенергетичних систем. У межах цієї мети передбачається дослідити вплив типових відмов випрямляча на параметри електричної енергії, розробити алгоритм діагностики несправностей на основі гармонічного аналізу та перевірити ефективність запропонованого підходу за допомогою моделювання і експериментальних досліджень.

Основний зміст. Було проведено аналіз простих прикладів несиметричних навантажень, зокрема випадку підключення активного опору між фазами у мережі з ізольованою нейтраллю, що демонструє можливість виникнення струмів, які на перший погляд створюють враження реактивної складової, хоча

навантаження є виключно активним. Також було запропоновано використання рівняння балансу лінійних напруг і струмів для аналізу таких режимів, що дозволяє пояснити виникнення нескінченної кількості розв'язків та необхідність введення додаткового критерію для їх однозначного визначення [1; 2].

Миттєвий струм, який протікає через гілку ВС, позначається як i_{bc} , дорівнює різниці струму, що протікає через гілку СА, позначається як i_{ca} і струму i_c . Це можна інтерпретувати як застосування закону Кірхгофа, згідно з яким сума струмів на з'єднанні повинна дорівнювати нулю:

$$i_{bc} = i_{ca} - i_c; \quad (1)$$

$$i_{ab} = i_a + i_{ca}. \quad (2)$$

Наступні вирази представляють усі миттєві потужності, в трифазному колі. Миттєва потужність є добутком сили миттєвих струму і напруги у відповідній гілці: АВ, ВС і СА. Іншими словами, потужність – це швидкість передачі або перетворення енергії:

$$p_{ab} = u_{ab} \cdot i_{ab}; \quad (3)$$

$$p_{bc} = u_{bc} \cdot i_{bc}; \quad (4)$$

$$p_{ca} = u_{ca} \cdot i_{ca}. \quad (5)$$

Сумарна миттєва потужність усіх трьох гілок:

$$p_{sum} = p_{ab}^2 + p_{bc}^2 + p_{ca}^2. \quad (6)$$

Наступний вираз представляє похідну від миттєвої потужності по струму i_{bc} . Виявлення коренів, де ця похідна дорівнює нулю, необхідне для визначення точки екстремуму:

$$\gamma_{pi} = \frac{\partial p_{sum}}{\partial i_{bc}}, \quad (7)$$

$$\gamma_{pi} = (2i_a + 2i_{ca})u_{ab}^2 + (2i_{ca} + 2i_c)u_{bc}^2 + 2i_{ca}u_{ca}^2. \quad (8)$$

Коренем виразу (8) є i_{car} – це значення i_{ca} , при якому γ_{pi} має екстремальне значення (максимум або мінімум):

$$i_{car} = -\frac{i_a u_{ab}^2 - i_c u_{bc}^2}{u_{ab}^2 + u_{bc}^2 + u_{ca}^2}. \quad (9)$$

Підставляння у (2) та (3) отримує i_{abr} – це значення i_{ab} , при якому γ_{pi} має екстремальне значення (максимум або мінімум):

$$i_{abr} = \frac{i_a - (i_a u_{ab}^2 - i_c u_{bc}^2)}{u_{ab}^2 + u_{bc}^2 + u_{ca}^2}. \quad (10)$$

Далі i_{bcr} – це значення i_{bc} , при якому γ_{pi} має екстремальне значення (максимум або мінімум):

$$i_{bcr} = \frac{-i_c - (i_a u_{ab}^2 - i_c u_{bc}^2)}{u_{ab}^2 + u_{bc}^2 + u_{ca}^2}. \quad (11)$$

Цей метод розрахунку лінійних струмів отримав назву найменша сума квадратів лінійних потужностей і був застосований до моделі фрагмента живлючої мережі тягової підстанції та перетворювача [3; 4].

Модель складної електроенергетичної підсистеми, що включає лінію електропередачі, трансформатор і випрямляч (рис. 1), є характерною для мереж метрополітену.

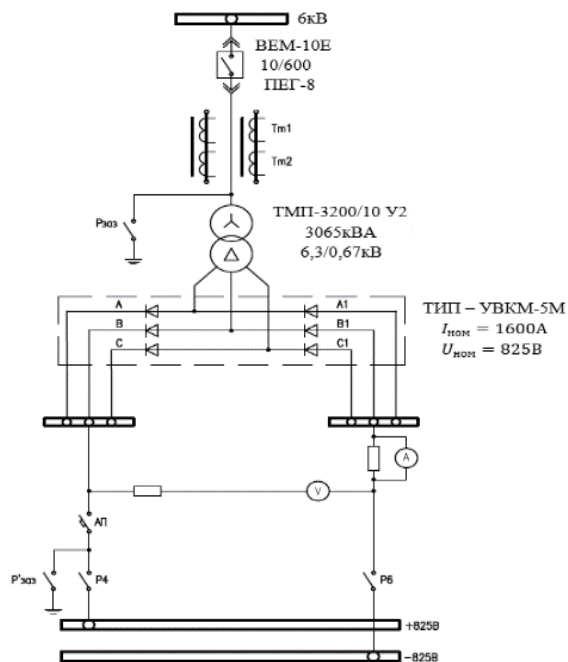


Рис. 1. Однолінійна схема живлення РУ 825В

У процесі побудови моделі особливу увагу було приділено узгодженню параметрів елементів мережі із типовими характеристиками реальних систем метрополітену. У дослідження також було включено вплив зовнішніх збурень, таких як короточасні перенапруги або коливання навантаження, які можуть сприяти ініціації відмов діодів. Для валідації моделі були використані дані з промислових вимірювань, отриманих на тяговій підстанції КП «Харківський метрополітен». Це дозволило підвищити достовірність отриманих результатів та адаптувати підхід до практичних умов експлуатації.

Для ефективного управління такою системою необхідно детально розуміти взаємодію між її компонентами. Зокрема, важливим є аналіз наслідків виходу з ладу діодів у шестисторовій випрямній схемі. Оскільки діоди є ключовими елементами випрямляча, їхня надійність відіграє критичну роль у стабільності роботи всієї системи. Аварійні режими, спричинені відмовами цих елементів, можуть викликати значні збої в електромережі та погіршення якості електроенергії [5; 6].

Лінія електропередачі є основним засобом передачі електроенергії від джерела до споживача. Її характеристики, такі як імпеданс, довжина та конфігурація, мають вирішальне значення для ефективності передачі електроенергії [7; 8].

Трансформатор використовується для зміни рівнів напруги, що дає змогу оптимізувати режими роботи системи та забезпечити взаємодію між її складовими [9; 10].

Випрямляч, у свою чергу, відіграє ключову роль у перетворенні змінного струму на постійний, що

необхідно для живлення різних споживачів або зарядних процесів [11; 12].

Поєднуючи ці три компоненти в єдину модель, можна дослідити динаміку їх взаємодії та визначити оптимальні параметри роботи системи.

В табл. 1 наведені технічні дані та характеристики трансформатора.

Таблиця 1 – Технічні дані та характеристики трансформатора ТМП-3200/10 У2

№	Основні технічні характеристики	Величина
1	Номинальна потужність мережевої обмотки, В	3065 кВА
2	Номинальна частота мережі	50 Гц
3	Номинальна напруга мережевої обмотки	6300 В
4	Номинальний струм мережевої обмотки	281 А
5	Номинальна напруга вентильної обмотки	679 В
6	Номинальний струм вентильної обмотки	1510 А
7	Умовно зображення схеми та групи з'єднання обмоток	Y/Δ-11
8	Втрати короткого замикання трансформатора при 75°C	25,9 кВт
9	Напруга короткого замикання трансформатора при 75°C	9,4 %
10	Втрати потужності холостого ходу трансформатора	7,2 кВт
11	Струм холостого ходу трансформатора	1,64 %
12	Сумарні втрати агрегата	33,1 кВт

В табл. 2 наведені технічні дані та характеристики випрямляча УВКМ-5М.

Таблиця 2 – Технічні дані та характеристики випрямляча УВКМ-5М

№	Основні технічні характеристики	Величина
1	Номинальна напруга живленої мережі, В	6,3 кВ
2	Номинальний випрямлений струм, А	3700 А
3	Номинальний випрямлена напруга, В	825 В
4	ККД перетворювальної установки не менше	97,5 %
5	Коефіцієнт потужності	0,96
6	Тип діодів	ВЛ-200-10
7	Кількість діодів	192

У нормальних умовах роботи електроенергетичної системи графіки напруги та струму демонструють стабільність і рівномірність процесів у мережі. На рис. 2 і 3 відображено відповідні залежності.

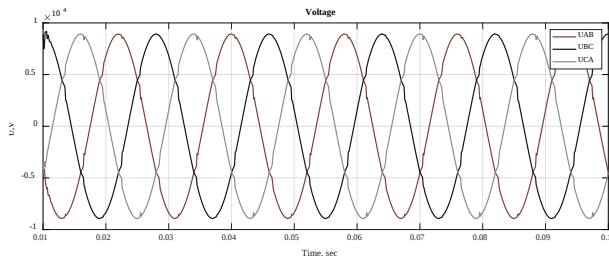


Рис. 2. Графік лінійної напруги при нормальних умовах роботи

Рис. 2 ілюструє зміну напруги u від часу t , де криві u_{ab} , u_{bc} , u_{ca} це миттєві значення лінійних напруг. Представлений графік дає можливість

аналізувати роботи електричної системи в нормальних умовах.

Рис. 3 показує миттєві значення лінійних струмів та залежність струмів від часу: i_{ab} , i_{bc} , i_{ca} . Ці струми мають зубчасту форму. Вони чергуються між позитивними та негативними значеннями.

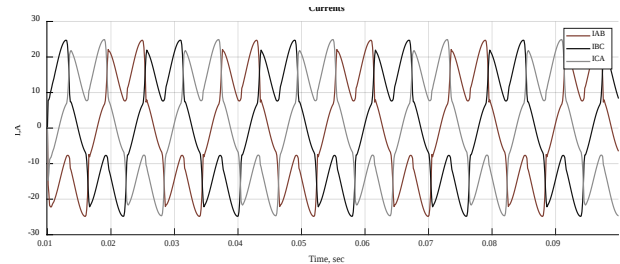


Рис. 3. Графік лінійного струму при нормальних умовах роботи

Одним із найбільш імовірних аварійних випадків у розглянутій схемі є вихід з ладу одного з плечей випрямляча. Відмова діода означає втрату його здатності виконувати свої функції, що може мати різні причини [13; 14]:

- термічне пошкодження – перегрів діода через надмірний струм або недостатнє охолодження може спричинити його вихід з ладу;

- електростатичний розряд (ЕСР): діоди чутливі до впливу електростатичних розрядів, особливо під час монтажу. Високовольтний імпульс може призвести до внутрішніх пошкоджень;

- поверхневі дефекти: мікротріщини чи інші поверхневі пошкодження можуть порушити герметичність діода, що згодом призведе до його несправності;

- перевантаження напругою: якщо діод піддається впливу напруги, що перевищує допустиме зворотне значення, це може спричинити його пробій;

- відмова в режимі збою: це відбувається, коли діод перестає блокувати обернений струм, пропускаючи його в обох напрямках. Така відмова зазвичай вказує на внутрішнє пошкодження;

- старіння: як і всі електронні компоненти, діоди з часом втрачають свої експлуатаційні характеристики;

- розрив у ланцюзі: діод перестає проводити струм у прямому напрямку, що еквівалентно розриву ланцюга, спричиняючи переривання струму в схемі.

Було проведено аналіз наслідків виходу з ладу одного діода у випрямлячі.

На рис. 4 представлені залежності миттєві значення лінійних напруг u_{ab} , u_{bc} , u_{ca} від часу t .

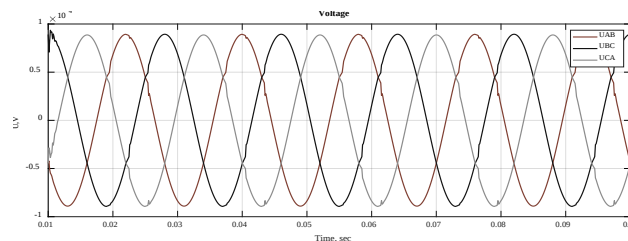


Рис. 4. Графік лінійної напруги при аварійному режимі роботи

Як видно з графіка, відмова одного діода не спричиняє змін у формі та значенні лінійної напруги. Окрім цього, було визначено значення зворотної лінійної напруги, яке становить $u_{rev_l} = 68,3587$ В.

На рис. 5 відображено залежності миттєвих значень лінійних струмів: i_{ab} , i_{bc} , i_{ca} від часу t . Як і у випадку нормальної роботи (рис. 3), ці струми мають пілоподібну форму. Проте на графіку помітно, що значення i_{ca} та i_{bc} мають лише одне пікове значення за півперіод позитивних значень, тоді як у нормальному режимі спостерігається два піки за один період.

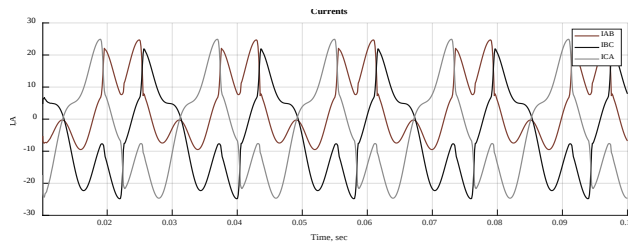


Рис. 5. Графік лінійного струму при аварійному режимі роботи

Значення зворотного лінійного струму $i_{rev_l} = 15,1081$ А.

На рис. 6 та 7 представлено гармонійний аналіз лінійних напруг та струмів, проведений на основі раніше розглянутого методу.

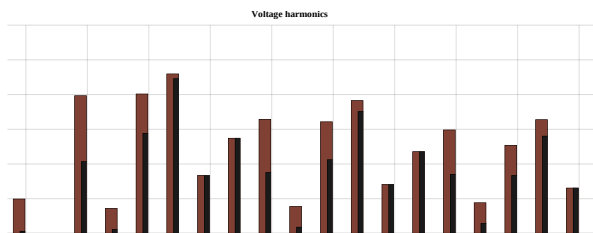


Рис. 6. Гістограма гармонік лінійних напруг при аварійному режимі роботи (відмова діода в одній фазі)

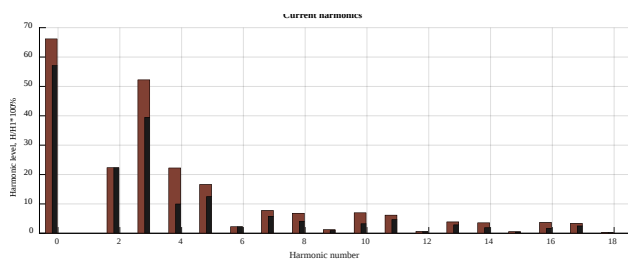


Рис. 7. Гістограма гармонік лінійних струмів при аварійному режимі роботи (відмова діода в одній фазі)

Гармонічні складові напруги (u_{ab} , u_{bc} , u_{ca}) мають близькі значення, що вказує на відносно симетричний характер гармонічних спотворень у системі. Загальний рівень гармонік не перевищує 0,6 %, що є допустимим показником.

Аналіз гармонік струму показує, що найбільше значення має 0-ва гармоніка, а також високі значення 3-ї гармоніки, що вказує на значне спотворення через проблеми у випрямлячі. Загальна тенденція демонструє зниження амплітуди зі збільшенням порядку гармонік, проте високі пікові значення

можуть свідчити про можливий резонанс у системі. Розподіл гармонік у струмі вказує на критичні несправності у системі випрямлення, що потребує додаткового аналізу та коригування [15; 16].

Висновки. У ході дослідження розглянуто особливості розподілу струмів і напруг у мережах із ізольованою нейтраллю при несиметричних режимах роботи. Показано, що навіть суто активне навантаження може створювати ефект зсуву фазних кутів, що потребує детального аналізу для правильного оцінювання роботи мережі. Запропоновано підхід до розрахунку лінійних струмів за критерієм найменшої суми квадратів лінійних потужностей, що дозволяє точніше визначати параметри системи.

Досліджено вплив відмови одного з діодів у шестиступовому випрямлячі на електроенергетичну систему, що підтверджено аналізом гармонійного складу напруг і струмів. Виявлено, що такі відмови спричиняють значні гармонічні спотворення, що може негативно впливати на роботу електрообладнання та якість електроенергії. Отримані результати можуть бути використані для вдосконалення методик діагностики несправностей у випрямлячах та розробки заходів щодо підвищення надійності роботи електроенергетичних мереж.

Крім аналітичних результатів, отриманих у процесі моделювання, варто відзначити актуальність застосування розглянутого методу для практичного моніторингу стану випрямлячів у системах електропостачання. Врахування гармонічного складу та часових залежностей дозволяє реалізувати діагностичні алгоритми у режимі реального часу, що є перспективним напрямом для впровадження у сучасних системах диспетчерського керування.

Список літератури

1. Дем'яненко Р. І. Розрахунок миттєвих лінійних струмів трифазної мережі з ізольованою нейтраллю. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ»*. Серія: Енергетика: надійність та енергоефективність. Харків : НТУ «ХПІ». 2022. № 1 (4). С. 17–22. doi: 10.20998/2224-0349.2022.01.09
2. Дем'яненко Р. І. Розрахунок трифазних миттєвих лінійних струмів при несиметричних напругах. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ»*. Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. Харків : НТУ «ХПІ». 2024. № 1 (19). С. 99–106. doi: 10.20998/2413-4295.2024.01.13
3. Tomita M., Fukumoto Y., Ishihara A., Kobayashi Y., Akasaka T., Suzuki K., Onji T. Superconducting DC power transmission for subway lines that can reduce electric resistance and save energy. *Energy*. 2023. Vol. 281. P. 128250. doi: 10.1016/j.energy.2023.128250
4. Liu G., Ding N., Zhou J., Xu N., Guo W. Fracture failure of dropper wires in the power supply system of a subway line. *Journal of Failure Analysis and Prevention*. 2021. Vol. 21, issue 2. P. 370–375. doi: 10.1007/s11668-020-01077-4
5. Doan V. D. A research on the load calculation method in designing the traction power supply for integrated subway – MCR. *Engineering, Technology & Applied Science Research*. 2023. Vol. 13, issue 3. P. 10882–10887. doi: 10.48084/etasr.5909
6. Haili C. Energy-saving design and implementation in metro weak current systems: a case study of the Kunming metro system. *Urban Rail Transit*. 2021. Vol. 7, issue 4. P. 301–333. doi: 10.1007/s40864-021-00158-3
7. Li P., Liu C., Tong X., Li X., Zheng G. Improved direct ripple power predictive control of single-phase rectifier based on ripple separation. *Control Engineering Practice*. 2025. Vol. 155. P. 106173. doi: 10.1016/j.conengprac.2024.106173
8. Xu D., Bai Z., Wang T., Wu Z., Zhang K. An energy-based control scheme for optimal power quality management in 12-pulse rectifier

- integrated distribution systems. *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*. 2023. Vol. 145. P. 108707. doi: 10.1016/j.ijepes.2022.108707
9. Zhao T., Sun Z., Du L., Feng Z., Lin S. LVRT Control Strategy for Three-Phase CHB PV Inverter Based on Coordinated Compensation of Fundamental-Frequency Adaptive Zero-Sequence Voltage and its Odd Harmonics. *IEEE Transactions on Industry Applications*. 2024. Vol. 60, issue 3. P. 4012–4024. doi: 10.1109/TIA.2024.3355376
 10. Laadjal K, Serra J, Cardoso A. J. M. Stator Faults Detection in Asymmetrical Six-Phase Induction Motor Drives with Single and Dual Isolated Neutral Point, Adopting a Model Predictive Controller. *Machines*. 2023. Vol. 11, issue 2. P. 132. doi: 10.3390/machines11020132
 11. Kirgizov A., Dmitriev S., Safaraliev M., Pavlyuchenko D., Ghulomzoda A., Ahyoev J. Expert system application for reactive power compensation in isolated electric power systems. *International Journal of Electrical and Computer Engineering*. 2021. Vol. 11. P. 3682–3691. doi: 10.11591/ijece.v11i5.pp3682-3691
 12. Mohd N. K. A., Abdullah N. Power quality improvement of three-phase electrical systems using active-passive hybrid harmonic filter. *Results in Engineering*. 2024. Vol. 22. P. 102242. doi: 10.1016/j.rineng.2024.102242
 13. Vijayakumar A., Stonier A. A., Peter G., Loganathan A. K., Ganji V. Power quality enhancement in asymmetrical cascaded multilevel inverter using modified carrier level shifted pulse width modulation approach. *IET Power Electronics*. 2022. doi: 10.1049/pel2.12429
 14. Ioana G., Cazacu E., Stănculescu M., Pușcașu S. Power factor correction and harmonic mitigation for a heavy industrial nonlinear load. *13th International Symposium on Advanced Topics in Electrical Engineering (ATEE) (23–25 March 2023, Bucharest, Romania)*. IEEE, 2023. P. 1–6. doi: 10.1109/ATEE58038.2023.10108358
 15. Zhang Y., Sun X. Phase reassignment strategy and load phase-swapping device for three-phase unbalance in the power distribution area. *Electric Power Systems Research*. 2024. Vol. 235. P. 110564. doi: 10.1016/j.epsr.2024.110564
 16. Zhang M., Luo S., Liu Y., Zhuang X., Ma W. Analysis of the traction forces of two adjacent linear induction motors. *Scientific Reports*. 2024. Vol. 14. P. 26760. doi: 10.1038/s41598-024-78334-1
 - Energy. 2023, vol. 281, p. 128250. doi: 10.1016/j.energy.2023.128250
 4. Liu G., Ding N., Zhou J., Xu N., Guo W. Fracture failure of dropper wires in the power supply system of a subway line. *Journal of Failure Analysis and Prevention*. 2021, vol. 21, issue 2, pp. 370–375. doi: 10.1007/s11668-020-01077-4
 5. Doan V. D. A research on the load calculation method in designing the traction power supply for integrated subway – MCR. *Engineering, Technology & Applied Science Research*. 2023, vol. 13, issue 3, pp. 10882–10887. doi: 10.48084/etasr.5909
 6. Haili C. Energy-saving design and implementation in metro weak current systems: a case study of the Kunming metro system. *Urban Rail Transit*. 2021, vol. 7, issue 4, pp. 301–333. doi: 10.1007/s40864-021-00158-3
 7. Li P., Liu C., Tong X., Li X., Zheng G. Improved direct ripple power predictive control of single-phase rectifier based on ripple separation. *Control Engineering Practice*. 2025, vol. 155, p. 106173. doi: 10.1016/j.conengprac.2024.106173
 8. Xu D., Bai Z., Wang T., Wu Z., Zhang K. An energy-based control scheme for optimal power quality management in 12-pulse rectifier integrated distribution systems. *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*. 2023, vol. 145, p. 108707. doi: 10.1016/j.ijepes.2022.108707
 9. Zhao T., Sun Z., Du L., Feng Z., Lin S. LVRT Control Strategy for Three-Phase CHB PV Inverter Based on Coordinated Compensation of Fundamental-Frequency Adaptive Zero-Sequence Voltage and its Odd Harmonics. *IEEE Transactions on Industry Applications*. 2024, vol. 60, issue 3, pp. 4012–4024. doi: 10.1109/TIA.2024.3355376
 10. Laadjal K, Serra J, Cardoso A. J. M. Stator Faults Detection in Asymmetrical Six-Phase Induction Motor Drives with Single and Dual Isolated Neutral Point, Adopting a Model Predictive Controller. *Machines*. 2023, vol. 11, issue 2, p. 132. doi: 10.3390/machines11020132
 11. Kirgizov A., Dmitriev S., Safaraliev M., Pavlyuchenko D., Ghulomzoda A., Ahyoev J. Expert system application for reactive power compensation in isolated electric power systems. *International Journal of Electrical and Computer Engineering*. 2021, vol. 11, pp. 3682–3691. doi: 10.11591/ijece.v11i5.pp3682-3691
 12. Mohd N. K. A., Abdullah N. Power quality improvement of three-phase electrical systems using active-passive hybrid harmonic filter. *Results in Engineering*. 2024, vol. 22, p. 102242. doi: 10.1016/j.rineng.2024.102242
 13. Vijayakumar A., Stonier A. A., Peter G., Loganathan A. K., Ganji V. Power quality enhancement in asymmetrical cascaded multilevel inverter using modified carrier level shifted pulse width modulation approach. *IET Power Electronics*. 2022. doi: 10.1049/pel2.12429
 14. Ioana G., Cazacu E., Stănculescu M., Pușcașu S. Power factor correction and harmonic mitigation for a heavy industrial nonlinear load. *13th International Symposium on Advanced Topics in Electrical Engineering (ATEE) (23–25 March 2023, Bucharest, Romania)*. IEEE Publ., 2023, pp. 1–6. doi: 10.1109/ATEE58038.2023.10108358
 15. Zhang Y., Sun X. Phase reassignment strategy and load phase-swapping device for three-phase unbalance in the power distribution area. *Electric Power Systems Research*. 2024, vol. 235, p. 110564. doi: 10.1016/j.epsr.2024.110564
 16. Zhang M., Luo S., Liu Y., Zhuang X., Ma W. Analysis of the traction forces of two adjacent linear induction motors. *Scientific Reports*. 2024, vol. 14, p. 26760. doi: 10.1038/s41598-024-78334-1

References (transliterated)

1. Dem'yanenko R. I. Rozrakhunok myttyevykh liniynykh strumiv tryfaznoyi merezhi z izolo'vanoyu neytrallyu [Calculation of instantaneous line currents in a three-phase network with an isolated neutral]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI". Seriya: Enerhetyka: nadiynist' ta enerhoeffektyvnist'* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Power System Reliability and Energy Efficiency]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 1 (4), pp. 17–22. doi: 10.20998/2224-0349.2022.01.09
2. Dem'yanenko R. I. Rozrakhunok tryfaznykh myttyevykh liniynykh strumiv pry nesymetrychnykh napruhakh [Calculation of three-phase instantaneous line currents under unbalanced voltages]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI". Seriya: Novi rishennya v suchasnykh tekhnolohiyakh* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New Solutions in Modern Technologies]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2024, no. 1 (19), pp. 99–106. doi: 10.20998/2413-4295.2024.01.13
3. Tomita M., Fukumoto Y., Ishihara A., Kobayashi Y., Akasaka T., Suzuki K., Onji T. Superconducting DC power transmission for subway lines that can reduce electric resistance and save energy. *Energy*. 2023, vol. 281, p. 128250. doi: 10.1016/j.energy.2023.128250
4. Liu G., Ding N., Zhou J., Xu N., Guo W. Fracture failure of dropper wires in the power supply system of a subway line. *Journal of Failure Analysis and Prevention*. 2021, vol. 21, issue 2, pp. 370–375. doi: 10.1007/s11668-020-01077-4
5. Doan V. D. A research on the load calculation method in designing the traction power supply for integrated subway – MCR. *Engineering, Technology & Applied Science Research*. 2023, vol. 13, issue 3, pp. 10882–10887. doi: 10.48084/etasr.5909
6. Haili C. Energy-saving design and implementation in metro weak current systems: a case study of the Kunming metro system. *Urban Rail Transit*. 2021, vol. 7, issue 4, pp. 301–333. doi: 10.1007/s40864-021-00158-3
7. Li P., Liu C., Tong X., Li X., Zheng G. Improved direct ripple power predictive control of single-phase rectifier based on ripple separation. *Control Engineering Practice*. 2025, vol. 155, p. 106173. doi: 10.1016/j.conengprac.2024.106173
8. Xu D., Bai Z., Wang T., Wu Z., Zhang K. An energy-based control scheme for optimal power quality management in 12-pulse rectifier integrated distribution systems. *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*. 2023, vol. 145, p. 108707. doi: 10.1016/j.ijepes.2022.108707
9. Zhao T., Sun Z., Du L., Feng Z., Lin S. LVRT Control Strategy for Three-Phase CHB PV Inverter Based on Coordinated Compensation of Fundamental-Frequency Adaptive Zero-Sequence Voltage and its Odd Harmonics. *IEEE Transactions on Industry Applications*. 2024, vol. 60, issue 3, pp. 4012–4024. doi: 10.1109/TIA.2024.3355376
10. Laadjal K, Serra J, Cardoso A. J. M. Stator Faults Detection in Asymmetrical Six-Phase Induction Motor Drives with Single and Dual Isolated Neutral Point, Adopting a Model Predictive Controller. *Machines*. 2023, vol. 11, issue 2, p. 132. doi: 10.3390/machines11020132
11. Kirgizov A., Dmitriev S., Safaraliev M., Pavlyuchenko D., Ghulomzoda A., Ahyoev J. Expert system application for reactive power compensation in isolated electric power systems. *International Journal of Electrical and Computer Engineering*. 2021, vol. 11, pp. 3682–3691. doi: 10.11591/ijece.v11i5.pp3682-3691
12. Mohd N. K. A., Abdullah N. Power quality improvement of three-phase electrical systems using active-passive hybrid harmonic filter. *Results in Engineering*. 2024, vol. 22, p. 102242. doi: 10.1016/j.rineng.2024.102242
13. Vijayakumar A., Stonier A. A., Peter G., Loganathan A. K., Ganji V. Power quality enhancement in asymmetrical cascaded multilevel inverter using modified carrier level shifted pulse width modulation approach. *IET Power Electronics*. 2022. doi: 10.1049/pel2.12429
14. Ioana G., Cazacu E., Stănculescu M., Pușcașu S. Power factor correction and harmonic mitigation for a heavy industrial nonlinear load. *13th International Symposium on Advanced Topics in Electrical Engineering (ATEE) (23–25 March 2023, Bucharest, Romania)*. IEEE Publ., 2023, pp. 1–6. doi: 10.1109/ATEE58038.2023.10108358
15. Zhang Y., Sun X. Phase reassignment strategy and load phase-swapping device for three-phase unbalance in the power distribution area. *Electric Power Systems Research*. 2024, vol. 235, p. 110564. doi: 10.1016/j.epsr.2024.110564
16. Zhang M., Luo S., Liu Y., Zhuang X., Ma W. Analysis of the traction forces of two adjacent linear induction motors. *Scientific Reports*. 2024, vol. 14, p. 26760. doi: 10.1038/s41598-024-78334-1

Надійшло (received) 17.09.2025

Відомості про авторів / About the Authors

Дем'яненко Роман Ігорович (Demianenko Roman) – доктор філософії, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», асистент кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0902-2607>; e-mail: roman.demianenko@khi.edu.ua

Солодовник Андрій Олександрович (Solodovnyk Andrii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-3196-3530>; e-mail: andrii.solodovnyk@ieee.khi.edu.ua

Мацугія Дмитро Сергійович (Matsugyria Dmytro) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-1175-3909>; e-mail: dmytro.matsuhyria@ieee.khi.edu.ua

Светелік Олександр Олександрович (Svetelik Oleksandr) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7005-6761>; e-mail: oleksandr.svetelik@ieee.khi.edu.ua

*Ю. М. КУХТЕНКОВ, Ю. Г. ПАЩЕНКО, М. А. ТКАЧУК, С. О. НАЗАРЕНКО***АНАЛІЗ ТА УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЙ ЗМІЦНЕННЯ ПОВЕРХОНЬ ГІДРАВЛІЧНИХ МАШИН**

В гідравлічних машинах при зростанні потужності висуваються на перший план проблеми дослідження міцності елементів їх конструкцій при дії навантажень. На конструкції гідравлічних машин впливають їх поверхні, площа контакту та робоче середовище. Розглядаються новітні технології обробки поверхонь, до яких відносяться інженерні технології, які поділяються на технології модифікації поверхні конструкцій та технології зміни форми поверхні. Більшість деталей гідравлічних машин працюють при високих навантаженнях в умовах різноманітних видів впливу, при яких максимальна напруга виникає у поверхневих шарах металу, де зосереджені основні концентратори. Завдяки розробці більш досконалих матеріалів та технологій зміцнення поверхонь можна при збереженні досить високої пластичності, в'язкості та тріщиностійкості покращити якість, надійність та довговічність гідравлічних машин. Розглянуті методи утворення поверхневих технологічних шарів конструкцій гідравлічних машин, які загалом поділяються на такі групи: механічні, гальванічні, фізичні, термічні, термомеханічні, хіміко-термічні. Формування покриттів на поверхні конструкцій складають технології зміцнення, такі як напильовання зносостійких з'єднань і осадження твердих опадів з парів: лазерне напильовання, детонаційне напильовання, катодно-іонне бомбардування, плазмове напильовання порошкових матеріалів, пряме електронно-променеве випаровування, електродугове напильовання. Нові конструкції машин використовують методи нанесення багат шарових, багат функціональних покриттів. У цих варіантах комбінованих (гібридних) технологій критерієм вибору є порівняння витрат на відновлення конструкцій гідравлічних машин. Розглянуті практичні методи поверхневого зміцнення конструкцій, що використовуються на виробництві гідромашин у АТ «Українські енергетичні машини». Впровадження новітніх технологій зміцнення поверхонь у виробництво гідравлічних машин потребують вкладення значних додаткових коштів, тому у кожному випадку їх впровадження потрібні обґрунтовані економічні розрахунки.

Ключові слова: гідравлічна машина, гідротурбіна, поверхня конструкції, технологія покриття, ультразвукове зміцнення поверхні, методи SNC, термічне зміцнення, комплексне іонно-плазмове зміцнення, кавітація.

*Yu. KUKHTENKOV, Yu. PASCHENKO, M. TKACHUK, S. NAZARENKO***ANALYSIS AND IMPROVEMENT OF TECHNOLOGIES FOR STRENGTHENING SURFACE OF HYDRAULIC MACHINES**

In hydraulic machines, with increasing power, the problems of studying the strength of their structural elements under load are brought to the fore. The structures of hydraulic machines are influenced by their surfaces, contact area, and working environment. The latest surface treatment technologies are considered, which include engineering technologies, which are divided into technologies for modifying the surface of structures and technologies for changing the shape of the surface. Most parts of hydraulic machines operate at high loads under conditions of various types of influence, in which the maximum stress occurs in the surface layers of the metal, where the main concentrators are concentrated. Thanks to the development of more advanced materials and technologies for strengthening surfaces, it is possible to improve the quality, reliability, and durability of hydraulic machines while maintaining sufficiently high plasticity, toughness, and crack resistance. Methods for forming surface technological layers of hydraulic machine structures are discussed, which are generally divided into the following groups: mechanical, galvanic, physical, thermal, thermomechanical, and chemical-thermal. The formation of coatings on the surface of structures consists of strengthening technologies, such as spraying of wear-resistant compounds and deposition of solid precipitates from vapors: laser spraying, detonation spraying, cathode-ion bombardment, plasma spraying of powder materials, direct electron-beam evaporation, electric arc welding. New machine designs use methods of applying multilayer, multifunctional coatings. In these variants of combined (hybrid) technologies, the selection criterion is a comparison of the costs of restoring the structures of hydraulic machines. Practical methods of surface strengthening of structures used in the production of hydraulic machines at JSC "Ukrenergomashyn" are considered. The introduction of the latest surface finishing technologies into the production of hydraulic machines requires significant additional investment, therefore, in each case of their implementation, justified economic calculations are required.

Keywords: hydraulic machine, hydroturbine, structural surface, coating technology, ultrasonic surface hardening, SNC methods, thermal hardening, complex ion-plasma hardening, cavitation.

Вступ. Основні проблемні аспекти технологій зміцнення поверхонь сучасних гідравлічних машин. Інтенсифікація режимів функціонування сучасних гідравлічних машин при зростанні потужності висуває на перший план проблеми дослідження міцності елементів їх конструкцій при дії навантажень. На діяльність конструкцій гідравлічних машин впливають їх поверхні, площа контакту та робоче середовище, що висвітлено у ряді праць [1–7]. Галузь дослідження, відома як наука про поверхні, розроблена для повного розуміння характеристик поверхні та їхнього впливу на роботу різноманітних машин, що створює засади для обґрунтування передових технічних рішень [1; 6; 7].

Технологія поверхонь відноситься до інженерних технологій, які поділяються на технологію модифікації поверхні конструкцій та технологію зміни форми поверхні. Технологія поверхні конструкцій перетворилася на комплексну дисципліну, що охоплює матеріалознавство, трибологію, фізику,

хімію, і вона широко використовується в областях захисту від корозії, стійкості до зношування, ремонту та зміцнення, що дозволяє ефективно підвищити безпеку та надійність інженерного обладнання під час експлуатації [7]. Переваги та недоліки технологій модифікації поверхні та зміни форми поверхні гідравлічних машин показано на рис. 1.

Інженерія поверхні конструкцій є науковим напрямком, що займається розробкою методів обробки поверхневих шарів і нанесення покриттів із заданими властивостями, дослідженням їх структури та експлуатаційних властивостей. Ця діяльність за визначенням є дуже мультидисциплінарною (рис. 2).

Ефективне використання інженерії поверхні конструкцій гідравлічних машин вимагає інтегрованої стратегії на етапі проектування, яка передбачає співпрацю між інженерами поверхні та проєктувальниками. Багатодисциплінарна галузь інженерії поверхні спрямована на покращення експлуатаційної придатності інженерних конструкцій

шляхом налаштування їхніх поверхневих характеристик [1]. Довідник ASM (американське матеріалознавче науково-технічне товариство), загально визнаний як стандартне інформаційне видання з матеріалознавства, визначає інженерію поверхні як «обробку поверхні та приповерхневих ділянок матеріалу, щоб дозволити поверхні виконувати функції, які відрізняються від функцій, які вимагаються від об'єму матеріалу».

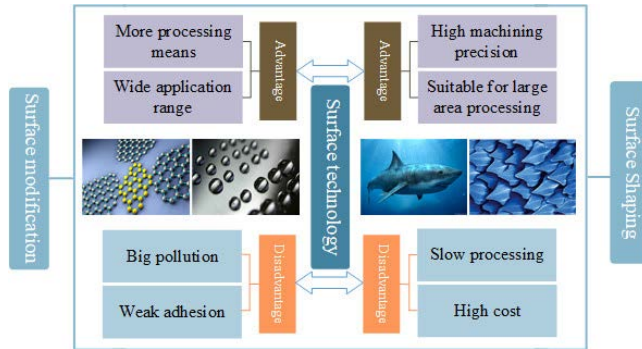


Рис. 1. Переваги та недоліки технології поверхонь для гідравлічного інженерного обладнання [7]

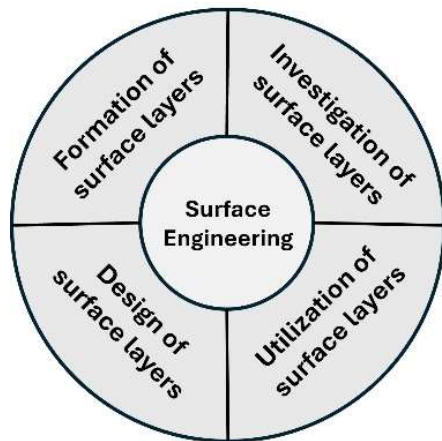


Рис. 2. Важливі області інженерії поверхні [6]

Зміцнення поверхонь гідравлічних машин.

Більшість деталей гідравлічних машин працюють при високих навантаженнях в умовах різноманітних видів впливу, при яких максимальна напруга виникає у поверхневих шарах металу, де зосереджені основні концентратори. Завдяки розробці більш досконалих матеріалів та технологій зміцнення поверхонь можна при збереженні досить високої пластичності, в'язкості та тріщиностійкості покращити якість, надійність та довговічність гідравлічних машин [1–7]. У більшості випадків перед початком експлуатації гідравлічних машин створюються на виробі в результаті формування поверхневі технологічні шари конструкцій.

Широкий вибір методів і матеріалів доступний для різноманітних застосувань покриттів із загальною метою захисту елементів або конструкцій гідравлічних машин, що піддаються механічним або хімічним пошкодженням [1; 6; 7]. Перевагою цієї захисної функції є зниження витрат на виробництво, оскільки виготовлення нових деталей не потрібне.

Доступні матеріали покриття конструкцій

включають тверді та жорсткі металеві сплави, кераміку, біоскло, полімери та технічні пластикові матеріали, що дає розмаїту свободу вибору методів для тривалого захисту гідравлічних машин. На сьогоднішній день представлені та досліджені численні процеси, такі як фізичне/хімічне осадження, мікродугове окислення, термічне напилення та електроосадження та ін. У статті [8] ці методи покриття класифікуються та порівнюються.

Механічні елементи та конструкції гідравлічних машин розроблені для певних застосувань. Перш ніж виготовляти ці деталі, необхідно виконати ряд значних обмежень щодо вибору матеріалів. Ці обмеження включають матеріали корпусу, механічні властивості (наприклад, стиснення, текучість, втома, вигин і повзучість), бажану функціональність (наприклад, властивості тертя, гідрофобність, зносостійкість), термічні властивості, електропровідність, динамічне навантаження (наприклад, вібрація) і стійкість до корозії. Крім того, слід враховувати інші параметри, такі як доступність, вартість матеріалів, безпека та токсичність цих матеріалів [8].

Сучасні технології зміцнення поверхонь гідравлічних машин. Методи утворення поверхневих технологічних шарів конструкцій гідравлічних машин загалом поділяються на такі групи: механічні, гальванічні, фізичні, термічні, термомеханічні, хіміко-термічні [1; 7–21]. Прикладом зміни хімічного складу поверхневого технологічного шару для зміцнення концентрованими потоками енергії є електроіскрове легування.

Формування покриттів на поверхні конструкцій складають технології зміцнення, такі як напилювання зносостійких з'єднань і осадження твердих опадів з парів: лазерне напилювання, детонаційне напилювання, катодно-іонне бомбардування, плазмове напилювання порошкових матеріалів, пряме електронно-променеве випаровування, електродугове наплавлення. Одними з найбільш розповсюджених електродних матеріалів для автоматичного і напівавтоматичного електродугового наплавлення деталей машин є порошкові дроти для зміцнення деталей машин, розроблені спеціалістами Інституту електрозварювання ім. Є. О. Патона НАН України.

При зміні структури поверхневого шару конструкцій машин використовують наступні види обробки: наплавлення легуванням металом – газовим полум'ям, плазмою, електричною дугою, пучком іонів, електроконтактним способом, лазерним променем; механічні методи обробки – вібраційно-ударна, фрикційно-зміцнююча, гідроабразивна, зміцнення вибухом; електрофізичні методи обробки – електромеханічна, ультразвукова, електрогідроімпульсна; фізико-термічні методи обробки – лазерна, іонно-променева, електронно-променева обробка, плазмове гартування, поверхнєве загартування киснево-ацетиленовим полум'ям [7–21].

Хоча кожен із цих процесів має переваги, завжди є недоліки, які обмежують їх застосування. Однак існує багато рішень для подолання недоліків методів кожного процесу нанесення покриттів конструкцій гідравлічних машин шляхом використання переваг

багатометодного нанесення покриття.

Комплексні багатоопераційні технології нанесення покриттів. Характерною особливістю технологій нанесення покриттів є те, що не вдається отримати одночасне підвищення усіх властивостей конструкцій машин для всіх режимів експлуатації. Навіть один і той же матеріал покриття, але нанесений різними способами, показує розбіжні експлуатаційні властивості.

Для усунення цього недоліку при проектуванні конструкцій машин використовують метод нанесення багатошарових, багатофункціональних покриттів. За даними Інституту електрозварювання ім. Є. О. Патона в США і Західній Європі комплексні (інтегровані, комбіновані) багатоопераційні технології нанесення покриттів отримали назву «гібридні процеси» зміцнення [13–15].

У всіх варіантах комбінованих (гібридних) технологій критерієм вибору є порівняння витрат на відновлення конструкцій гідравлічних машин. Кожна технологія поверхневого зміцнення (відновлення) має свою нішу оптимальних умов використання. Вирішальним фактором у виборі методів нанесення багатофункціональних покриттів у комбінованому процесі відновлення конструкцій гідравлічних машин є наявність на підприємстві самостійних видів устаткування і можливість інтегрувати їх в єдиний технологічний цикл [13–15].

Методи створення сплавів з наноструктурованою поверхнею. Сплави чорних металів, зокрема сталі, утворюють спеціалізований клас металевих матеріалів, які широко використовуються в машинобудуванні. Незважаючи на свої позитивні механічні властивості, сталі не захищені від деградації, викликані зносом.

У цьому контексті технології поверхневої нанокристалізації (SNC) створили окрему нішу, уможливаючи наноструктурування поверхневого шару (з розміром зерна < 100 нм). Цей процес покращує загальні механічні властивості до рівня, бажаного для стійкості до зношування, зберігаючи при цьому хімічний склад.

У огляді [18] представлено комплексний аналіз методів SNC, які використовуються для обробки поверхні чорних сплавів, і їх вплив на функцію зношування. Існуюча література виділяє ефективність різних методів SNC для підвищення зносостійкості сплавів чорних металів, позиціонуючи SNC як перспективний інструмент для продовження терміну служби матеріалів у практичних застосуваннях [19; 20].

Класифікація методів SNC, що застосовуються для модифікації сплавів чорних металів, представлена на рис. 3. Важливо підкреслити, що, незважаючи на дослідження [20], яке демонструє здійснимість непрямих методів, здатних модифікувати поверхню без прямого контакту між поверхнею сплаву та наконечником інструменту, наприклад, кавітаційне оброблення поверхонь нержавіючої сталі, рис. 3 представляє, що досі використовувалися лише прямі технології для створення нанокристалічних поверхневих шарів на сплавах чорних металів.

Прямі стохастичні підходи включають елементи,

що впливають на поверхню сплаву нерівномірним чином, що призводить до випадкових модифікацій поверхні. З іншого боку, прямі детерміновані методи використовують наконечники інструментів, які деформують поверхневий шар адекватним і регульованим чином.

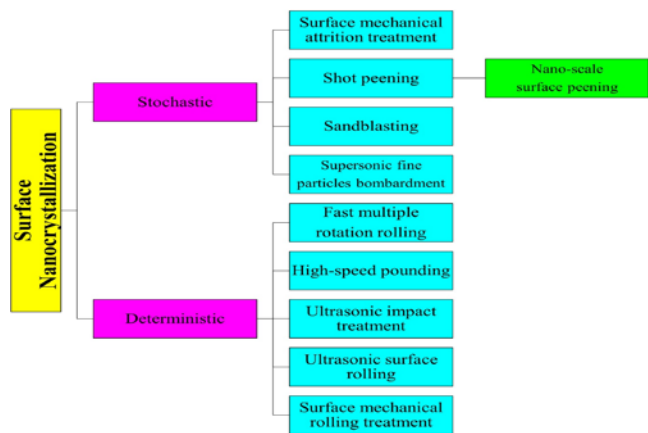


Рис. 3. Класифікація методів створення сплавів з наноструктурованою поверхнею [18]

У статті [18] представлено дослідження впливу поверхневої нанокристалізаційної обробки на зношуваність сплавів чорних металів. Воно продемонструвало, як технології SNC можуть створити нанокристалічний поверхневий шар товщиною приблизно 150 мкм із розміром зерен менше 40 нм. Було виявлено, що шорсткість поверхні сплавів, оброблених SNC, змінюється залежно від застосованого методу.

Важливо, що всі сплави, оброблені SNC, показали значно покращену зносостійкість порівняно з їх необробленими аналогами, що підкреслює суттєву роль SNC у підвищенні зносостійкості матеріалів на основі Fe. Підвищена твердість у результаті обробки SNC та утворення трибошару поверхні значно сприяє покращенню зносостійкості цих сплавів.

Технології термічного зміцнення поверхні конструкцій. Стискаючі залишкові напруження в поверхневому шарі матеріалу збільшують втомну міцність деталей. Традиційно стискаючі залишкові напруження створюються поверхневою пластичною деформацією за допомогою дробоструминної, віброабразивної або ультразвукової обробки, а також алмазним вигладжуванням. В останні роки за козлом для створення стискаючих залишкових напружень у поверхневому шарі матеріалу все більшого поширення набуває ударна лазерна обробка або скорочено лазерний удар [21].

Ефективно зміцнити конструкційні матеріали з високою міцністю та/або низькою пластичністю складно з двох причин. По-перше, для подальшого зміцнення високоміцних матеріалів потрібні більш агресивні умови обробки, такі як довший час та більш високий тиск, які наближаються до меж звичайних методів поверхневого зміцнення. По-друге, такі агресивні умови обробки збільшують ймовірність порушення цілісності поверхні, а підповерхневі тріщини для високоміцних матеріалів часто мають відносно низьку пластичність.

Технології термічного зміцнення поверхні конструкцій призвели до збільшення дослідницьких зусиль і промислових застосувань, з акцентуванням на створенні металевих матеріалів з високим зміцненням, високою міцністю та/або поганою здатністю до деформації. У роботі [21] розглядається розробка поширених методів термічного зміцнення поверхні конструкцій, включаючи теплове дробоструминне оброблення, теплове лазерне ударне оброблення та термічне ультразвукове зміцнення поверхні.

У порівнянні зі звичайними методами поверхневого зміцнення, методи термічного зміцнення поверхні з оптимальними температурами обробки можуть додатково підвищити поверхневу та підповерхневу твердість, товщину шару зміцнення, довговічність і зносостійкість механічних компонентів. Покращення пов'язані з унікальними мікроструктурами, створеними завдяки синергічним ефектам теплової енергії та пластичної деформації з високою швидкістю деформації.

Теплова енергія може розм'якшити матеріали, дозволяючи пластичній деформації створити більшу величину та глибшу область нагартівки [21]. Термомеханічна обробка також може викликати динамічну преципітацію в металевих сплавах, що призводить до дискретного зміцнення та підвищеної стабільності дислокацій і залишкової напружки стиснення.

Технології поверхневого зміцнення, такі як дробоструминна обробка деформацією (SP), поверхнева механічна обробка тертям (SMAT), лазерне ударне зміцнення (LSP) і ультразвукове зміцнення поверхні регулярно використовуються для поліпшення механічних властивостей компонентів конструкцій, включаючи поверхневу твердість, довговічність і зносостійкість. Такі покращення реалізуються завдяки пластичній деформації з високою швидкістю деформації, спричиненій інтенсивними ударами, що застосовуються до поверхонь, які створюють дислокації високої щільності, подрібнені зерна, а також залишкову напругу стиснення (CRS) на поверхні та під поверхнею. На рис. 4 представлені схеми загальних методів поверхневого зміцнення конструкцій машин та агрегатів.

Лазерне ударне зміцнення, нова та ефективна технологія зміцнення поверхні, використовує високочастотні імпульсні лазери для впливу на поверхню конструкцій з високою піковою щільністю потужності протягом десятків наносекунд. Поглинаючий шар на поверхні конструкцій поглинає лазерну енергію, викликаючи вибухову газифікацію та випаровування, створюючи плазму високого тиску, яка генерує ударні хвилі високого тиску, що діють на поверхню металу, утворюючи щільну та стабільну дислокаційну структуру в поверхневому шарі матеріалу та вводячи достатньо великий шар залишкових напружень, тим самим значно покращуючи властивості стійкості матеріалу до втоми та корозії.

Методи поверхневого зміцнення конструкцій SP і SMAT використовують кульки, виготовлені з металу, скла або кераміки, для бомбардування компонента,

утворення ямок на поверхні та викликання локальної пластичної деформації та ударних хвиль у матеріалі, як показано на рис. 4, *a*. Метод поверхневого зміцнення конструкцій LSP використовує короточасні лазерні імпульси високої щільності енергії для створення швидко розширюваної плазми шляхом абляції шару на поверхні компонента. Плазма, що розширюється, обмежена між поверхнею та прозорим утримуючим шаром, створює ударну хвилю, викликаючи пластичну деформацію в металі, як показано на рис. 4, *b*.

Ультразвукове зміцнення поверхні за допомогою фіксованого наконечника або кульки, що переміщується, використовує електромеханічний перетворювач для генерації ультразвукових коливань для впливу на поверхню, як показано на рис. 4, *c*. Пристрої, засновані на цьому принципі роботи, включають ультразвукову ударну обробку (UIT), ультразвукову обробку поверхні прокаткою (USRP) і ультразвукову модифікацію поверхні нанокристалів (UNSM).

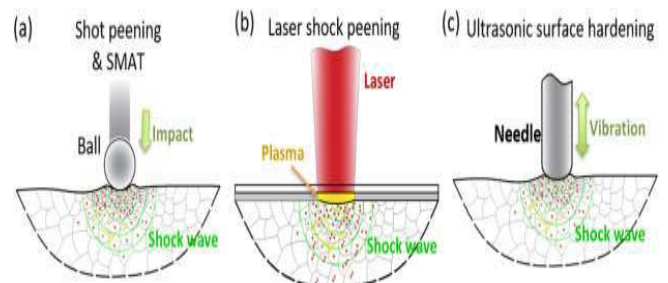


Рис. 4. Схеми трьох типів методів зміцнення поверхні: *a* – SP і SMAT; *b* – LSP; *c* – ультразвукове зміцнення поверхні [21]

Термічна обробка та дробоструминне зміцнення після механічної обробки можуть не тільки усунути залишкові розтягуючі напруження, що виникають, але й мінімізувати негативний вплив небажаних мікроструктур, що утворюються під час процесу виробництва, що дозволяє покращити втомну довговічність та міцність. Шар залишкових стискаючих напружень від лазерного ударного зміцнення в 4–5 разів більший, ніж у звичайного дробоструминного зміцнення.

Методи поверхневого зміцнення конструкцій, що використовуються на виробництві у АТ «Українські енергетичні машини» (раніше АТ «Турбоатом», Харків). З метою забезпечення терміну експлуатації гідротурбінного обладнання як під час гарантійного періоду – 24 місяці так і під час терміну експлуатації агрегату – 200 тис. годин АТ «Українські енергетичні машини» сьогодні використовує наступні методи поверхневого зміцнення конструкцій:

1. Для деталей гідротурбін з метою зменшення впливу кавітації на елементи проточної частини використовуються сталі з високим вмістом хрому (від 12 % до 18 %), або наплавка поверхонь, які необхідно захистити від корозії і від абразивного впливу електродами, що містять близько 25 % хрому.

2. Зміцнення поверхневого шару сталі з низьким вмістом вуглецю здійснюється шляхом цементації – насичення поверхневого шару сталі (сталь 3, сталь 20 та ін.) з наступним загартуванням та нормалізацією.

Товщина загартованого слою від 0,5 мм до 2 мм в залежності від умов експлуатації. Температура експлуатації деталей до 250°C.

3. Азотування сталі – вид хіміко-термічної обробки, котрий полягає у насиченні азотом поверхневого шару виробів із легованої сталі або чавуну. Температура експлуатації деталей до 500°C.

4. Комплексне іонно-плазмове зміцнення:

- Очищення виробу у вакуумній камері – газовий розряд що горить в атмосфері аргону.

- Азотування сталеві основи – газовий розряд, що горить в атмосфері азоту.

- Нанесення захисних зносостійких покриттів – нанесення на зміцнений (азотований) шар нітриду титана (TiN) або нітриду молибдену (MoN).

Комплексне іонно-плазмове зміцнення зазвичай застосовується для подовження циклу міжремонтного періоду в шарнірних з'єднаннях, особливо коли вони працюють в умовах підвищених температур (450 °C–550 °C).

Висновки. У цілому здійснений аналіз проблем удосконалення технологій зміцнення поверхонь гідравлічних машин дає підстави обґрунтувати такі висновки:

1. Проаналізовано використання інженерії поверхні при створенні конструкцій гідравлічних машин.

2. Досліджено сучасні технології зміцнення поверхонь гідравлічних машин.

3. Проаналізовано основні проблемні аспекти сучасних технологій зміцнення поверхонь гідравлічних машин.

4. Досліджено технології термічного зміцнення поверхні конструкцій.

5. Вивчено методи створення сплавів з наноструктурованою поверхнею.

6. Опрацьовано комплексні багатоопераційні технології нанесення покриттів.

7. Розглянуто приклади використання на практиці методів поверхневого зміцнення деталей гідротурбінного обладнання на виробництві АТ «Українські енергетичні машини».

Загальним висновком є констатація того, що натеper проблема удосконалення технологій зміцнення поверхонь гідравлічних машин та гідроагрегатів ще не має довершеного рішення. Потрібні нові дослідження гідравлічних машин, що створюють засади для обґрунтування передових технічних вирішень. Крім того, впровадження запропонованих новітніх технологій у виробництво гідравлічних машин потребують вкладення значних додаткових коштів, тому у кожному випадку їх впровадження потрібні обґрунтовані економічні розрахунки.

Список літератури

- Mathonsi T., Laubscher R. F. Complementary Machining – Machining Strategy for Surface Modification: A Review. *Science, Engineering and Technology*. 2025. Vol. 5, no. 1. P. 1–25.
- Кухтенков Ю. М., Назаренко С. О. Математичні моделі взаємодії конструкцій з рідиною та розрахунки на міцність і резонанс лопатевих гідромашин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2023. No. 1. P. 82–86. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.14

- Doujak E., Maly A., Unterluggauer J., Haller F., Maier M., Blasbichler C., Stadler S. Fatigue Strength Analysis of a Prototype Francis Turbine in a Multilevel Lifetime Assessment Procedure Part III: Instrumentation and Prototype Site Measurement. *Energies*. 2023. Vol. 16, no. 16. P. 6072. doi: 10.3390/en16166072
- Bogomolov S. I., Lutsenko S. S., Nazarenko S. A. Application of a superparametric finite shell element to the calculation of turbine blade vibrations. *Strength of Materials*. 1982. Vol. 14, no. 6. P. 796–799.
- Кухтенков Ю. М., Назаренко С. О. Огляд проблеми втомної міцності робочих коліс радіально-осьових гідротурбін. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2024. No. 2. P. 54–61. doi: 10.20998/2411-3441.2024.2.08
- Astakhov V. P. Surface integrity—definition and importance in functional performance. *Surface integrity in machining*. London: Springer, 2010. P. 1–35. doi: 10.1007/978-1-84882-874-2_1
- Xu J., Lu H., Cai L., Liao Y., Lian J. Surface Protection Technology for Metallic Materials in Marine Environments. *Materials*. 2023. Vol. 16, issue 20. P. 6822. doi: 10.3390/ma16206822
- Fotovvati B., Namdari N., Dehghanghadikolaei A. On coating techniques for surface protection: A review. *Journal of Manufacturing and Materials processing*. 2019. Vol. 3, issue 1. P. 28–45. doi: 10.3390/jmmp3010028
- Ibrahim H., Jahadakbar A., Dehghan A., Moghaddam N. S., Amerinatanz A., Elahinia M. In vitro corrosion assessment of additively manufactured porous NiTi structures for bone fixation applications. *Metals*. 2018. Vol. 8, issue 3. P. 164. doi: 10.3390/met8030164
- Mao C., Cai P., Hu Y., Zhong Y., Wei J., Bi Z., Jiang Y., Xiao L., Zhang M. Effect of laser-discrete-quenching on bonding properties of electroplated grinding wheel with AISI 1045 steel substrate and nickel bond. *Chinese Journal of Aeronautics*. 2021. Vol. 34, issue 6. P. 79–89. doi: 10.1016/j.cja.2020.09.010
- Yu Z., Li C., Chen Z., Li Y., Han X. Sensitivity Analysis of Laser Quenching Parameters of ASTM 1045 of Disk Laser Based on Response Surface Method. *Metals and Materials International*. 2021. Vol. 27. P. 1236–1251. doi: 10.1007/s12540-019-00437-6
- Hung T. P., Tsai H. A., Lin A. D. Investigation of Surface Residual Stress for Medium Carbon Steel Quenched by YAG Laser with Extended Cycloidal Motion. *Metals*. 2022. Vol. 12, issue 11. P. 1903. doi: 10.3390/met12111903
- Красота М. В., Осін Р. А. Огляд методів зміцнення посадочних поверхонь корпусних деталей автотракторної техніки. *Підвищення надійності і ефективності машин, процесів і систем. Матеріали V міжнародної науково-практичної конференції (19–21 квітня 2023 р., Кропивницький)*. Кропивницький : ЦНТУ, 2023. С. 12–14.
- Аулін В. В., Лисенко С. В., Кузик О. В., Гриньків А. В., Голуб Д. В. *Трибофізичні основи підвищення надійності мобільної сільськогосподарської та автотранспортної техніки технологіями триботехнічного відновлення: монографія*. Кропивницький : видавництво Лисенко В. Ф., 2016. 303 с.
- Лопата Л. А., Солових А. Є., Катеринич С. Є., Магопєць С. О. Застосування гібридних технологій для відновлення та підвищення строку служби деталей транспортних засобів. *Підвищення надійності і ефективності машин, процесів і систем. Матеріали V міжнародної науково-практичної конференції (19–21 квітня 2023 р., Кропивницький)*. Кропивницький : ЦНТУ, 2023. С. 140–144.
- Vasetskaya L. Analysis and comparison of mechanical and chemical properties of protective coatings obtained at different combinations of "target – substrate". *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. Vol. 2, no. 12 (98). P. 19–27. doi: 10.15587/1729-4061.2019.161292
- Arthur E. K., Azeko S. T. Surface hardening of ferrous materials with cassava (Manihot spp.) waste: A review. *Scientific African*. 2020. Vol. 9. P. e00483. doi: 10.1016/j.sciaf.2020.e00483
- Morshed-Behbahani K., Farhat Z., Nasiri A. Effect of Surface Nanocrystallization on Wear Behavior of Steels: A Review. *Materials*. 2024. Vol. 17, issue 7. P. 1618. doi: 10.3390/ma17071618
- Rakesh N., Rameshkumar K. Activated flux induced Tungsten inert gas welding of Ferrous alloys-A Review. *Journal of Physics: Conference Series*. 2022. Vol. 2272. P. 012020. doi: 10.1088/1742-6596/2272/1/012020
- Morshed-Behbahani K., Zakerin N. A review on the role of surface nanocrystallization in corrosion of stainless steel. *Journal of Materials Research and Technology*. 2022. Vol. 19. P. 1120–1147. doi: 10.1016/j.jmrt.2022.05.094
- Liu J., Ye C., Dong Y. Recent development of thermally assisted

surface hardening techniques: A review. *Advances in Industrial and Manufacturing Engineering*. 2021. Vol. 2. P. 100006. doi: 10.1016/j.aim.2020.100006

References (transliterated)

- Mathonsi T., Laubscher R. F. Complementary Machining – Machining Strategy for Surface Modification: A Review. *Science, Engineering and Technology*. 2025, vol. 5, no. 1, pp. 1–25.
- Kukhtenkov Yu. M., Nazarenko S. O. Matematychni modeli vzayemodiyi konstruktivnykh i hidromashyn ta rozrakhunkiv na mitsnist' i rezonans lopatevykh hidromashyn [Mathematical models of the interaction of structures with liquid and calculations on the strength and resonance of blade hydraulic machines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 82–86. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.14
- Doujak E., Maly A., Unterluggauer J., Haller F., Maier M., Blasbichler C., Stadler S. Fatigue Strength Analysis of a Prototype Francis Turbine in a Multilevel Lifetime Assessment Procedure Part III: Instrumentation and Prototype Site Measurement. *Energies*. 2023, vol. 16, no. 16, p. 6072. doi: 10.3390/en16166072
- Bogomolov S. I., Lutsenko S. S., Nazarenko S. A. Application of a superparametric finite shell element to the calculation of turbine blade vibrations. *Strength of Materials*. 1982, vol. 14, no. 6, pp. 796–799.
- Kukhtenkov Yu. M., Nazarenko S. O. Ohlyad problemy vtomnoyi mitsnosti robochykh kolis radial'no-os'ovykh hidroturbin [Review of the problem of fatigue strength of radial-axial hydraulic turbine wheels]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2024, no. 2, pp. 54–61. doi: 10.20998/2411-3441.2024.2.08
- Astakhov V. P. Surface integrity–definition and importance in functional performance. *Surface integrity in machining*. London, Springer Publ., 2010. P. 1–35. doi: 10.1007/978-1-84882-874-2_1
- Xu J., Lu H., Cai L., Liao Y., Lian J. Surface Protection Technology for Metallic Materials in Marine Environments. *Materials*. 2023, vol. 16, issue 20, p. 6822. doi: 10.3390/ma16206822
- Fotovvati B., Namdari N., Dehghanghadikolaei A. On coating techniques for surface protection: A review. *Journal of Manufacturing and Materials processing*. 2019, vol. 3, issue 1, pp. 28–45. doi: 10.3390/jmmp3010028
- Ibrahim H., Jahadakbar A., Dehghan A., Moghaddam N. S., Amerinatanzi A., Elahinia M. In vitro corrosion assessment of additively manufactured porous NiTi structures for bone fixation applications. *Metals*. 2018, vol. 8, issue 3, p. 164. doi: 10.3390/met8030164
- Mao C., Cai P., Hu Y., Zhong Y., Wei J., Bi Z., Jiang Y., Xiao L., Zhang M. Effect of laser-discrete-quenching on bonding properties of electroplated grinding wheel with AISI 1045 steel substrate and nickel bond. *Chinese Journal of Aeronautics*. 2021, vol. 34, issue 6, pp. 79–89. doi: 10.1016/j.cja.2020.09.010
- Yu Z., Li C., Chen Z., Li Y., Han X. Sensitivity Analysis of Laser Quenching Parameters of ASTM 1045 of Disk Laser Based on Response Surface Method. *Metals and Materials International*. 2021, vol. 27, pp. 1236–1251. doi: 10.1007/s12540-019-00437-6
- Hung T. P., Tsai H. A., Lin A. D. Investigation of Surface Residual Stress for Medium Carbon Steel Quenched by YAG Laser with Extended Cycloidal Motion. *Metals*. 2022, vol. 12, issue 11, p. 1903. doi: 10.3390/met12111903
- Krasota M. V., Osin R. A. Ohlyad metodiv zmitsnennya posadochnykh poverkhon' korpusnykh detaley avtotraktornoyi tekhniki [Review of methods for strengthening the mounting surfaces of body parts for automotive and tractor equipment]. *Pidvyshchennya nadiynosti i efektyvnosti mashyn, protsesiv i system. Materialy V mizhnarodnomyi naukovy-praktychnoyi konferentsiyi (19–21 kvitnya 2023 r., Kropyvnyts'kyi)* [Improving the reliability and efficiency of machines, processes and systems. Materials of the V Int. Sci.-Pract. Conf. (19–21 April 2023, Kropyvnytskyi)]. Kropyvnytskyi, TsNTU Publ., 2023, pp. 12–14.
- Aulin V. V., Lysenko S. V., Kuzyk O. V., Hryn'kiv A. V., Holub D. V. Trybofizychni osnovy pidvyshchennya nadiynosti mobil'noyi sil'skohospodars'koyi ta avtotransportnoyi tekhniki [Tribophysical foundations for improving the reliability of mobile agricultural and motor transport equipment using tribotechnical restoration technologies: monograph]. Kropyvnytskyi, Lysenko V. F. Publ., 2016. 303 p.
- Lopata L. A., Solovykh A. Ye., Katerynych S. Ye., Mahopets' S. O. Zastosuvannya hibrnykh tekhnolohiy dlya vidnovlennya ta pidvyshchennya stroku sluzhby detaley transportnykh zasobiv [Application of hybrid technologies for restoration and extension of service life of vehicle parts]. *Pidvyshchennya nadiynosti i efektyvnosti mashyn, protsesiv i system. Materialy V mizhnarodnomyi naukovy-praktychnoyi konferentsiyi (19–21 kvitnya 2023 r., Kropyvnyts'kyi)* [Improving the reliability and efficiency of machines, processes and systems. Materials of the V Int. Sci.-Pract. Conf. (19–21 April 2023, Kropyvnytskyi)]. Kropyvnytskyi, TsNTU Publ., 2023, pp. 140–144.
- Vasetskaya L. Analysis and comparison of mechanical and chemical properties of protective coatings obtained at different combinations of "target – substrate". *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019, vol. 2, no. 12 (98), pp. 19–27. doi: 10.15587/1729-4061.2019.161292
- Arthur E. K., Azeko S. T. Surface hardening of ferrous materials with cassava (Manihot spp.) waste: A review. *Scientific African*. 2020, vol. 9, p. e00483. doi: 10.1016/j.sciaf.2020.e00483
- Morshed-Behbahani K., Farhat Z., Nasiri A. Effect of Surface Nanocrystallization on Wear Behavior of Steels: A Review. *Materials*. 2024, vol. 17, issue 7, p. 1618. doi: 10.3390/ma17071618
- Rakesh N., Rameshkumar K. Activated flux induced Tungsten inert gas welding of Ferrous alloys-A Review. *Journal of Physics: Conference Series*. 2022, vol. 2272, p. 012020. doi: 10.1088/1742-6596/2272/1/012020
- Morshed-Behbahani K., Zakerin N. A review on the role of surface nanocrystallization in corrosion of stainless steel. *Journal of Materials Research and Technology*. 2022, vol. 19, pp. 1120–1147. doi: 10.1016/j.jmrt.2022.05.094
- Liu J., Ye C., Dong Y. Recent development of thermally assisted surface hardening techniques: A review. *Advances in Industrial and Manufacturing Engineering*. 2021, vol. 2, p. 100006. doi: 10.1016/j.aim.2020.100006

Надійшло (received) 30.05.2025

Відомості про авторів / About the Authors

Кухтенков Юрій Михайлович (Kukhtenkov Yuriy) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9210-7486>; e-mail: kuhtenkov.um@gmail.com

Пащенко Юрій Григорович (Paschenko Yuriy) – АТ «Українські енергетичні машини», головний технолог; м. Харків, Україна; e-mail: paschenko@ukrenergymachines.com

Ткачук Микола Анатолійович (Tkachuk Mykola) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4174-8213>; e-mail: tma@tmm-sap.org

Назаренко Сергій Олександрович (Nazarenko Sergiy) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут, науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8213-6590>; e-mail: nazarenkoserzh7@gmail.com

*О. М. ФАТЕЄВ, Н. М. ФАТЕЄВА, А. В. ШИЯН, В. В. ПОЛЯКОВ***АНАЛІЗ ФАКТОРІВ, ЯКІ ВПЛИВАЮТЬ НА ЯКІСТЬ ГІДРОСТАТИЧНИХ ВИПРОБУВАНЬ ТРУБ НАФТОГАЗОВОГО СОРТАМЕНТУ**

Проаналізовано ключові фактори, що впливають на якість та достовірність гідростатичних випробувань труб нафтогазового сортаменту, які є фінальним і 100 % обов'язковим методом контролю відповідності продукції експлуатаційним характеристикам. Виробництво труб регламентується низкою міжнародних та національних стандартів (наприклад, ДСТУ EN ISO 13679:2022, API 5 CT, ДСТУ ГОСТ 3845:2019), при цьому останній стандарт визначає методику розрахунку випробувального тиску залежно від співвідношення товщини стінки до діаметра труби (S/D) та допустимого напруження матеріалу (R). Дослідження сфокусоване на аналізі роботи гідропресів, що встановлені на ділянках фінішної обробки труб, та їх гідросистеми, яка складається з контурів низького, високого тиску та оливного контуру керування. Основним критерієм оцінки якості випробування визначено стабільність підтримання тиску протягом заданого часу витримки – технологічну «смужку» тиску. Виявлено та ідентифіковано чотири основні групи негативних факторів, що знижують якість гідровипробувань: наявність повітря в трубі, що спричиняє хвилі на діаграмі тиску; витоки через запірні клапани або технологічні манжети, що призводять до падіння тиску; нерівномірність ходу поршня гідромультиплікатора, яка викликає зміну швидкості підйому або перевищення тиску; неточна робота системи налаштування та обмеження тиску. Запропоновано комплекс технічних рішень для усунення цих факторів, включаючи впровадження систем діагностики та компенсації витоків, використання датчиків лінійного переміщення для контролю ходу мультиплікатора, а також автоматизацію процесу на основі програмованих логічних контролерів зі зворотним зв'язком від датчиків тиску. Визначено подальші напрямки досліджень, що полягають у моделюванні динамічних характеристик гідросистем.

Ключові слова: гідростатичні випробування, нафтогазовий сортамент, гідропрес, гідромультиплікатор, якість випробувань, технологічна смужка, витоки, неруйнівний контроль.

*O. FATEYEV, N. FATIEIEVA, A. SHYIAN, V. POLIAKOV***ANALYSIS OF FACTORS AFFECTING THE QUALITY OF HYDROSTATIC TESTS OF OIL AND GAS PIPES**

The key factors affecting the quality and reliability of hydrostatic testing of oil and gas pipes, which is the final and 100 % mandatory method of checking product compliance with operational characteristics, are analysed. Pipe production is regulated by a number of international and national standards (e.g. DSTU EN ISO 13679:2022, API 5 CT, DSTU GOST 3845:2019), with the latter standard defining the method for calculating the test pressure depending on the ratio of wall thickness to pipe diameter (S/D) and the permissible stress of the material (R). The study focuses on analysing the operation of hydraulic presses installed in pipe finishing areas and their hydraulic systems, which consist of low-pressure, high-pressure and oil control circuits. The main criterion for assessing the quality of the test is the stability of pressure maintenance during a specified holding time – the technological "pressure strip". Four main groups of negative factors that reduce the quality of hydraulic tests have been identified: the presence of air in the pipe, which causes waves on the pressure diagram; leaks through shut-off valves or technological collars, leading to a drop in pressure; uneven movement of the hydraulic multiplier piston, which causes a change in the rise speed or pressure overload; inaccurate operation of the pressure adjustment and limitation system. A set of technical solutions has been proposed to eliminate these factors, including the introduction of diagnostic and leakage compensation systems, the use of linear displacement sensors to control the multiplier stroke, and automation of the process based on programmable logic controllers with feedback from pressure sensors. Further research directions have been identified, consisting in modelling the dynamic characteristics of hydraulic systems.

Keywords: hydrostatic testing, oil and gas products, hydraulic press, hydraulic multiplier, test quality, technological strip, leaks, non-destructive testing.

Вступ. Актуальність дослідження та нормативна база. Виробництво труб нафтогазового сортаменту є критично важливим сектором металургійної промисловості, оскільки якість такої продукції безпосередньо впливає на безпеку та ефективність експлуатації нафто- та газопроводів. З огляду на це, виробництво та оцінка якості труб суворо регламентується низкою міжнародних та національних стандартів. Серед них можна виділити такі ключові нормативні документи, як ДСТУ ISO 11960:2006 «Нафтогазова промисловість. Труби сталеві обсадні або насосно-компресорні для свердловин. Технічні умови» [1] та ДСТУ EN ISO 13679:2022 «Промисловість нафтова та газова. Порядок проведення випробувань з'єднань обсадних та насосно-компресорних труб» [2]. Однак, якщо в основному нормативно-технічному документі на виробництво труб не обумовлено конкретні вимоги щодо проведення гідростатичних випробувань, контроль якості проводять згідно зі стандартом ДСТУ ГОСТ 3845:2019 [3].

Оцінка якості труб, зважаючи на складність технологічних процесів їх виробництва, охоплює перевірку цілої низки основних параметрів: хімічний склад матеріалу, однорідність структури, наявність дефектів (тріщини, вклучення), відповідність технології виробництва та конструктивним параметрам (товщина стінки, діаметр), а також стійкість до експлуатаційних навантажень [4].

Роль гідростатичних випробувань у системі контролю якості. Контроль якості продукції здійснюється як неруйнівними методами випробувань, так і методом внутрішнього гідростатичного тиску. Перевірка тиском є кращою для більшості кінцевих споживачів, оскільки цей метод максимально відповідає реальним експлуатаційним характеристикам, які труба витримуватиме в умовах свердловини чи трубопроводу [5].

Рівень контролю гідростатичним тиском досягає до 100 % всіх труб, що виготовляються [6]. Цей факт підкреслює, що гідровипробування є інтегральною та фінальною операцією, яка підтверджує сукупну якість

© О. М. Фатєєв, Н. М. Фатєєва, А. В. Шиян, В. В. Поляков, 2025

виробу після проходження всіх попередніх технологічних етапів. Тому оцінка факторів, що впливають на якість проведення гідровипробувань, набуває великого значення в технології виробництва труб [7]. Для проведення цієї операції використовують гідропреси, які встановлюють на ділянці фінішної обробки труб [5].

Мета та задачі дослідження. Метою цієї роботи є проведення комплексного аналізу технологічних та апаратних факторів, які безпосередньо впливають на якість та достовірність проведення гідростатичних випробувань труб нафтогазового сортаменту.

Для досягнення поставленої мети визначено такі задачі:

- систематизувати нормативно-методичні вимоги до розрахунку випробувального тиску та критеріїв оцінки якості процесу;
- проаналізувати технологічну схему гідросистеми преса, ідентифікувати ключові контрольовані параметри;
- виявити основні негативні фактори, що спричиняють відхилення від нормативного режиму випробування;
- розробити технічні рекомендації для усунення виявлених негативних факторів та підвищення якості процесу гідровипробувань.

Нормативно-методичне забезпечення та розрахунок випробувального тиску. Якість проведення гідростатичних випробувань (ГВ) як 100 % методу контролю інтегрально залежить від коректності визначення випробувального тиску та дотримання параметрів, встановлених профільними галузевими стандартами.

Основні параметри оцінки якості труб. Оцінка якості кінцевої продукції у виробництві нафтогазового сортаменту базується на комплексі параметрів, отриманих на різних етапах технологічного циклу, які, в кінцевому підсумку, впливають на здатність труби витримати гідростатичне навантаження. До таких параметрів належать:

- хімічний склад матеріалу та однорідність мікроструктури, що визначає механічні властивості;
- наявність внутрішніх та поверхневих дефектів (тріщини, неметалеві включення), що виявляються неруйнівними методами;
- відповідність конструктивним параметрам (номінальний діаметр, товщина стінки, прямоточність);
- стійкість до експлуатаційних навантажень, що підтверджується безпосередньо ГВ.

Огляд ключових стандартів щодо гідровипробувань. Нормативна база для обсадних та насосно-компресорних труб (ОКГ, НКТ) охоплює як українські, так і міжнародні стандарти, причому вимоги до ГВ є центральними в цих документах:

- ДСТУ ГОСТ 3845:2019 «Труби. Метод випробування гідростатичним тиском». Цей стандарт є основоположним на території України, особливо у випадках, коли основні технічні умови на труби не містять конкретних вимог до методики ГВ [3].

- API Specification 5CT (Casing and Tubing). Це

ключовий міжнародний стандарт Американського інституту нафти, який визначає технічні умови постачання обсадних та насосно-компресорних труб. Згідно з API 5CT, гідростатичне випробування є обов'язковим для кожної труби [8]. Стандарт встановлює мінімальний час витримки тиску та максимальне значення випробувального тиску (зазвичай, не вище 69 МПа). Критерієм відбракування є будь-який витік.

- ДСТУ ISO 11960:2006 «Нафтогазова промисловість. Труби сталеві обсадні або насосно-компресорні для свердловин. Технічні умови». Стандарт, вимоги якого щодо ГВ значною мірою гармонізовані з API 5CT [1].

Методика розрахунку випробувального тиску. Згідно з ДСТУ ГОСТ 3845:2019, випробувальний тиск (P) для труб діаметром до 550 мм розраховується на основі геометричних параметрів та механічних властивостей матеріалу [3]. Методика враховує співвідношення товщини стінки (S) до номінального зовнішнього діаметра (D), що є ключовим показником для оцінки міцності циліндричної оболонки:

Для труб зі співвідношенням $S/D \leq 0,13$ (товстостінні труби):

$$P = \frac{2 \cdot S_p \cdot R}{D - S_p}.$$

Для труб зі співвідношенням $S/D > 0,13$ (товстостінні труби):

$$P = 2,65 \cdot \frac{S_p}{D} \cdot \left(1 - \frac{S_p}{D}\right) \cdot R,$$

де P – випробувальний гідростатичний тиск, МПа;

S_p – номінальна товщина стінки, мм;

D – номінальний зовнішній діаметр труби, мм;

R – допустиме напруження в стінці труби при випробуванні, МПа, яке визначається як частка від границі плинності σ_T або границі міцності σ_B матеріалу, згідно зі стандартом (наприклад, $R = 0,8 \cdot \sigma_T$ або $R = 0,8 \cdot \sigma_B$).

Згідно API 5CT та ДСТУ ISO 11960:2006 максимальне значення гідростатичного випробувального тиску, яке дозволяють ці стандарти, за замовчуванням становить 69 МПа [3, 4]. Випробувальний тиск (P) розраховується для кожної конкретної труби за формулою, яка враховує її геометричні параметри та мінімальну границю плинності сталі ($Y_{\min}$):

$$P = \frac{2 \cdot f \cdot Y_{\min} \cdot t}{D},$$

де P – випробувальний тиск;

f – коефіцієнт (зазвичай 0,6 або 0,8 залежно від марки сталі та розміру);

$Y_{\min}$ – мінімальна межа плинності матеріалу;

t – задана товщина стінки;

D – заданий зовнішній діаметр.

Розраховане значення округлюється до найближчого 0,5 МПа, але не повинно перевищувати встановлене максимальне значення 69 МПа (10000 psi). За домовленістю між замовником і

виробником може бути обрано вищий тиск. Випробувальний тиск, що перевищує стандартне обмеження 69 МПа, використовується для спеціалізованих труб (НКТ та обсадних) у проектах, які вимагають максимальної надійності. Це, як правило, пов'язано з експлуатацією у свердловинах з екстремальними умовами. Такі труби, які часто належать до вищих груп міцності, застосовуються для глибоких та ультраглибоких свердловин, для свердловини з високим виском і високою температурою або для труб вищих груп міцності (P110, Q125, V150) які розроблені для екстремальних умов.

Виходячи з огляду основних стандартів, слід відмітити, що розрахункове значення тиску безпосередньо залежить від точності визначення товщини стінки труби та зовнішнього діаметру, а також від достовірності даних про механічні властивості матеріалу [4; 7]. Будь-яке відхилення від цих параметрів у процесі виробництва може призвести до невірної оцінки навантаження і, відповідно, вплинути на якість випробування.

Технологічна схема та обладнання гідропреса.

Місце гідропреса у технологічному циклі виробництва. Гідростатичні випробування являють собою невід'ємну складову кінцевої фази виготовлення труб нафтогазового сортаменту [9]. Для реалізації стовідсоткового контролю на ділянці фінішної обробки труб встановлюються гідростатичні гідропresi. Сучасна конструкція гідропреса має високий ступінь автоматизації та інтегрована в загальну лінію виробництва. Основні вузли забезпечують надійну фіксацію кінців труби, герметизацію внутрішнього об'єму і наступне створення в ньому випробувального тиску. Загальний вигляд випробувального гідропреса представлено на рис. 1. Значні габарити обумовлені максимальним осевим зусиллям (випробувальним тиском) та довжиною труб, які випробуються, як правило від 6 м до 14 м.

Технологічний процес випробування є циклічним та складається з трьох основних послідовних інтервалів:

- наповнення труби: на цьому етапі відбувається попереднє заповнення труби робочою рідиною, в якості якої, як правило, використовується вода або водна емульсія. Кінцевою метою є повне витіснення

повітря з внутрішнього об'єму труби, що є необхідною умовою для подальшого точного та стабільного створення тиску, оскільки рідина є практично нестисливим середовищем;

- підйом тиску: на цьому інтервалі гідропрес за допомогою гідромультиплікаторів нагнітає внутрішній тиск рідини від атмосферного або низького рівня до розрахункового випробувального значення (P). Швидкість наростання тиску повинна бути контрольованою, щоб уникнути динамічних навантажень та гідравлічних ударів, які можуть призвести до хибного руйнування або пошкодження обладнання [10];

- витримка під випробувальним тиском: це ключовий етап контролю, на якому тиск повинен підтримуватися на постійному, заданому стандартом рівні протягом встановленого часу.

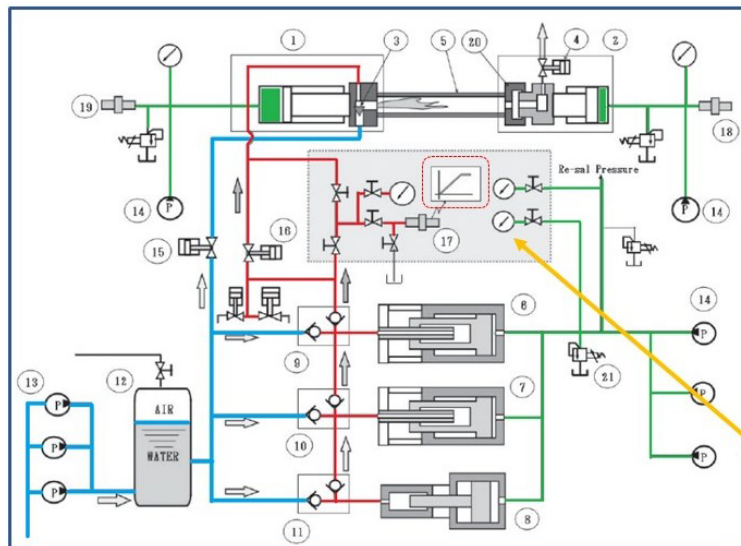
Структурна організація та функціональні контури гідросистеми преса. Для забезпечення точного, швидкого та безпечного виконання циклу випробувань гідросистема преса має комбіновану архітектуру [11], що базується на трьох основних, функціонально незалежних контурах: водяних гідросистемах низького та високого тиску, а також олійній системі керування (рис. 2).

Водяна гідросистема низького тиску призначена для початкової фази випробування. Її ключова роль полягає у попередньому наповненні труби робочою рідиною, як правило, водою або водною емульсією, для повного витіснення повітря. Цей контур також слугує для промивання труби та забезпечення живлення гідромультиплікаторів. До її складу входять насоси наповнення, ресівер та відповідна керуюча арматура.

Водяна гідросистема високого тиску є основним виконавчим контуром. Вона відповідає за нагнітання випробувального тиску до розрахункового значення, встановленого нормативною документацією, подальше підтримання цього тиску протягом нормованого часу витримки та, відповідно, розвантаження системи від тиску після завершення контрольного інтервалу. Центральними елементами цього контуру є гідромультиплікатори, які забезпечують перетворення низького тиску рідини на надвисокий тиск, а також комплекси зворотних та розвантажувальних клапанів, що контролюють потоки і рівень тиску.



Рис. 1. Загальний вигляд гідропреса для гідростатичного випробування труб



Джерело: huprex.jp

Рис. 2. Структурна організація та функціональні контури гідросистеми преса

Оливна гідросистема керування виконує функцію прецизійного управління. Вона використовується для активації та регулювання ключових виконавчих механізмів, де потрібна висока точність і швидкість спрацьовування. До її функцій належить керування гідромультиплікаторами, позиціонування клапанів високого тиску, а також робота силових гідроциліндрів, які здійснюють фіксацію та герметизацію кінців труби. Цей контур включає насосну установку та клапани обмеження тиску, що гарантують надійну та контрольовану роботу гідравлічних компонентів [12].

Система моніторингу та контролю процесу. Для забезпечення достовірності випробувань гідропрес обладнаний комплексною панеллю контролю. Вона функціонує на базі промислового контролера (ПЛК), який взаємодіє з сертифікованими контрольно-вимірювальними приладами (КВП). Ця система забезпечує безперервний моніторинг критично важливих параметрів у режимі реального часу, включаючи:

- тиск рідини в трубі (фактичне значення випробувального тиску);

- **водяна гідросистема низького тиску:**
 - промивка труби перед випробуванням
 - попереднє наповнення труби
 - живлення гідромультиплікаторів
- **водяна гідросистема високого тиску:**
 - нагнітання високого тиску
 - витримка під випробувальним тиском
 - розвантаження від тиску
- **оливна гідросистема керування:**
 - гідромультиплікатором
 - клапанами високого тиску
 - механізмами фіксації та переміщення пресу

Панель контролю за тех.процесом

4

- тиск рідини в лінії гідромультиплікатора (керуючий тиск);

- хід та швидкість переміщення поршня гідромультиплікатора (для оцінки динаміки наростання тиску).

Зібрані дані формують діаграму процесу випробування, яка є основним інструментом для оцінки стабільності «смушки» тиску та діагностування можливих апаратних [13] або технологічних відхилень (рис. 3).

Аналіз факторів, що впливають на якість гідростатичних випробувань, та методи їх усунення. Критерії оцінки якості процесу випробування. Якість проведення гідростатичних випробувань є критичним показником, що інтегрально відображає як фізико-механічні характеристики самої труби, так і точність функціонування випробувального обладнання. Дотримання якості випробування регламентується такими нормативними вимогами:

- час витримки тиску повинен становити не менше ніж 5 с (згідно зі стандартами на кшталт ДСТУ ГОСТ 3845);

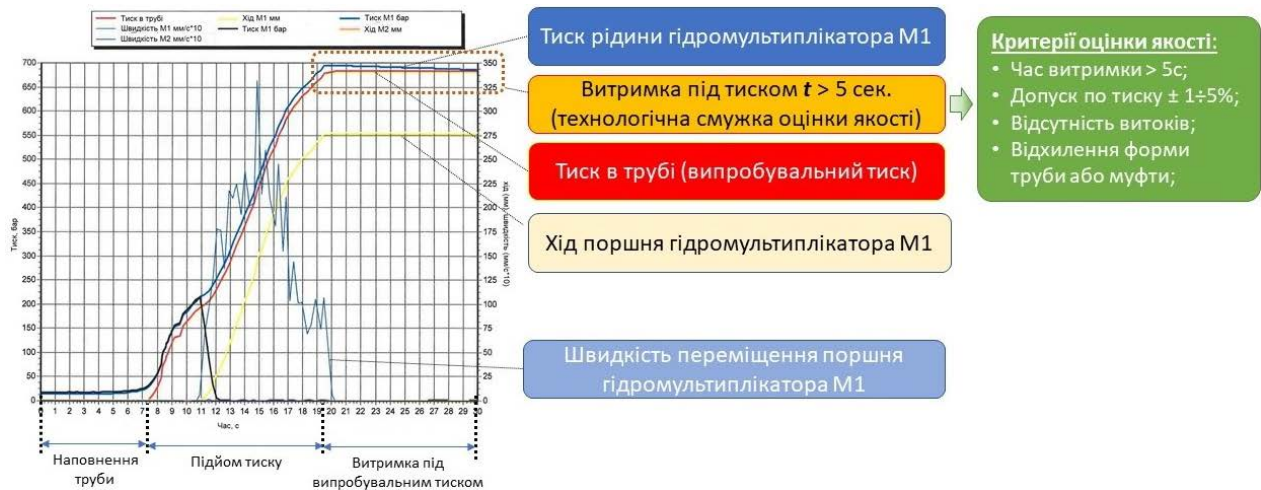


Рис. 3. Діаграма процесу проведення гідростатичного випробування труби

- допустиме відхилення за тиском від номінального значення має перебувати у вузькому діапазоні, що зазвичай становить $\pm 1-5\%$;

- відсутність витоків (що контролюється візуально, а також за стабільністю тиску);

- відсутність неприпустимих відхилень форми труби або муфти, що контролюється сертифікованим вимірювальним інструментом.

Ідентифікація та діагностика негативних факторів. Основним критерієм оцінки якості всього процесу випробування є стабільність підтримання випробувального тиску на етапі витримки. Ця стабільність графічно відображається на діаграмі процесу у вигляді технологічної «смушки» (або «полиці») тиску. Таким чином, будь-яке відхилення від параметрів «смушки» тиску (коливання, різке падіння чи перевищення) свідчить про наявність технологічних чи апаратних проблем, які ставлять під сумнів достовірність отриманого результату ГВ.

Критичні негативні фактори, які впливають на якість гідростатичних випробувань представлено на рис. 4.

Ці фактори можна систематизувати таким чином:

- присутність газових включень (повітря) у робочій рідині. Неповне витіснення повітря з внутрішнього об'єму труби на етапі наповнення призводить до суттєвого збільшення стисливості середовища, що піддається випробуванню. У гідросистемі це проявляється як гідравлічна пружність. Коли гідромультіплікатор починає нагнітати високий тиск, наявність повітря спричиняє коливання (так звані «хвилі») на графіку тиску, що фіксується датчиком тиску. Такі коливання ускладнюють точне регулювання системи автоматики та знижують достовірність випробування, оскільки фактичний тиск постійно виходить за межі допустимого допуску.

Негерметичність системи (витоки). Недотримання герметичності системи є одним із найбільш поширених факторів, що спричиняють порушення технологічного режиму. Витоки можуть мати внутрішнє або зовнішнє походження:

- внутрішні витоки виникають через неповне закриття або зношення запірних клапанів високого

тиску у гідросистемі;

- зовнішні витоки найчастіше спостерігаються через дефекти технологічних манжет, які ущільнюють кінці труби [14].

Будь-який тип витоку призводить до критичного падіння тиску на етапі витримки, що, у свою чергу, виводить параметр стабільності тиску за межі допуску. Це може призвести до хибного відбракування труби через підозру на її власну негерметичність, тоді як фактична проблема полягає у функціонуванні технологічного обладнання.

Нерівномірність динаміки роботи гідромультіплікатора [10]. Гідромультіплікатор є ключовим елементом, що забезпечує перехід до високого тиску. Нерівномірність ходу його поршня спричинена, як правило, порушеннями у роботі оливного контуру керування або механічним зносом. Така нестабільна швидкість поршня викликає нелінійну зміну швидкості підйому тиску. Це призводить до:

- появи додаткових пульсацій (хвиль) на діаграмі тиску;

- ризику перевищення заданого випробувального тиску.

Створення додаткових динамічних навантажень на трубу, що не відповідають нормативним вимогам до статичного випробування.

Похибка налаштування та обмеження тиску. Недостатня точність роботи системи налаштування та обмеження випробувального тиску, яка реалізується через пропорційні або запобіжні клапани, може стати причиною неконтрольованого стрибкоподібного перевищення тиску. Якщо фактичний тиск значно перевищує розрахункове значення, це не лише створює небезпечні умови експлуатації обладнання, але й може призвести до руйнування труби, яка за своїми фізико-механічними властивостями є цілком придатною до експлуатації. Це призводить до необґрунтованих виробничих втрат.

Заходи щодо усунення негативних факторів та підвищення якості. Для нівелювання впливу ідентифікованих негативних факторів та підвищення достовірності ГВ необхідна комплексна модернізація системи моніторингу та керування пресом:

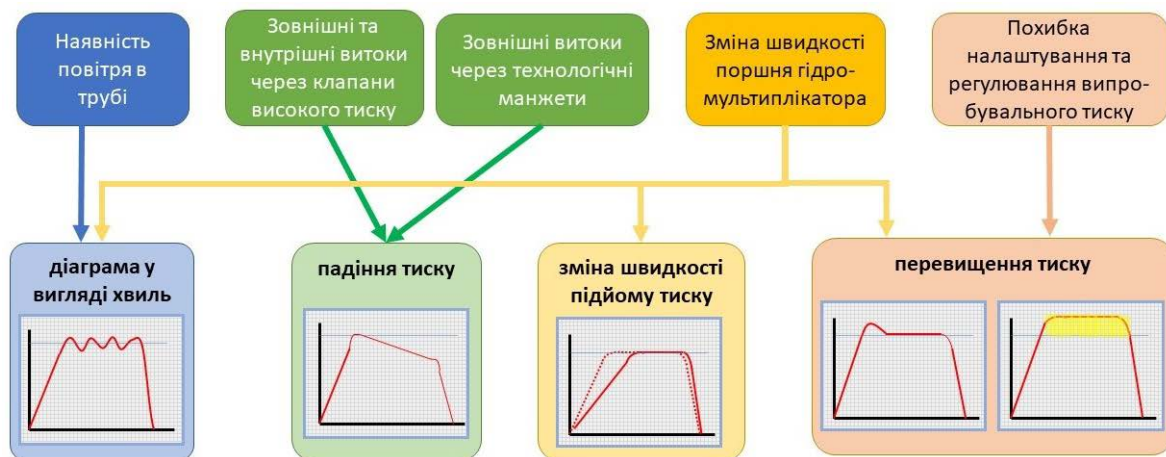


Рис. 4. Негативні фактори, що впливають на якість гідростатичних випробувань

- усунення витоків та їх компенсація: раціональним рішенням є впровадження автоматизованої системи діагностики [13] та компенсації витоків. Така система повинна використовувати високоточні датчики для ідентифікації незначного падіння тиску та здійснювати дозовану подачу рідини для підтримки його в межах нормативної «смушки». Паралельно необхідне вдосконалення конструкцій та матеріалів технологічних манжет з метою підвищення їхньої надійності та стійкості до високих тисків, що є первинним заходом для мінімізації зовнішніх витоків;

- контроль та стабілізація динаміки мультиплікатора: для забезпечення рівномірної роботи гідромultiплікатора та контролю за швидкістю підйому тиску необхідно інтегрувати датчик лінійного переміщення (наприклад, магнітострикційний) для безперервного моніторингу положення та швидкості поршня. Отримані дані використовуються промисловим контролером для зворотного зв'язку та прецизійного керування оливним контуром;

- поліпшення регулювання тиску через автоматизацію: для підвищення точності налаштування та обмеження випробувального тиску доцільно застосування програмованих логічних контролерів (ПЛК). ПЛК реалізують складніші алгоритми керування, використовуючи дані від високоточних датчиків тиску як вхідний сигнал. Це забезпечує оперативну корекцію основних параметрів насоса (тиск, витрата) та позиції пропорційних клапанів, гарантуючи, що тиск підтримується стабільно у заданому вузькому діапазоні протягом всього часу витримки [15];

Для забезпечення компактності проєктованого обладнання для систем моніторингу та керування пресом доцільно використовувати гідроапаратуру модульного монтажу [16].

Висновки. Проведений аналіз підтвердив, що якість гідростатичних випробувань труб нафтогазового сортаменту, які є критичним 100 % методом контролю, визначається не лише властивостями металу, але й стабільністю та точністю роботи випробувального гідропреса. Основним критерієм достовірності є стабільність підтримання випробувального тиску – технологічна «смушка» – у вузькому нормативному допуску.

У процесі дослідження ідентифіковано чотири ключові групи негативних факторів: присутність повітря, витoki, нерівномірність ходу гідромultiплікатора та похибка системи регулювання. Вплив цих факторів проявляється у вигляді гідравлічних коливань, падіння тиску чи його неконтрольованого перевищення, що призводить до зниження достовірності контролю та ризику необґрунтованих виробничих втрат.

Для підвищення якості випробувань запропоновано комплекс заходів, що базуються на автоматизації та прецизійному контролі. Це включає впровадження систем компенсації витоків, використання датчиків лінійного переміщення для

контролю динаміки мультиплікатора та застосування програмованих логічних контролерів (ПЛК) для реалізації високоточного контуру зворотного зв'язку, що коригує тиск.

Практична цінність роботи полягає в обґрунтуванні необхідності модернізації обладнання для забезпечення відповідності вимогам міжнародних стандартів, зниження хибного відбракування та підвищення загальної надійності трубої продукції.

Перспективи подальших досліджень. Проведений аналіз окреслив низку напрямків, які потребують подальшого поглибленого вивчення:

- моделювання та аналіз динамічних характеристик: створення детальних математичних моделей, що описують динамічні характеристики роботи ключових гідравлічних компонентів (гідромultiплікатора, клапана налаштування тиску) з метою оптимізації їхніх робочих режимів;

- синтез оптимальних схемних рішень: розробка та обґрунтування нових, більш ефективних схемних рішень гідросистем, які забезпечують максимальну швидкість реакції на збурення.

- розробка адаптивних алгоритмів керування: створення алгоритмів на базі ПЛК, здатних адаптивно коригувати параметри випробування в реальному часі залежно від змінних умов системи.

Список літератури

1. ДСТУ 11960:2006. *Нафтогазова промисловість. Труби сталеві обсадні або насосно-компресорні для свердловин. Технічні умови (ISO 11960:2004, IDT)* / Нац. стандарт України. Київ : Держспоживстандарт України, 2008. 60 с.
2. ДСТУ 13679:2022. *Промисловість нафтова та газова. Порядок проведення випробувань з'єднань обсадних та насосно-компресорних труб (EN ISO 13679:2019, IDT; ISO 13679:2019, IDT)* / Нац. стандарт України. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2022.
3. ДСТУ 3845:2019. *Труби металеві. Метод випробування гідростатичним тиском (ГОСТ 3845:2017, IDT)* / Нац. стандарт України. Київ : УкрНДНЦ, 2019. 8 с.
4. McAllister E. W. *Pipeline Rules of Thumb Handbook. Quick and Accurate Solutions to Your Everyday Pipeline Problems*. Gulf Professional/Elsevier, 2009. 747 p.
5. Фатєєв О. М., Фатєєва Н. М., Красильник А. В., Шиян А. В., Поляков В. В. Технології гідростатичних випробувань у металургійній промисловості. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2024. No. 1. P. 71–75. doi: 10.20998/2411-3441.2024.1.10
6. Adjogbe S., Okoronkwo C., Oguoma O., Igbokwe J., Okwu M. Investigation of the Effect of Hydrostatic Pressure Testing on the Microstructure of Carbon Steel Pipeline Material. *AASCIT Journal of Materials*. 2018. Vol. 4, no. 3. P. 58–65.
7. Wen K., He L., Yu W., Gong J. A Reliability Assessment of the Hydrostatic Test of Pipeline with 0.8 Design Factor in the West-East China Natural Gas Pipeline III. *Energies*. 2018. Vol. 11, issue 5. P. 1197. doi: 10.3390/en11051197
8. *API Specification 5CT. Specification for Casing and Tubing*. Washington: American Petroleum Institute, 2018. 250 p.
9. *EIM. Hydrostatic Testing in Oil and Gas Industry*. URL: <https://excellenceintegrity.com/hydrostatic-testing/> (дата звернення: 10.11.2025).
10. Фатєєва Н. М., Красильник А. В., Фатєєв О. М., Кулжанов О. А. Дослідження динаміки гідравлічного мультиплікатора. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я. Тези доповідей XXIX міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2021 (18–20 травня 2021 р., Харків)*. Харків : HTU «XPI», 2021. С. 123.
11. *Hydrostatic pipe tester*. URL: <https://www.hyprex.co.jp/en/technology/pdf/2013/yukuatu201308.pdf> (дата звернення:

- 10.09.2025).
12. Роговий А. С., Панамарьова О. Б., Тиньянова І. І., Рєзва К. С. *Проектування гідравлічних приводів: навч.-метод. посіб.* Харків: НТУ «ХПІ», 2023. 156 с.
 13. Fatyeyev O., Fatieieva N., Poliakov V., Shyian A., Radchenko O. Design Specifics of a Built-in Diagnostic System for Hydraulic Machines. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2023. No. 2. P. 78–84. doi: 10.20998/2411-3441.2023.2.12
 14. Bezghachniuk Y., Shtaiier L. Overview of Modern Leak Detection Methods for Pipelines. *International Science Journal of Engineering & Agriculture.* 2024. Vol. 3, no. 3. P. 43–50. doi: 10.46299/j.isjea.20240303.04
 15. An W., Ma Y., Xu H., Ke E., Liao X., Zhao R. Research and Application Analysis of Intelligent Control Strategy for Water Injection Pump in Offshore Oil and Gas Field. *Water.* 2025. Vol. 17, issue 10. P. 1506. doi: org/10.3390/w17101506
 16. Фатєєв Н. М., Фатєєва О. М., Поляков В. В., Шиян А. В., Охріменко Д. О. Особливості проектування гідравлічних систем на базі модульної гідроапаратури. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2024. No. 2. P. 86–94. doi: 10.20998/2411-3441.2024.2.13
- References (transliterated)**
1. DSTU ISO 11960:2006. *Naftohazova promyslovist'. Truby stalevi obsadni abo nasosno-kompresorni dlya sverdlgovyn. Tekhnichni umovy* [State Standard 11960:2006. Petroleum and natural gas industries. Steel pipes for use as casing or tubing for wells. Specifications]. Kyiv, Derzhspozhyvstandart Ukrainy Publ., 2008. 60 p.
 2. DSTU EN ISO 13679:2022. *Promyslovist' naftova ta hazova. Poryadok provedennya vyprovuvan' z'yednan' obsadnykh ta nasosno-kompresornykh trub* [State Standard 13679:2022. Petroleum and natural gas industries. Procedures for testing casing and tubing connections]. Kyiv, DP "UkrNDNTs" Publ., 2022.
 3. DSTU GOST 3845:2019. *Truby metalevi. Metod vyprovuvannya hidrostatchnym tyskom* [State Standard 3845:2019. Metallic pipes. Internal hydrostatic pressure testing method]. Kyiv, UkrNDNTS Publ., 2019. 8 p.
 4. McAllister E. W. *Pipeline Rules of Thumb Handbook. Quick and Accurate Solutions to Your Everyday Pipeline Problems.* Gulf Professional/Elsevier Publ., 2009. 747 p.
 5. Fatyeyev O. M., Fatieieva N. M., Krasyl'nyk A. V., Shyian A. V., Poliakov V. V. Tekhnolohiyi hidrostatchnykh vyprovuvan' u metalurhiyniy promyslovosti [Hydrostatic testing technologies in the metallurgical industry]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2024, no. 1, pp. 71–75. doi: 10.20998/2411-3441.2024.1.10
 6. Adjogbe S., Okoronkwo C., Oguoma O., Igbokwe J., Okwu M. Investigation of the Effect of Hydrostatic Pressure Testing on the Microstructure of Carbon Steel Pipeline Material. *AASCIT Journal of Materials.* 2018, vol. 4, no. 3, pp. 58–65.
 7. Wen K., He L., Yu W., Gong J. A Reliability Assessment of the Hydrostatic Test of Pipeline with 0.8 Design Factor in the West-East China Natural Gas Pipeline III. *Energies.* 2018, vol. 11, issue 5, p. 1197. doi: 10.3390/en11051197
 8. API Specification 5CT. *Specification for Casing and Tubing.* Washington, American Petroleum Institute Publ., 2018. 250 p.
 9. EIM. *Hydrostatic Testing in Oil and Gas Industry.* Available at: <https://excellenceintegrity.com/hydrostatic-testing/> (accessed 10.11.2025).
 10. Fatieieva N. M., Krasyl'nyk A. V., Fatyeyev O. M., Kulzhanov O. A. Doslidzhennya dynamiky hidravlichnoho mul'typlikatora [Study of the dynamics of a hydraulic multiplier]. *Informatsiyni tekhnolohiyi: nauka, tekhnika, tekhnolohiya, osvita, zdorov'ya. Tezy dopovidey XXIX mizhnarodnoyi naukovo-praktychnoyi konferentsiyi MicroCAD-2021 (18–20 travnya 2021 r., Kharkiv)* [Information technology: science, engineering, technology, education, health. Abstracts of the XXIX Int. Sci.-Pract. Conf. MicroCAD-2021 (18–20 May 2021, Kharkiv)]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2021, p. 123.
 11. *Hydrostatic pipe tester.* Available at: <https://www.hyprex.co.jp/en/technology/pdf/2013/yukuatu201308.pdf> (accessed 10.09.2025).
 12. Rogovyi A. S., Panamar'ova O. B., Tyn'yanova I. I., Ryezva K. S. *Proyektuvannya hidravlichnykh pryvodiv* [Design of hydraulic drives]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023. 156 p.
 13. Fatyeyev O., Fatieieva N., Poliakov V., Shyian A., Radchenko O. Design Specifics of a Built-in Diagnostic System for Hydraulic Machines. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 2, pp. 78–84. doi: 10.20998/2411-3441.2023.2.12
 14. Bezghachniuk Y., Shtaiier L. Overview of Modern Leak Detection Methods for Pipelines. *International Science Journal of Engineering & Agriculture.* 2024, vol. 3, no. 3, pp. 43–50. doi: 10.46299/j.isjea.20240303.04
 15. An W., Ma Y., Xu H., Ke E., Liao X., Zhao R. Research and Application Analysis of Intelligent Control Strategy for Water Injection Pump in Offshore Oil and Gas Field. *Water.* 2025, vol. 17, issue 10, p. 1506. doi: org/10.3390/w17101506
 16. Fatieieva N. M., Fatyeyev O. M., Polyakov V. V., Shyian A. V., Okhrimenko D. O. Osoblyvosti proyektuvannya hidravlichnykh system na bazi modul'noyi hidroaparaty [Features of designing hydraulic systems based on modular hydraulic equipment]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2024, no. 2, pp. 86–94. doi: 10.20998/2411-3441.2024.2.13

Надійшла (received) 06.10.2025

Відомості про авторів / About the Authors

Фатєєв Олександр Миколайович (Fatyeyev Oleksandr) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9212-4507>; e-mail: fatyan1@ukr.net

Фатєєва Надія Миколаївна (Fatieieva Nadiia) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6955-5301>; e-mail: nadin_yak@ukr.net

Шиян Анатолій Вадимович (Shyian Anatolii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0004-6744-085X>; e-mail: anatolii.shyian@mit.khpi.edu.ua

Поляков Валерій Валерійович (Poliakov Valerii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-5868-9898>; e-mail: valerii.poliakov@mit.khpi.edu.ua

ЗМІСТ

Фундаментальні дослідження	3
<i>Черкашенко М. В., Гасюк О. І.</i> Покращення динамічних характеристик пропорційного гідророзподільника.....	4
<i>Роговий А. С., Дранковський В. Е., Савенков Д. А., Тиньянов О. Д., Азаров А. С.</i> Оптимізація робочого колеса відцентрового насоса для оборотних гідромашин методом числового моделювання.....	11
<i>Миронов К. А., Дмитрієнко О. В., Девятьярова С. О.</i> Комплексна оцінка обґрунтування вибору типу високонапірної гідротурбіни	18
<i>Kondus V., Zhukov A., Mushtai M., Andrusiak V.</i> Sustaining the self-cleaning effect of a torque-flow pump in off-optimal modes	23
<i>Крупа Є. С., Демчук Р. М., Гулевський М. О.</i> Розробка конструкції радіально-діагональної гідротурбіни для ефективної роботи на високих напорах.....	33
<i>Роговий А. С., Тімченко Є. І., Нескорожений А. О., Дьомін Д. Р., Цента Є. М.</i> Дослідження вимірювання характеристик потоку у вихрових камерах насосів з урахуванням впливу інструмента на потік.....	38
<i>Дяченко О. В., Гапон Д. А., Донецька Т. С., Швець С. В., Баженов В. М.</i> Перспективи інтеграції цифрових трансформаторів у енергосистему	47
<i>Римчук Д. В., Рєзва К. С., Шудрик О. Л., Мінчукова Н. Ф., Хрущов Д. Ю.</i> Моделювання гідравлічних втрат в свердловинах при проектуванні процесів інтенсифікації.....	54
<i>Азаров А. С., Роговий А. С.</i> Інтеграція сурогатного моделювання та еволюційних алгоритмів у проектуванні відцентрових компресорів.....	61
<i>Дем'яненко Р. І., Солодовник А. О., Мацугіря Д. С., Светелік О. О.</i> Діагностика відмов трифазного випрямляча на основі аналізу показників якості електроенергії	69
<i>Кухтенков Ю. М., Пащенко Ю. Г., Ткачук М. А., Назаренко С. О.</i> Аналіз та удосконалення технологій зміцнення поверхонь гідравлічних машин.....	74
<i>Фатєєв О. М., Фатєєва Н. М., Шиян А. В., Поляков В. В.</i> Аналіз факторів, які впливають на якість гідростатичних випробувань труб нафтогазового сортаменту	80

CONTENTS

Fundamentals	3
<i>Cherkashenko M., Hasiuk O.</i> Improvement of the dynamic characteristics of a proportional hydraulic distributor	4
<i>Rogovyi A., Drankovskiy V., Savenkov D., Tynianov O., Azarov A.</i> Optimization of the impeller of a centrifugal pump for pump-turbine hydromachines using numerical modeling	11
<i>Myronov K., Dmytriienko O., Devetiarova D.</i> Comprehensive evaluation of the justification for the choice of the type of high-head performance hydroturbines	18
<i>Kondus V., Zhukov A., Mushtai M., Andrusiak V.</i> Sustaining the self-cleaning effect of a torque-flow pump in off-optimal modes	23
<i>Krupa Ye., Demchuk R., Hulevskiy M.</i> Development of a radial-diagonal hydroturbine design for efficient operation at high heads	33
<i>Rogovyi A., Timchenko Ye., Neskorozenyi A., Domin D., Tsenta Ye.</i> Research on measuring flow characteristics in pump vortex chambers, taking into account the influence of the instrument on the flow	38
<i>Diachenko O., Gapon D., Donetska T., Shvets S., Bazhenov V.</i> Prospects of integrating digital transformers into the energy system	47
<i>Rymchuk D., Rezvaya K., Shudryk O., Minchukova N., Khrushchov D.</i> Modeling hydraulic losses in wells during the design of intensification processes	54
<i>Azarov A., Rogovyi A.</i> Integration of surrogate modeling and evolutionary algorithms in the design of centrifugal compressors	61
<i>Demianenko R., Solodovnyk A., Matsugyria D., Svetelik O.</i> Diagnosis of faults in a three-phase rectifier based on power quality analysis	69
<i>Kukhtenkov Yu., Paschenko Yu., Tkachuk M., Nazarenko S.</i> Analysis and improvement of technologies for strengthening surface of hydraulic machines	74
<i>Fatyeyev O., Fatieva N., Shyian A., Poliakov V.</i> Analysis of factors affecting the quality of hydrostatic tests of oil and gas pipes	80

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»
СЕРІЯ: ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ ТА ГІДРОАГРЕГАТИ**

Збірник наукових праць

№ 1'2025

Головний редактор: Черкашенко М. В., д-р техн. наук, професор, НТУ «ХПІ», Україна
Відповідальний секретар: Крупа Є. С., канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ», Україна
Технічні редактори: Фатєєва Н. М., канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ», Україна
Рєзва К. С., канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ», Україна

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ ТА ВИДАВЦЯ: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ»
Кафедра «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»
Тел.: (057) 707-66-46. Тел./факс: (057) 707-63-49; e-mail: gmntukhpi@gmail.com

Підп. до друку 28.11.2025 р. Формат 60x84/8. Обкладинка – мел 250 г/м,
4+0, + матовий ламінат. Блок – 89 стр., офсет 80 г/м, 1+1.
Палітурка клей. Наклад 40. Ціна договірна.

