

К. А. МИРОНОВ, О. В. ДМИТРИЄНКО, М. А. ЯРОШЕНКО

МОДЕРНІЗАЦІЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА ВИСОКОНАПІРНОЇ ГІДРОТУРБИНИ НА ЗАДАНІ ПАРАМЕТРИ

Розглянута задача модернізації робочого колеса високонапірної радіально-осьової гідротурбіни на задані параметри. Модернізоване робоче колесо повинно відповідати сучасним вимогам по рівню ККД та кавітації. За допомогою пакета прикладних програм розроблено лопатеву систему робочого колеса на прийнятні параметри оптимального режиму з високими енергокавітаційними показниками. Представлено результати розрахункового аналізу параметрів потоку в проточній частині високонапірної гідротурбіни РО310 підвищеної швидкохідності. Постійно зростаючі вимоги до підвищення енергетичних якостей гідротурбін зумовлюють необхідність удосконалення методів, що дають змогу прогнозувати й оптимізувати енергетичні характеристики проточної частини. Підвищення енергокавітаційних показників гідротурбін висуває завдання подальшого розвитку методу математичного моделювання робочого процесу. Застосування чисельного експерименту на основі математичної моделі робочого процесу є ефективним засобом пошуку раціональних варіантів як ново проєктованих, так і модифікованих елементів проточної частини гідротурбін. Необхідною складовою частиною проєктування проточної частини є вибір низки геометричних параметрів робочого колеса (меридіональні обриси порожнини, вхідних і вихідних кромок лопаті та ін.), правильність якого істотно впливає на енергетичні показники. Під час вибору геометричних параметрів робочого колеса орієнтуються, як правило, на дослідні дані, отримані для гідротурбін залежно від швидкохідності. Такий підхід не забезпечує належного узгодження геометричних параметрів робочого колеса, наслідком чого часто є як розбіжність розрахункового режиму з оптимальним, так і недостатньо високий рівень енергетичних показників.

Ключові слова: гідротурбіна, проточна частина, робоче колесо, швидкохідність, енергокавітаційні показники, модернізація.

K. MYRONOV, O. DMYTRIENKO, M. YAROSHENKO

MODERNIZATION OF THE RUNNER OF A HIGH-HEAD HYDRAULIC TURBINE TO THE SPECIFIED PARAMETERS

The paper considers the problem of modernizing the runner of a high-head Francis turbine for the specified parameters. The modernized runner must meet modern requirements for efficiency and cavitation. Using a package of application programs, a blade system of the runner was developed for the accepted parameters of the optimal mode with high energy-cavitation performance. The results of the computational analysis of flow parameters in the flow space of the high-head hydro turbine Fr310 of increased speed are presented. Constantly growing requirements for improving the energy qualities of hydraulic turbines necessitate the improvement of methods that allow predicting and optimizing the energy characteristics of the flow space. Improving the energy-cavitation performance of hydraulic turbines poses the task of further developing the method of mathematical modeling of the workflow. The use of a numerical experiment based on a mathematical model of the workflow is an effective means of finding rational options for both newly designed and modified elements of the flow space of hydraulic turbines. A necessary component of the design of the flow part is the selection of a number of geometric parameters of the runner (meridional outlines of the cavity, input and output edges of the blade, etc.), the correctness of which significantly affects the energy performance. When choosing the geometric parameters of an runner, one is usually guided by experimental data obtained for hydraulic turbines depending on the speed. This approach does not ensure proper coordination of the geometric parameters of the runner, which often results in both a discrepancy between the design mode and the optimal one and an insufficiently high level of energy performance.

Keywords: hydraulic turbine, flow space, runner, specific speed, energy-cavitation performance, modernisation.

Вступ. У зв'язку з підвищенням вимог, що висуваються до енергетичних характеристик гідротурбін, необхідно ретельніше досліджувати структуру потоку в проточній частині гідротурбіни і виявляти резерви підвищення ККД.

Кожна деталь гідротурбіни проєктується з урахуванням конкретних вимог до технічного завдання. Робоче колесо є найважливішим компонентом гідротурбіни, тому що передача енергії відбувається головним чином у ньому. Отже, робота будь-якої гідротурбіни залежить від ступеня ефективності проєктування робочого колеса. У реактивних гідротурбінах потік води формується спіральною камерою, стагаторними колонами та лопатками направляючого апарату, які рівномірно розподіляють потік по периметру робочого колеса. Потік усередині робочого колеса цілком нестабільний і неоднорідний, оскільки саме у робочому колесі відбувається перерозподіл енергії. Правильне проєктування профілів лопаті робочого колеса дозволяє оптимізувати розподіл швидкості та кавітації, що, у свою чергу, впливає на роботу гідротурбіни в цілому [1, 2].

Аналіз літературних джерел та постановка проблеми. Головною особливістю реактивної турбіни

є те, що тільки частина статичної енергії тиску у вхідному перерізі перетворюється на кінетичну енергію на виході з органів, що підводять. Тому повна енергія на вході в робоче колесо все ще має статичний тиск і далі перетворюється на кінетичну енергію під час проходження потоку через робоче колесо [1, 3].

Потік у робочому колесі має складну природу, тому його точне чисельне моделювання виконати дуже складно. За останні три десятиліття були зроблені зусилля з моделювання потоку через стаціонарні та обертові елементи гідротурбіни з максимально допустимим наближенням. Для виконання чисельного моделювання потоку необхідні тривимірні геометричні параметри нерухомих і обертових частин гідротурбіни, що описують проходження потоку та граничні умови. Наявні дані відображають результати дослідів із тривимірного моделювання.

Тривимірні методи розрахунку лопатей робочого колеса гідротурбіни розроблені на основі теорії решіток [1, 2, 4].

Якщо порівняти методи та пакети програм розрахунку потоку (CFD Tools) з точки зору трудомісткості та витрат машинного часу можна уявити таким чином [5]. Якщо умовно прийняти час

розрахунку квазітривимірного нев'язкого потоку за допомогою пакета Q3D-Eu за одиницю (зазвичай це кілька секунд для першого наближення та прийнятого режиму роботи), то решта методів розрахунку в наростаючому порядку складності вимагатиме значно більшого обсягу часу табл. 1.

Таблиця 1 – Порівняння розрахункового часу при використанні різних пакетів CFD

Метод розрахунку (пакет)	Q3D-Eu	3D-Eu	Q3D-RANS	3D-RANS
Кратність	1	10	20	100
Витрачений час	Секунди	Хвилини	Часи	Десятки часів

Однак, послідовне багаторівневе застосування пакетів CFD забезпечило результати збільшення ККД на 1,58 % [5]. Розрахунок наведено для гідротурбіни типу Fr 40, результати представлені в табл. 2.

Таблиця 2 – Багаторівневе проектування робочого колеса радіально-осьової гідротурбіни

Пакет	Час, годин	Кількість ітерацій	Збільшення ККД, Δη, %
Q3D-Eu	3	62	0,31
3D-Eu	30	58	0,42
Q3D-RANS	80	60	0,85
3D-RANS	113	182	1,58

Робоче колесо радіально-осьової гідротурбіни складається з ряду вигнутих лопатей, протилежних лопаткам напрямного апарату, рівномірно розташованих по колу між ободом та втулкою. Лопаті мають таку форму, що потік надходить на робоче колесо в радіальному напрямку, а виходить в осьовому. Це призводить до зміни імпульсу потоку води і розвиває крутний момент на лопатях робочого колеса, що призводить робоче колесо в обертання. Таким чином, повна енергія потоку, що виходить із робочого колеса менше, ніж енергія на вході. Перетворення гідравлічної енергії на механічну відбувається в робочому колесі. Зміна напрямку потоку води з радіального в осьове робоче колесо сприяє збільшенню корисної потужності гідротурбіни.

Оскільки передача енергії відбувається у робочому колесі, його конструкція є найважливішою.

Проектування елементів проточної частини проводиться шляхом вирішення прямої чи зворотної задачі.

При вирішенні прямої задачі знаходять значення тисків та розподілу швидкостей у проточній частині, вздовж профілю лопаті робочого колеса.

Зміст зворотної задачі полягає у визначенні форми лопаті при заданих параметрах потоку в робочому колесі, що обертається.

Характер і масштаби втрат в окремих елементах конструкції залежить від структури потоку. Отже, оцінка втрат в окремих елементах і по всій проточній частині гідротурбіни необхідна для підвищення ККД турбіни. Втрати можуть бути обчислені або теоретичним шляхом або за допомогою експериментальних досліджень моделі. Належне дослідження втрат у гідротурбіні може також

допомогти у розробці найбільш ефективного проекту проточної частини.

Розвиток методів математичного моделювання дозволяє проводити багатоваріантні чисельні дослідження впливу геометричних параметрів формування енергетичних характеристик у процесі проектування проточної частини. У багатьох випадках застосування чисельного експерименту є ефективною заміною фізичного [6, 7].

На початкових етапах проектування краще використовувати спрощені методики розрахунку, які не потребують багато часу, опис яких наведено в [8, 9].

Проведений аналіз [1–9], дозволив виявити, які проблеми стоять на шляху ефективності проектування проточної частини гідротурбіни на задані параметри.

Мета та задачі дослідження. В роботі розглядалась задача розробки модифікації радіально-осьового робочого колеса високонапірної гідротурбіни типу PO310 з підвищеною швидкохідністю та з поліпшеними енергокавітаційними показниками на задані параметри:

- номінальна потужність гідротурбіни: $N = 340$ МВт;

- розрахунковий напір: $H_p = 230$ м;

- мінімальний напір: $H_{\min} = 207$ м;

- максимальний напір: $H_{\max} = 275$ м.

Для досягнення мети були поставлені такі завдання:

- огляд елементів проточної частини та виявлення основного елемента для модернізації;

- пошук резервів для збільшення ККД та пропускної спроможності робочого колеса.

Методика модернізації робочого колеса.

Розвиток методів математичного моделювання робочого процесу та потоків у каналах гідротурбін потребує вдосконалення математичних моделей. Особливо великі складності виникають при моделюванні потоку у вузьких і протяжних каналах високонапірних радіально-осьових гідротурбін, де істотний взаємний вплив пристінкових загальмованих шарів і градієнтного потоку в центральній зоні каналу, а також значний вплив вільної завихреності і турбулентності потоку, який формується у підвідній частині гідротурбіни.

У зв'язку із зазначеними складнощами при реалізації тривимірних методів розрахунку в'язкого потоку представляється актуальною розробка наближених методів розрахунку втрат і енергетичних показників, що базуються на спрощених моделях течії в елементах проточної частини. На основі цих моделей визначаються різні види втрат: втрати тертя, кромочні, ударні та ін. Ці дані використовуються для складання заелементного балансу втрат.

Аналіз балансу втрат необхідний для з'ясування умов формування оптимального режиму, а також виявлення тих видів втрат, які роблять найбільш істотний вплив на характер зміни ККД в області основних робочих режимів. На підставі балансу втрат з'ясовується ступінь узгодження елементів проточної частини.

Методика аналізу кінематичних і енергетичних

характеристик, розроблена на кафедрі гідромашин НТУ «ХПІ» [10, 11], дозволяє визначати кінематичні (швидкості, кути потоку) і енергетичні параметри (ККД, потужність) у заданому діапазоні зміни режимних параметрів n_1 , Q_1 . Ці дані необхідні для оцінки окремих видів втрат (тертя, кромочні, ударних і ін.) і ступеню узгодження елементів проточної частини. Отримана в такий спосіб інформація є основою для внесення змін у геометрію проточної частини (модифікацій) з метою підвищення енергетичних показників.

Наведена методика не враховує всіх категорій втрат. Це в першу чергу стосується втрат, обумовлених виникненням вторинних течій. Однак, вона дозволяє з'ясувати основні закономірності зміни ККД залежно від режимних і геометричних параметрів. Це підтверджується задовільним узгодженням дослідних даних і результатів розрахунку.

З більшим ступенем точності (у порівнянні з величинами ККД) визначаються параметри n_1 , Q_1 оптимального режиму.

При проектуванні проточної частини високонапірної радіально-осьової гідротурбіни, поряд з узгодженням геометрії вхідної кромки робочого колеса з потоком, формованим напрямним апаратом, необхідно забезпечити узгодження вхідних елементів лопатки напрямного апарату з параметрами потоку, формованого спіральною камерою й статором. Це узгодження може бути досягнуте на підставі різноманітного розрахунку балансу втрат за допомогою зазначеної методики.

Проведення чисельного дослідження необхідно для вибору раціональних варіантів проточної частини в процесі її проектування. Рівняння математичної моделі є вихідними для розрахунку й аналізу параметрів оптимального режиму.

Точність розрахункової оцінки ККД безпосередньо пов'язана зі ступенем адекватності моделі втрат, що відображає дійсний характер їхньої зміни залежно від геометричних та режимних параметрів.

Сучасна теорія не дозволяє достатньо надійно враховувати всі види втрат, що мають місце у проточній частині. Це, перш за все, стосується втрат, зумовлених появою вторинних течій у робочому колесі на торцевих стінках, що обмежують. Певна похибка вноситься при побудові моделей втрат у зв'язку з прийнятим припущенням незалежності видів втрат друг від друга.

Наведена методика не дозволяє досить точно визначити величини ККД. Однак вона дозволяє з'ясувати основні закономірності його зміни залежно від режимних та геометричних параметрів для різних варіантів проточної частини. Це підтверджується задовільною збіжністю досвідчених даних та результатів розрахунку.

Форма порожнини, а також число лопатей робочого колеса $z_{pk} = 15$ були обрані, орієнтуючись на кращі робочі колеса РО 310 близької швидкохідності.

Спіральна камера, с кутом охоплення у плані $\phi = 350^\circ$ має круглі та овальні перерізи. При розрахунку спіральної камери був прийнятий закон

зміни швидкостей $V_U = \text{const}$. Статор турбіни має 12 профільованих колон, включаючи зуб спіралі. Профілювання колон робилася з урахуванням потоку, що формується спіральною камерою на вході, а вихідний кут колон погоджений з положенням лопатки направляючого апарату на режимі найбільшого вироблення енергії при розрахунковому напорі. Кільцева решітка напрямного апарату утворюються 24 лопатками асиметричного профілю типу ВН-31. Діаметр розташування осей повороту лопаток напрямного апарату дорівнює $D_0 = 1,2D_1$. Висота напрямного апарату – $b_0 = 0,12D_1$.

Спочатку було проаналізовано базове робоче колесо у якого оптимальні характеристики $n_{\text{лопт}} = 62,5 \text{ хв}^{-1}$, $Q_{\text{лопт}} = 405 \text{ л/с}$, $\eta_{\text{max}} = 91,2 \%$, $\sigma_{\text{кр}} = 0,05$ тобто базове робоче колесо має низький рівень ККД, який не відповідає сучасним вимогам та має великий кавітаційний показник (табл. 3).

Таблиця 3 – Порівняння результатів розрахунків

Варіант	Показники у оптимальному режимі				Кількість лопатей	Модифікації
	n_1 , хв ⁻¹	Q_1 , л/с	$\eta_{\text{лопт}}$, %	$\sigma_{\text{кр}}$		
Базовий	62,5	405	91,2	0,05	15	–
1	63,7	443	92,80	0,07	14	верх. обід
2	65,0	421	92,94	0,032	14	ниж. обід
3	63,0	418	93,02	0,033	14	вх. кромка
4	62,5	420	93,07	0,035	14	вих. кромка

Модернізацію робочого колеса високонапірної гідротурбіни було проведено в декілька етапів:

- для збільшення пропускної потужності робочого колеса було зменшено кількість лопатей робочого колеса та контур верхнього ободу, що привело до збільшення n_1 , Q_1 , ККД та $\sigma_{\text{кр}}$;

- для зменшення $\sigma_{\text{кр}}$ було змінено контур нижнього ободу (рис. 1), що привело до збільшення n_1 , ККД та зменшило Q_1 , $\sigma_{\text{кр}}$;

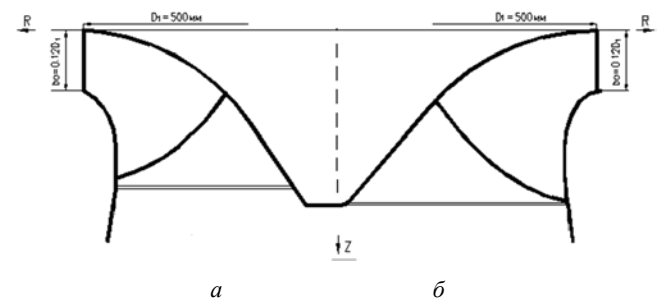


Рис. 1. Порожнина робочого колеса високонапірної радіально-осьової гідротурбіни типу РО310:
а – базове; б – модернізоване

- для зменшення оптимальних приведених обертів була модифікована вхідна кромка лопаті

робочого колеса, що привело до зменшення кількості обертів, трохи збільшився ККД, але зменшилась витрата, рівень кавітації залишився майже незмінним;

- на останньому етапі модернізації для збільшення приведеної витрати було змінено місцеположення вихідної кромки (рис. 1), що дало збільшення Q_1 , ККД з приємним кавітаційним показником та приведеним числом обертів.

Порівняння основних результатів розрахунку представлено у табл. 3.

На рис. 1 зображені етапи модернізації та співставлення базового та остаточного варіанту робочого колеса високонапірної гідротурбіни.

Висновки. 1. На підставі проведених робіт було розроблено нове радіально-осьове робоче колесо підвищеної швидкохідності, з покращеними енергокавітаційними якостями, що відповідає сучасним вимогам щодо рівня ККД.

2. Максимальний рівень ККД модернізованої гідротурбіни у оптимальному режимі складе 93,07 %, що на 1,87 % вище, ніж на у базовому варіанті.

Список літератури

1. Myronov K., Dmytrienko O., Basova Y., Rezvaya K., Vorontsov S. Improving the Energy Performance of a High-Head Francis Turbine. *Lecture Notes in Networks and Systems*. 2023. Vol. 762. P. 66–77. doi: 10.1007/978-3-031-40628-7_5
2. Eschenauer H., Koski J., Osyczka A. *Multicriteria Design Optimization: Procedures and Applications*. Berlin: Springer, 1990. 509 p.
3. Henau V., Sabourin M., Labrecque Y., Papillon B. Hydraulic turbine design: Will CFD replace model testing? *Proc. of the 1997 International Conference on Hydropower. Part 2 (of 3) (5–8 August 1997, Atlanta, GA, USA). Vol. 2*. New York: ASCE, 1997. P. 1218–1227.
4. Ruprecht A., Maihöfer M., Heitele M., Helmrich T. Massively parallel computation of the flow in hydro turbines. *Proc. of the Hydraulic Machinery and Systems 21st IAHR Symposium (9–12 September 2002, Lausanne)*. 2002. P. 1–8.
5. Schilling R., Thum S. Optimization of Hydraulic Machinery Bladings by Multilevel CFD-Technique. *International Journal of Rotating Machinery*. 2005. Vol. 2005, article ID 637194. 7 p. doi: 10.1155/IJRM.2005.161
6. Bjarne B., Knutzen S. D. Numerical computation of the pump turbine characteristics. *Proc. of the Hydraulic Machinery and Systems 21st IAHR Symposium (9–12 September 2002, Lausanne)*. 2002. P. 33–39.
7. Brekke H. A review on turbine design. *Proc. of the Hydraulic Machinery and Systems 21st IAHR Symposium (9–12 September 2002, Lausanne)*. 2002. P. 125–130.
8. Барліт В. В., Миронов К. А., Власенко А. В., Яковлева Л. К. Расчет и проектирование проточной части реактивных гидротурбин на основе численного моделирования рабочего процесса. Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. 216 с.
9. Миронов К. А., Яковлева Л. К., Гулахмадов А. А. Совершенствование проточных частей радиально-осевых гидротурбин. *Вісник Нац. техн. ун-та «ХПИ». Сер.: Енергетичні і теплотехнічні процеси і устаткування*. Харків: НТУ «ХПИ». 2014. № 1 (1044). С. 146–151.
10. Колычев В. А., Тынъянова И. И., Миронов К. А. Моделирование энергетических характеристик гидротурбин на начальном этапе проектирования. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2010. Т. 43, № 1/6. С. 27–38.
11. 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.

References (transliterated)

1. Myronov K., Dmytrienko O., Basova Y., Rezvaya K., Vorontsov S. Improving the Energy Performance of a High-Head Francis Turbine. *Lecture Notes in Networks and Systems*. 2023, vol. 762, pp. 66–77. doi: 10.1007/978-3-031-40628-7_5
2. Eschenauer H., Koski J., Osyczka A. *Multicriteria Design Optimization: Procedures and Applications*. Berlin, Springer Publ., 1990. 509 p.
3. Henau V., Sabourin M., Labrecque Y., Papillon B. Hydraulic turbine design: Will CFD replace model testing? *Proc. of the 1997 International Conference on Hydropower. Part 2 (of 3) (5–8 August 1997, Atlanta, GA, USA). Vol. 2*. New York, ASCE, 1997, pp. 1218–1227.
4. Ruprecht A., Maihöfer M., Heitele M., Helmrich T. Massively parallel computation of the flow in hydro turbines. *Proc. of the Hydraulic Machinery and Systems 21st IAHR Symposium (9–12 September 2002, Lausanne)*. 2002, pp. 1–8.
5. Schilling R., Thum S. Optimization of Hydraulic Machinery Bladings by Multilevel CFD-Technique. *International Journal of Rotating Machinery*. 2005, vol. 2005, article ID 637194, 7 p. doi: 10.1155/IJRM.2005.161
6. Bjarne B., Knutzen S. D. Numerical computation of the pump turbine characteristics. *Proc. of the Hydraulic Machinery and Systems 21st IAHR Symposium (9–12 September 2002, Lausanne)*. 2002, pp. 33–39.
7. Brekke H. A review on turbine design. *Proc. of the Hydraulic Machinery and Systems 21st IAHR Symposium (9–12 September 2002, Lausanne)*. 2002, pp. 125–130.
8. Barlit V. V., Mironov K. A., Vlasenko A. V., Yakovleva L. K. *Raschet i проектирование проточной части реактивных гидротурбин на основе численного моделирования рабочего процесса* [Calculation and design of the flow parts of jet turbines based on numerical simulation of the workflow]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2008. 216 p.
9. Mironov K. A., Yakovleva L. K., Gulakhmadov A. A. Совершенствование проточных частей радиально-осевых гидротурбин [Improvement of flow parts of Francis hydraulic turbines]. *Вісник Нац. техн. ун-та "ХПИ". Серія: Енергетичні і теплотехнічні процеси і устаткування* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2014, no. 1, pp. 146–151.
10. Kolychev V. A., Tynjanova I. I., Mironov K. A. Моделирование энергетических характеристик гидротурбин на начальном этапе проектирования [Modeling the energy characteristics of hydroturbines at the initial design stage]. *Vostochno-evropejskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy*. 2010, vol. 43, no. 1/6, pp. 27–38.
11. Myronov K. A., Dmytrienko O. V., Myronov V. K. Вплив геометричних параметрів робочого колеса на енергетичні показники радіально-осьової гідротурбіни [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.

Надійшла (received) 03.07.2023

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: olga_dm@meta.ua

Ярошенко Микола Андрійович (Yaroshenko Mykola) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9353-1449>; e-mail: mykola.yaroshenko2001@gmail.com