

К. А. МИРОНОВ, О. В. ДМИТРИЄНКО, С. О. ДЕВЕТЬЯРОВА

МОДЕРНІЗАЦІЯ ЛОПАТЕВОЇ СИСТЕМИ РОБОЧОГО КОЛЕСА ВИСОКОНАПІРНОЇ ГІДРОТУРБИНИ

Гідроенергетика грає важливу роль у енергетичній галузі. Ефективне використання гідроелектростанцій може забезпечити суттєву економію паливо-енергетичних ресурсів. Гідроелектростанції забезпечують виробіток електроенергії, регулювання частоти та потужності мережі, покриття пікових навантажень, аварійний резерв. Розвиток та впровадження новітніх технологій в цій галузі сприяє ефективному використанню водних енергетичних ресурсів. Значною перевагою гідроенергетики є відновлюваність джерела енергії. В Україні наявний значний потенціал водних ресурсів для розвитку гідроенергетичної галузі. Гідротурбіни, які розробляють і постачають на ринок, мають забезпечувати високі техніко-економічні показники, надійність і довговічність, що забезпечить високу конкурентоспроможність гідротурбін на зовнішньому і внутрішньому ринках. Для розв'язання цих завдань широко використовують методи чисельного та фізичного моделювання. Розвиток методів математичного моделювання дає змогу проводити багатовимірні чисельні дослідження впливу геометричних параметрів на формування енергетичних характеристик у процесі проєктування елементів проточної частини гідротурбіни. Сучасні технології моделювання та аналізу надають можливість для детального вивчення впливу зміни елементів конструкції проточної частини на енергетичні характеристики гідротурбін. Впровадження конструктивних змін також має на меті зменшення експлуатаційних витрат та подовження терміну служби. Центральним елементом радіально-осьових турбін є робоче колесо з лопатевою системою, від якої залежить продуктивність, надійність та довговічність установки. Зміна форми та розташування лопатей робочого колеса може призвести до зменшення енергетичних втрат, підвищення ККД та зниженню кавітації. У багатьох випадках використання чисельного експерименту є ефективною заміною фізичного. Результати чисельного і фізичного експерименту щодо впливу геометричних параметрів на енергетичні характеристики широко використовуються в загальноприйнятому підході до вдосконалення проточної частини гідротурбіни, що ґрунтується на внесенні змін до геометрії та подальшій оцінці цих змін. У роботі розглядається поліпшення енергокавітаційних характеристик лопатевої системи радіально-осьової гідротурбіни за рахунок модернізації її геометричних параметрів.

Ключові слова: гідротурбіна, проточна частина, робоче колесо, ККД, проєктування, математичне моделювання.

K. MYRONOV, O. DMYTRIENKO, S. DEVETIAROVA

MODERNIZATION OF THE RUNNER BLADE SYSTEM OF A HIGH-HEAD FRANCIS TURBINES

Hydropower plays an essential role in the energy sector. Efficient use of hydropower plants can significantly save fuel and energy resources. Hydroelectric power plants provide electricity generation, grid frequency and capacity regulation, peak load coverage, and emergency reserve. Developing and implementing the latest technologies in this area contribute to efficiently using water energy resources. A significant advantage of hydropower is the renewability of the energy source. Ukraine has considerable water resources potential for the development of the hydropower industry. The hydroturbines developed and supplied to the market must ensure high technical and economic performance, reliability, and durability, guaranteeing high competitiveness of hydroturbines in the foreign and domestic markets. Numerical and physical modeling methods are widely used to solve these problems. The development of mathematical modeling methods makes it possible to conduct multidimensional numerical studies of the influence of geometric parameters on the formation of energy characteristics in designing elements of the flow space of a hydraulic turbine. Modern modeling and analysis technologies provide an opportunity for a detailed study of the impact of changes in the flow space design elements on the energy characteristics of hydraulic turbines. The central component of Francis turbines is the runner with a blade system, on which the installation's productivity, reliability, and durability depend. Changing the shape and location of the impeller blades can lead to a decrease in energy losses, an increase in efficiency, and a reduction in cavitation. In many cases, a numerical experiment is an adequate replacement for a physical one. The results of numerical and physical experiments on the influence of geometric parameters on energy characteristics are widely used in the generally accepted approach to improving the flow space of a hydroturbine, which is based on making changes to the geometry and further evaluating these changes. The paper considers improving the energy-cavitation characteristics of the blade system of a turbine Francis by modernizing its geometric parameters.

Keywords: hydroturbine, flow space, runner, efficiency, design, mathematical modelling.

Вступ. Для профілювання лопатевої системи радіально-осьових робочих коліс розроблено багато методів. Серед одномірних методів, які набули поширення завдяки своїй простоті, можна виділити такі:

- профілювання лопатевої системи на розгортках конусів [1];
- побудова профілів на розгортці конформного циліндра [1; 2].

Перший метод є наближеним. Він широко використовується для проєктування графічним способом і має кілька різновидів залежно від того, як вибирається відображувальна поверхня конуса відносно лінії потоку та як розраховуються відповідні поправки на спотворення вхідного і вихідного кутів лопаті. Необхідно обрати таке положення твірної конуса, при якому спотворення профілю під час переходу з розгортки конуса на поверхню потоку буде

мінімальним.

Метод конформного відображення є точним. При відображенні профілю на конформну поверхню його лінійні розміри спотворюються, проте величина кутів залишається незмінною. Саме тому цей метод був обраний для профілювання.

Для зручності за конформну поверхню було обрано циліндр діаметром 1 метр. Це дозволяє порівнювати всі профілі на єдиній розгортці.

У загальному випадку спроектований профіль має відповідати таким критеріям:

- забезпечити реалізацію заданої циркуляції Γ (необхідно правильно обрати кути β_1 і β_2);
- профіль має бути математично гладким, із кривизною, що плавно змінюється;
- максимальна товщина має розташовуватися в першій половині профілю;
- профіль має відповідати критеріям міцності;

© К. А. Миронов, О. В. Дмитрієнко, С. О. Деветьярова, 2024

- необхідно забезпечити мінімальні втрати та допустимий рівень кавітаційного коефіцієнта σ (абсолютний тиск на профілі не повинен бути меншим за тиск пароутворення).

Профілювання лопаті робочого колеса гідротурбіни полягає в практичному вирішенні зворотної задачі на задані розрахункові параметри. Сучасні інженерні методи розрахунку лопатевої системи спроектованого робочого колеса ґрунтуються на послідовному застосуванні зворотної та прямої задач. За допомогою зворотної задачі визначаємо форму лопаті, а використовуючи пряму задачу, отримуємо можливість розрахунковим шляхом оцінити варіанти лопатевих систем і вибрати для виготовлення та випробування найкращі робочі колеса. Такий підхід до розробки нових робочих коліс дозволяє значно зменшити кількість випробуваних моделей.

Метою дослідження даної роботи є модернізації застарілого існуючого обладнання та модифікація лопатевої системи робочого колеса радіально-осьової гідротурбіни, що має призвести до оптимізації енергетичних характеристик. Радіально-осьові гідротурбіни є одними з найпоширеніших гідротурбін у світі. Вони є критично важливими для гідроенергетики завдяки своїй універсальності, ефективності та надійності.

Вирішення поставленої задачі. Проектування лопатевої системи робочого колеса можливо двома способами рішенням зворотної або прямої задачі.

Зворотна задача. Розрахунок і проектування лопаті робочого колеса на прийнятні параметри $(Q_1' - n_1')$ оптимального режиму, меридіональний або циркуляційний потік у порожнині робочого колеса та граничні умови на вході та виході з нього. У даній роботі використано метод конформних відображень для побудови лопаті на конформній діаграмі з подальшим переходом на поверхню току робочого колеса.

Пряма задача. Подальший розрахунок потоку та втрат енергії в робочому колесі та всій проточній частині (підвід – робоче колесо – відсмоктуюча труба) виконують, використовуючи різні чисельні методи моделювання [3–10].

Завершальним етапом проектування є розрахунково-експериментальна оптимізація робочого колеса та інших гідравлічних елементів проточної частини [1–3] для досягнення необхідних показників турбіни.

Після завершення проектування проточної частини (числового експерименту) розміри проточної частини $D_1 = 1000$ мм перераховують на стандартний розмір моделі $(D_1)_m = 460\text{--}500$ мм і проводять модельні випробування (фізичний експеримент) для отримання її універсальної характеристики [1].

Пакет програм «Stream». Пакет програм «Stream» призначений для проектування лопатевих систем робочих коліс радіально-осьових гідротурбін було розроблено на кафедрі «Гідравлічних машин ім. Г. Ф. Проскура»[2; 11].

Послідовність розрахунку лопатевої системи та проектування робочого колеса ґрунтується на спільному використанні зворотної та прямої задач гідродинаміки:

- Зворотна задача це розрахунок і проектування лопаті робочого колеса на прийнятні параметри $Q_{1\text{опт}}' - n_{1\text{опт}}'$ оптимального режиму.

- Пряма задача. Подальший розрахунок потоку та втрат енергії в робочому колесі, виконаний з використанням двомірної задачі [1–3; 12].

- Завершальним етапом проектування робочого колеса є розрахунково-експериментальна його оптимізація для досягнення необхідних показників турбіни.

Розрахунок профілів починається з периферійного (найбільш навантаженого) профілю. Після налаштування цього профілю переходять до наступного і так до маточини.

Пакет програм дає можливість варіювати наступними параметрами:

- змінювати контури порожнини робочого колеса;

- змінювати положення кромки (вхідної та вихідної). У даному випадку лише вихідної кромки, оскільки вхідна є вертикальною;

- змінювати число лопатей;

- змінювати положення точки на профілі з максимальною товщиною;

- змінювати положення точки на профілі з максимальною кривизною;

- змінювати кут охоплення лопаті.

На рис. 1 представлена блок-схема пакета програм «Stream» розрахунку робочого колеса.

Профілювання лопатевої системи радіально-осьових робочих коліс за допомогою методу конформних відображень на єдиній циліндр. При використанні цього методу профілі решіток будують на площині конформного відображення (розгортці циліндра) за обчисленими кутами потоку на вхідній $\beta_1(L_1)$ і вихідній $\beta_2(L_2)$ кромках робочого колеса. Як відомо, при конформному відображенні профілів з конформної площини на поверхні потоку в робочому колесі кути профілів в відповідних точках зберігаються (не спотворюються), а лінійні розміри змінюються пропорційно. Проектування просторової форми лопаті, як сукупності профілів на криволінійних поверхнях потоку робочого колеса, зводиться, таким чином, до задачі побудови профілів на конформній площині, що є розгорткою обраного циліндра. Слід зазначити, що цей метод проектування лопаті супроводжується розрахунково-експериментальними модифікаціями лопатевої системи з метою оптимізації показників робочого колеса на основі аналізу розрахункових даних структури потоку та втрат енергії в ньому.

Вихідні дані для профілювання лопатевої системи. 1. Параметри оптимального режиму

$$Q_{1\text{опт}}' = 220 \text{ л/с}; \quad n_{1\text{опт}}' = 63 \text{ хв}^{-1}.$$

2. Форма порожнини робочого колеса та лінії току розрахованого різношвидкісного потоку.

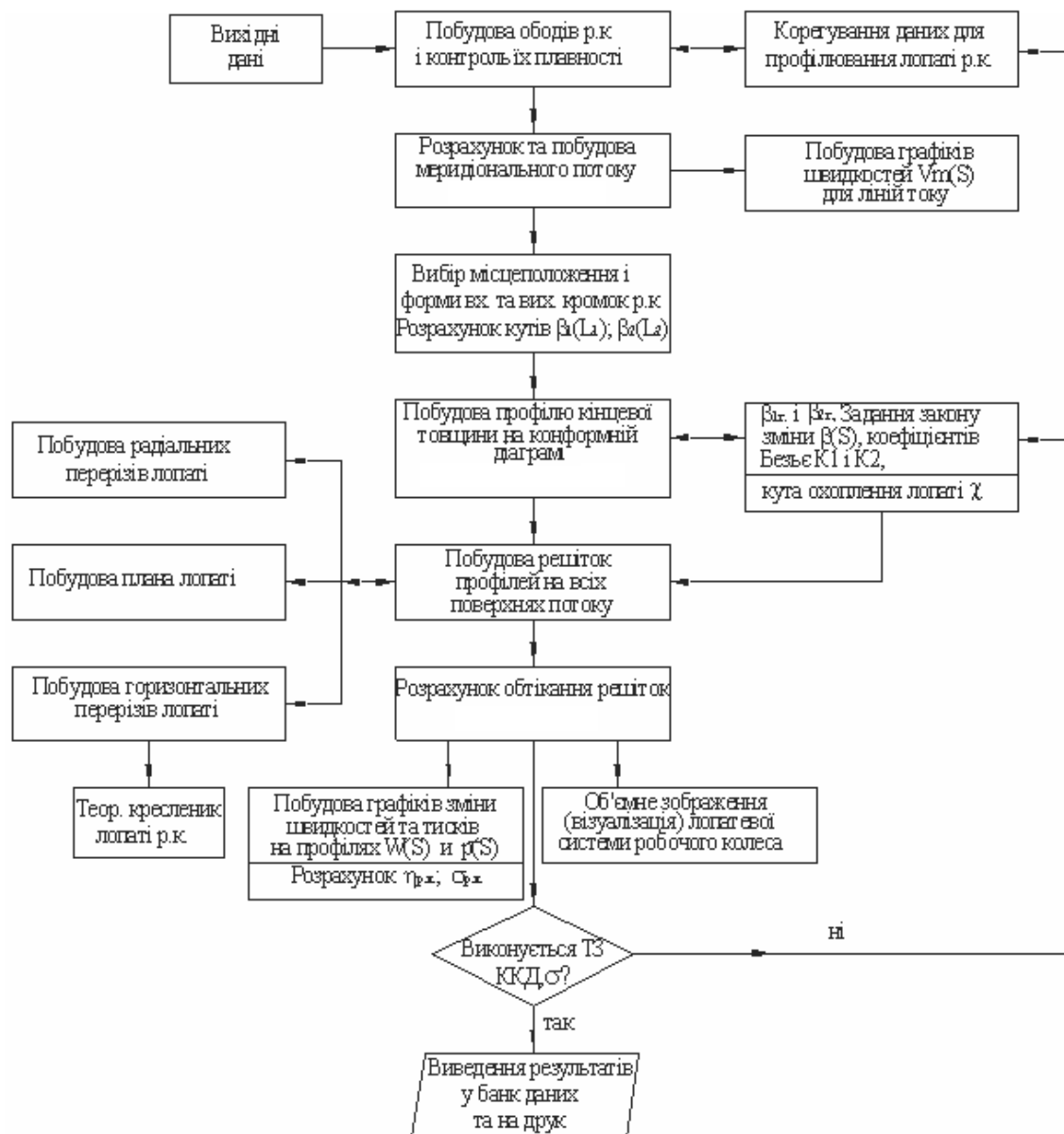


Рис. 1. Блок – схема пакета програм «Stream» розрахунку робочого колеса

3. Кут охоплення лопаті приймаємо відповідно до близької швидкохідності.

4. Вхідна та вихідна кромки лопаті (меридіональна та горизонтальна проекції). При профілюванні лопаті цього робочого колеса кромки лопаті прийняті радіальними.

5. Розрахункові кути потоку на поверхнях потоку на вхідній $\beta_1(L_1)$ і вихідній $\beta_2(L_2)$ кромках лопаті, розраховані на оптимальний режим.

Послідовність побудови лопаті. 1. Вибираємо конформний циліндр, на розгортці якого будуюмо профілі для відповідних поверхонь потоку 1–2–3–... в робочому колесі. Радіус конформного циліндра $R_{\text{ц}}$ приймаємо $R_{\text{ц}} = \frac{D_1}{2} = 500$ мм (У цьому випадку турбіна високонапірна, і радіус розташування вхідних кромek збігається з радіусом циліндра).

2. Будуємо конформну діаграму-розгортку циліндра та сітку на конформній площині, яка

утворюється в результаті перетину поверхні циліндра прийнятими радіальними I–II–III–... і горизонтальними 1–2–3–4–... площинами.

3. Переходимо до побудови сіток на криволінійних поверхнях потоку 1–2–3–... робочого колеса, дотримуючись при цьому основного принципу конформного відображення:

$$\frac{b(r)}{r} = \frac{l}{R_{\text{ц}}}, \text{ звідки } b_i(r) = l_i \frac{r_i}{R_{\text{ц}}},$$

де $b_i(r)$ – відстань між лініями сіток на відповідних поверхнях потоку;

r_i – відстань від осі робочого колеса до центру відрізка $b_i(r)$;

l – прийнята відстань між радіальними площинами на конформному циліндрі;

$R_{\text{ц}}$ – радіус конформного циліндра.

4. При виконанні цієї умови забезпечується збереження кутів ($\beta = \text{idem}$) у відповідних точках

профілів на поверхні потоку і на конформній діаграмі.

Побудова скелетів і профілів кінцевої товщини на конформній діаграмі. Скелети профілів 1–5 на конформній діаграмі будують за розрахованими кутами лопаті на вхідній $\beta_1(L_1)$ і вихідній кромках $\beta_2(L_2)$.

У програмі «Stream» для побудови скелета профілю використано поліноми (сплайни) Безьє (рис. 2):

$$x(t) = (1-t)^3 \cdot x_0 + 3t(1-t)^2 \cdot x_1 + 3t^2(1-t) \cdot x_2 + x_3,$$

$$y(t) = (1-t)^3 \cdot y_0 + 3t(1-t)^2 \cdot y_1 + 3t^2(1-t) \cdot y_2 + y_3.$$

Двовимірний сплайн Безьє визначає скелет профілю чотирма точками – двома кінцевими (x_0, y_0, x_3, y_3 – вхідна і вихідна кромка відповідно) і двома контрольними $K_1(x_1, y_1), K_2(x_2, y_2)$. Величина t змінюється від 0 до 1.

Перевага використання сплайна Безьє перед іншими геометричними кривими полягає в тому, що при незмінних кутах початку β_1 і кінця сплайна β_2 можна довільно змінювати його кривизну. У програмі «Stream» кривизна сплайна характеризується двома константами – K_1 і K_2 , і константи визначають відстань від контрольної точки до кінцевої вздовж заданого кута β : K_1 – характеризує положення максимальної товщини профілю δ_{\max} ; K_2 – положення максимальної кривизни \bar{f} профілю. Таким чином, чим більше значення цих констант, тим більше відхиляється профіль на відповідній ділянці (початковій або кінцевій). Це дозволяє підібрати таке співвідношення констант, яке забезпечує бажаний розподіл кривизни профілю, мінімізуючи профільні втрати. При цьому кути на вхідній і вихідній кромках профілю залишаються незмінними.

Побудований скелет профілю на конформній діаграмі «одягають», використовуючи прийнятий закон розподілу товщини профілю на поверхні потоку $\delta(l)$ (рис. 3) з урахуванням відображення товщини на конформній діаграмі:

$$\delta'_{\text{конф}} = \delta \frac{R_{\text{ц}}}{r_i},$$

де $R_{\text{ц}} = 0,5$ м; r_i – радіус розташування точки на лінії току.

Побудова профілю на конформній діаграмі здійснюється таким чином:

- у програмі завантажується закон розподілу відносної товщини вздовж скелета профілю (табл. 1);

Таблиця 1 – Розподіл товщини уздовж лопаті робочого колеса РО 500

x/l	0,05	0,1	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4
δ/δ_{\max}	0,645	0,758	0,928	0,99	1,0	0,982	0,94
x/l	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	
δ/δ_{\max}	0,827	0,689	0,547	0,41	0,283	0,16	

- закон розподілу товщини апроксимують сплайн функцією для забезпечення плавності профілю;

- масив координат лицьової і зворотної сторін профілю визначають на відповідній поверхні потоку за допомогою наступних залежностей:

$$x_{\text{л}} = x_i + \delta'(l_i) \frac{\sin(\beta_i)}{2}, \quad x_{\text{м}} = x_i - \delta'(l_i) \frac{\sin(\beta_i)}{2},$$

$$y_{\text{л}} = y_i + \delta'(l_i) \frac{\cos(\beta_i)}{2}, \quad y_{\text{м}} = y_i - \delta'(l_i) \frac{\cos(\beta_i)}{2},$$

$$\delta'(l_i) = \delta'_{\max} \frac{r_0}{r_i},$$

де $\delta'(l_i)$ – товщина у поточній точці профілю на конформній діаграмі;

δ_{\max} – максимальна товщина профілю;

β_i – кут у даній точці скелета профілю:

$$\beta = \arctg\left(\frac{dx}{dy}\right);$$

- масиви точок лицьової та зворотної сторін профілю апроксимують сплайн функцією;

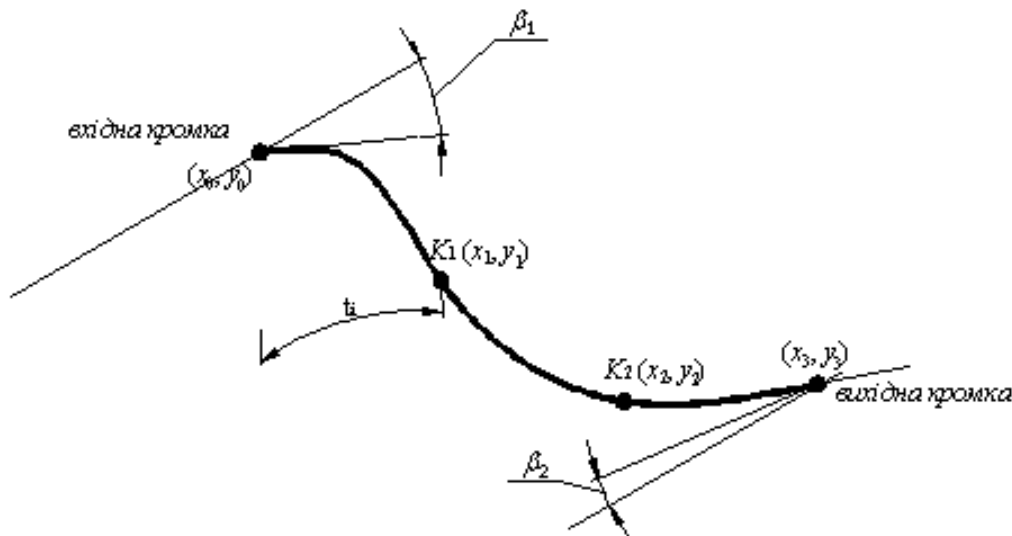


Рис. 2. Сплайн Безьє

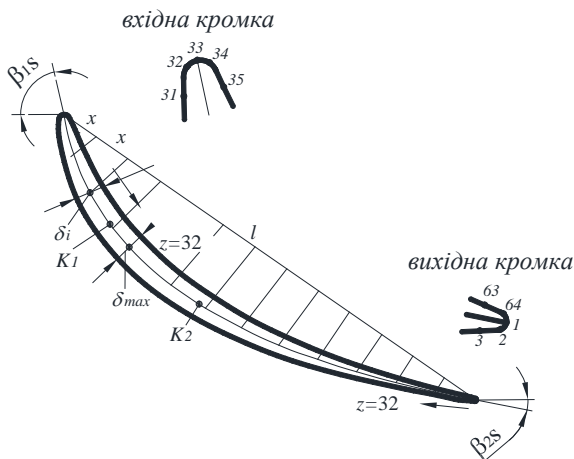


Рис. 3. Побудова профілю кінцевої товщини на конформній діаграмі

- обчислюють масив координат заданої кількості точок ($z = 64$) на лицьовій ($z = 32$) та зворотній ($z = 32$) сторонах профілю на конформній діаграмі для подальшого розрахунку обтікання решіток.

У програмі «Stream» розбиття профілю на 64 точки та підготовка вихідних даних для розрахунку обтікання (прямої задачі) виконуються автоматично.

Розташування скелетів на конформній діаграмі повинно забезпечити плавність лопаті, що слід проконтролювати під час побудови її радіальних і горизонтальних перерізів.

Радіальні перерізи лопаті будуються на меридіональній проекції робочого колеса, дотримуючись вимог конформного відображення при переході з площини на поверхню потоку:

$$\frac{m_i}{n_i} = \frac{R_{ц}}{r_i}, \text{ звідки } n_i = m_i \frac{r_i}{R_{ц}}.$$

Якщо радіальні перерізи недостатньо плавні, необхідно скоригувати форму профілів (їхню кривизну та взаємне розташування) на конформній діаграмі.

Для наближеного врахування впливу кінцевого числа лопатей на кут потоку на виході з робочого колеса побудовані лінії профілів приймаються за лицьову поверхню.

Теоретичний креслення лопаті. Теоретичний креслення лопаті виконаний для остаточного варіанту модифікації робочого колеса. На меридіональній проекції креслення зображуються тильні та лицьові радіальні перерізи, а на плані показані профілі, отримані в результаті перетину лопаті поверхнями току.

Вихідні дані. Додатково задаємося такими даними:

- координати вхідної кромки на меридіональній проекції;
- координати вихідної кромки на меридіональній проекції.

Розрахунок робочого колеса (розв'язок прямої задачі) Проведення чисельного експерименту на ЕОМ дозволяє:

- визначити відносну швидкість $W(S)$ та тиск

$\bar{p}(S)$ на лицьовій і зворотній сторонах профілів решіток спрофільованої лопатевої системи робочого колеса;

- розрахувати профіль, ударні та циркуляційні втрати;

- знайти осереднені параметри потоку в міжлопатеких каналах.

Розрахунок значень відносних швидкостей W і тиску \bar{p} у точках профілю. Відносні швидкості у всіх точках контуру профілю на заданому режимі визначаються за формулою:

$$W_i = W_{1i} \cdot V_{oy} + W_{2i} \cdot V_{1x} + W_{3i} \cdot \Gamma/t + W_{4i} \cdot \omega \cdot r_0,$$

де W_{1i} , W_{2i} , W_{3i} , W_{4i} – відносні швидкості для чотирьох елементарних потоків: поздовжнього безциркуляційного потоку; поперечного безциркуляційного потоку; чисто циркуляційного потоку; витісняючого потоку, спричиненого обертанням решітки;

V_{oy} , V_{1x} – меридіональні швидкості на вході;

Γ – циркуляція навколо профілю;

t – крок решітки у площині $X-Y$;

ω – кутова швидкість;

r_0 – радіус на початку координат.

Для вибору точок вирівнювання швидкостей розроблено спеціальний ітераційний алгоритм, що базується на аналізі характеру епюр швидкості поблизу вихідної кромки.

Для визначення тиску \bar{p}_i в i -й точці використовуємо залежність:

$$\bar{p}_i = \frac{(\omega r_i)^2 - W_i^2}{2g} - \frac{\omega r_0 V_{2x}}{g}.$$

Коефіцієнт тиску \bar{p} обчислюється за припущенням, що $H = 1$ м, $H_s = 1$ м.

Розрахунок профільних втрат у решітках. Профільні втрати енергії пов'язані з втратами тертя на лицьовій і тильній сторонах профілю, опором форми профілю, а також перемішуванням вихрових слідів, що сходять із вихідних кромок профілів, з основним потоком за робочим колесом, і визначаються за формулою:

$$h_{np} = \frac{0,0153}{Re^{1/7}} \frac{1}{gH} W_{2\infty}^2 \left(\frac{W_{2\infty}}{W_k} \right)^{1/5} \frac{L/t_2}{h_2 \sin \beta_{2\infty}} \times \left\{ \left[\int_0^{S_{к.р.}} |\bar{W}|_p^{3,8} h^{7/6} dS \right]^{-6/7} + \left[\int_0^{S_{к.т.}} |\bar{W}|_t^{3,8} h^{7/6} dS \right]^{-6/7} \right\},$$

де $W_{2\infty} = \sqrt{(\omega r_2 - C_{u2})^2 + C_{m2}^2}$ – швидкість у перетині далеко за решіткою;

$$\left. \begin{aligned} C_{u2} &= \frac{r_0}{r_2} \left(V_{1x} - \frac{\Gamma}{t} \right) \\ C_{m2} &= \frac{r_0}{r_2} \frac{V_{0y}}{h_2} \end{aligned} \right\} - \text{складові швидкості на}$$

поверхні потоку в перетині за решіткою;

$$\sin \beta_{2\infty} = \frac{C_{m2}}{W_{2\infty}};$$

$Re = W_{2\infty} L / \nu$ – число Рейнольдса, розраховане для повної довжини L контуру профілю;

$$t_2 = t \cdot r_2 / r_0 \text{ – крок решітки};$$

W_k – відносна швидкість на вихідній кромці профілю в точці вирівнювання швидкостей ($W_o = W_T$);

$\bar{W} = W / W_{2\infty}$ – безрозмірна швидкість у точці профілю, яка розглядається;

$\bar{S}_i = S_i / L$ – безрозмірна координата i -ї точки; індекси «р» і «т» – сторона розрідження і тиску відповідно.

Розрахунок відривних (ударних) втрат енергії на вході в решітку. Обтікання лопатей робочого колеса на нерозрахункових режимах роботи супроводжується місцевим відривом потоку на вхідних кромках лопатей, якщо напрямок потоку на вході суттєво відрізняється від геометричного кута вхідного елемента лопаті. Наявність локальних піків швидкості W на вхідній частині профілю та її різке подальше зменшення (позитивний градієнт тиску) призводить до розширення граничного шару на зворотній/лицьовій стороні профілю (в залежності від величини і знаку кута атаки) і місцевого відриву потоку на лопаті. На вихроутворення в потоці витрачається енергія:

$$h_{уд} = K \frac{\Delta C_{u1}^2}{2gH},$$

де $\Delta C_{u1} = C_{m1}(\text{ctg}\beta_{6.0.} - \text{ctg}\beta_1)$;

C_{m1} – меридіональна швидкість на вході в решітку;

β_1 – фактичний кут натікання (напрямок швидкості W_1 на вході в решітку);

$\beta_{6.0.}$ – кут безударного натікання, при якому мають місце приблизно однакові піки швидкостей на лицьовій та зворотній сторонах вхідної кромки профілю.

Розрахунок циркуляційних втрат за робочим колесом. Осереднена по витратах величина енергії обертання потоку за робочим колесом характеризується циркуляційними втратами в відсмоктуючій трубі:

$$h_{цирк} = \int_{об}^{\text{ступ}} \frac{\bar{C}_u^2 d\psi}{2gH} = \frac{1}{Q} \int_Q \frac{\bar{C}_{u2}^2}{2gH} dQ = \frac{1}{Q} \sum_{i=1}^n \frac{\bar{C}_{u2}^2}{2gH} \Delta Q. \quad (1)$$

Величина $h_{цирк}$ залежить від форми лопатевої системи, кута β_{2cp} потоку на виході з робочого колеса та режиму роботи гідротурбіни.

Методика визначення величини циркуляційних втрат за робочим колесом наступна:

- для кожної решітки заданої лопатевої системи робочого колеса на заданих режимах роботи ($Q'_1 - n'_1$) по розрахунковому значенню осередненої по кроку складової \bar{C}_{u2} на виході з решітки визначають енергію обертання потоку ΔQ , що проходить через елементарну турбіну:

$$\Delta h_{цирк} = \frac{\bar{C}_{u2}^2}{2gH} \Delta Q; \quad (2)$$

- підсумовуючи по розмаху вздовж вихідної кромки лопаті значення $\Delta h_{цирк}$, визначені за формулою (2), та осереднюючи їх по витраті визначають циркуляційні втрати потоку за робочим колесом за формулою (1). Оскільки в відсмоктуючій трубі енергія обертання потоку не перетворюється в енергію тиску, циркуляційні втрати відносять до втрат в відсмоктуючій трубі.

Результати розрахунку лопатевої системи за прямою задачею. При профілюванні робочого колеса були прийняті: $K_1 = 27,5 \%$; $K_2 = 50 \%$ і кут охоплення лопаті $\chi = 40^\circ$. Результати розрахунку представлені в табл. 2.

Таблиця 2 – Результати розрахунку лопатевої системи

Профіль	$h_{пр}, \%$	$h_{уд}, \%$	$h_{цирк}, \%$	$\Sigma h, \%$	$(V_{ur})_2, \text{ м}^2/\text{с}$
1	0,344	0,0	7,272	7,616	0,429
2	0,337	0,0	4,895	5,232	0,305
3	0,369	0,0	2,451	2,820	0,177
4	0,434	0,0	1,091	1,525	0,094
5	0,479	0,0	0,669	1,148	0,065

Модифікації лопатевої системи робочого колеса. Використовуючи можливості пакету програм «Stream» виконаємо кілька модифікацій. Профілювання почнемо з периферійного профілю, оскільки він найбільш навантажений. Для цього будемо варіювати:

- положенням величини K_1 , яка визначає розташування максимальної товщини на профілі;
- положенням величини K_2 , яка визначає розташування максимальної кривизни на профілі;
- кутом охоплення χ лопаті;
- частковою зміною кута β_2 на вихідній кромці.

Положення точки максимальної товщини K_1 відносно середньої лінії профілю. Максимальна товщина профілю у тихохідних робочих колесах зазвичай знаходиться на відстані приблизно 25–30 % від довжини від вхідної кромки.

Розрахуємо втрати для периферійного профілю з $K_1 = 25 \%$, 30% і 35% довжини від вхідної кромки при $K_2 = 50 \%$ і кутом охоплення лопаті $\chi = 40^\circ$. Втрати представлені в табл. 3.

Таблиця 3 – Втрати на периферійному профілі

$K_1, \%$	$h_{пр}, \%$	$h_{уд}, \%$	$h_{цирк}, \%$	$\Sigma h, \%$	$(V_{ur})_2, \text{ м}^2/\text{с}$
25	0,343	0,0	7,388	7,731	0,432
30	0,344	0,0	7,154	7,499	0,425
35	0,347	0,001	6,891	7,239	0,417

Сумарні втрати зменшуються, але несуттєво тому, прийнявши остаточно $K_1 = 35 \%$ продовжуємо модифікацію лопатевої системи.

Положення точки максимальної кривизни K_2 відносно середньої лінії профілю. Розглянемо, як змінюються втрати з зміною кривизни профілю. Проведемо розрахунок для $K_2 = 50, 60, 70, 80, 90 \%$.

На рис. 4 показаний периферійний профіль з $K_2 = 50\%$ і 90% . Результати розрахунків наведені в табл. 4.

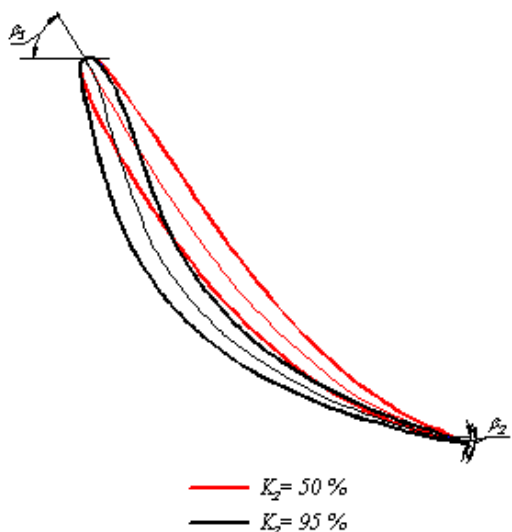


Рис. 4. Периферійний профіль з різним положенням максимальної кривизни K_2

Таблиця 4 – Втрати на периферійному профілі при різних K_2

$K_2, \%$	$h_{np}, \%$	$h_{уд}, \%$	$h_{цирк}, \%$	$\Sigma h, \%$	$(V_{it}r)_2, \text{м}^2/\text{с}$
50	0,344	0,0	7,154	7,499	0,425
60	0,364	0,0	5,938	6,902	0,387
70	0,392	0,0	4,882	5,274	0,351
80	0,429	0,0	3,949	4,379	0,316
90	0,474	0,0	3,110	3,584	0,280

Аналізуючи дані табл. 4, бачимо, що з переміщенням максимальної кривизни профілю до вихідної кромки різко зменшуються циркуляційні втрати з 7,499 до 3,584% і незначно збільшуються профільні втрати з 0,344 до 0,474%. Проте, одночасно, сумарні втрати на периферійному профілі залишаються досить великими. Остаточню приймаємо $K_2 = 90\%$.

Зміна кута охоплення лопаті. За профілем залишається значна позитивна закрутка потоку, тобто не вистачає довжини профілю для спрацювання закрутки, збільшимо кут охоплення лопаті.

Кут охоплення лопаті впливає на розміри лопаті, а також на перекриття лопатевих каналів. Отже, для забезпечення довгих лопатевих каналів і покращення кавітаційних характеристик турбіни рекомендують збільшення кута охоплення $\chi = 65\text{--}90^\circ$ і більше [1–3]. Це особливо важливо для забезпечення необхідних значень кавітаційного коефіцієнта $\sigma_{кр}$ високонапірних радіально-осьових гідротурбін.

Визначимо втрати на периферійному профілі при $\chi = 40, 50, 60$ та 70° .

В табл. 5 наведені втрати для різних кутів охоплення лопаті χ . На рис. 5 видно, що з збільшенням кута охоплення лопаті збільшуються профільні втрати і зменшуються циркуляційні. При $\chi = 64^\circ$ вони вирівнюються, а при більшому збільшенні кута різко зростають. Сумарні втрати (рис. 6) в районі кута $\chi = 63\text{--}70^\circ$ приблизно однакові. Тому приймаємо оптимальний кут $\chi = 65^\circ$.

Таблиця 5 – Втрати на периферійному профілі при різних кутах охоплення χ

$\chi, ^\circ$	$h_{np}, \%$	$h_{уд}, \%$	$h_{цирк}, \%$	$\Sigma h, \%$	$(V_{it}r)_2, \text{м}^2/\text{с}$
40	0,500	0,0	2,737	3,232	0,263
50	0,652	0,0	1,74	2,396	0,210
60	0,897	0,005	1,035	1,937	0,162
70	1,279	0,056	0,509	1,843	0,113

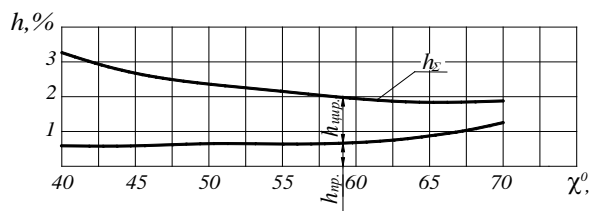


Рис. 5. Втрати на периферійному профілі при різних кутах охоплення лопаті χ

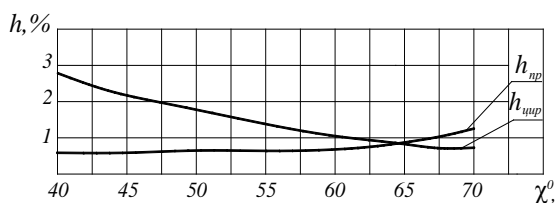


Рис. 6. Зміна профільних та циркуляційних втрат на периферійному профілі

Зменшення кута β_2 вздовж вихідної кромки лопаті. Для зменшення втрат на периферійному профілі та двох прилеглих до нього профілях, змінимо кут β_2 як показано на рис. 7.

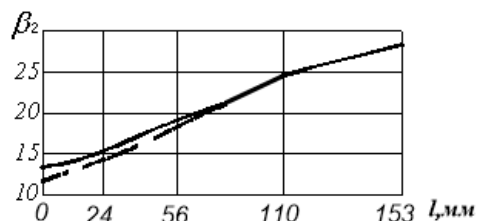


Рис. 7. Кут β_2 на вихідній кромці лопаті, суцільною лінією позначені вихідні кути β_2 ; пунктиром – змінений кут β_2

На периферійному профілі (1) кут β_2 зменшимо на $1,5^\circ$; на 2-му профілі – на 1° , а на середньому (3) – на $0,5^\circ$. Таке зменшення кутів на вихідній кромці призведе до незначного зменшення витрати, приблизно на 3–4 л/с.

Результати розрахунку наведені в табл. 6.

Таблиця 6 – Результати розрахунку лопатеві системи з зміненими β_2

Профіль	$h_{np}, \%$	$h_{уд}, \%$	$h_{цирк}, \%$	$\Sigma h, \%$	$(V_{it}r)_2, \text{м}^2/\text{с}$	$-p$
1	1,152	0,018	0,31	1,480	0,088	0,040
2	0,865	0,001	0,199	1,066	0,062	0,038
3	0,743	0,0	0,047	0,79	0,024	0,036
4	0,719	0,003	0,006	0,727	0,007	0,036
5	0,753	0,011	0,001	0,766	-0,002	0,040

Остаточна модифікація має втрати, представлені в табл. 6, які навіть на найнавантаженому профілі

менші базового варіанту (див. табл. 2), що призведе до значного збільшення ККД лопатевої системи.

Висновки. У роботі було виконано проектування та дослідження модифікації лопатевої системи робочого колеса високонапірної гідротурбіни типу PO 500.

Була проведена багатоваріантна модифікація лопаті – змінювали такі параметри: максимальну товщину профіля; його кривизну; кут охоплення; геометричні кути на вихідній кромці.

Завдяки поетапній модифікації досягнуто значне зниження втрат від 7,616 % на найавантаженішому профілі лопаті до 1,48 %, що призведе до значного збільшення ККД.

Список літератури

1. Barlit V. V., Krishnamachar P., Adarsh S., Gehlot V. K. *Hydraulic Turbines*. Bhopal: MANIT Publ., 2010. 364 p.
2. 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.
3. Тиньянова І. І., Дранковський В. Е., Тиньянов О. Д., Савенков Д. А. Погодження елементів проточної частини високоефективної оборотної гідромашини. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2024. No. 1. P. 39–43.
4. Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., Tynyanova I., Makarov V. Using mathematical modeling for determination of 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.
5. Myronov K., Dmytriienko 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.
6. Jošt D., Škerlavaj A., Morgut M., Mežnar P., Nobile E. Numerical simulation of flow in a high head Francis turbine with prediction of efficiency, rotor stator interaction and vortex structures in the draft tube. *Journal of Physics: Conference Series*. 2015. Vol. 579.
7. Goyal R., Trivedi C., Gandhi B. K., Cervantes M. J. Numerical Simulation and Validation of a High Head Model Francis Turbine at Part Load Operating Condition. *Journal of The Institution of Engineers (India): Series C*. 2018. Vol. 99, issue 5. P. 557–570.
8. Daneshkakh K., Zangeneh M. Parametric design of a Francis turbine runner by means of a three-dimensional inverse design method. *25-th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery Systems. Vol. 12*. 2010.
9. Chung T. J. *Computational fluid dynamics*. Cambridge: Cambridge university press, 2002. 1012 p.
10. Sun L., Liu L., Xu Z., Guo P. Numerical investigation of no-load startup in a high-head Francis turbine: Insights into flow instabilities and energy dissipation. *Physics of Fluids*. 2024. Vol. 36, issue 3. P. 035142. doi: 10.1063/5.0196034
11. Миронов К. А., Дмитрієнко О. В., Соколов Д. О. Проектування високонапірних робочих коліс радіально-осьових гідротурбін. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2024. No. 1. P. 20–27. doi: 10.20998/2411-3441.2024.1.03
12. Крупа Є. С., Дмитрієнко О. В., Тиньянова І. І., Недовсєсов В. О. Прогнозування енергетичних характеристик високонапірної

радіально-осьової гідротурбіни з використанням програмного комплексу CFD. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2020. No. 1. P. 102–110. doi: 10.20998/2411-3441.2020.1.14

References (transliterated)

1. Barlit V. V., Krishnamachar P., Adarsh S., Gehlot V. K. *Hydraulic Turbines*. Bhopal, MANIT Publ., 2010. 364 p.
2. Drankovskyy V. E., Myronov K. A., Tyn'yanova I. I., Ryezva 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.
3. Tyn'yanova I. I., Drankovskyy V. E., Tyn'yanov O. D., Savenkov D. A. Pohodzhennya elementiv protochnoyi chastyny vysokoeffektyvnoyi oborotnoyi hidromashyny [Adjustment of the elements of the flow part of the high-efficiency of pump-turbine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2024, no. 1, pp. 39–43.
4. Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., Tynyanova I., Makarov V. Using mathematical modeling for determination of 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.
5. Myronov K., Dmytriienko 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.
6. Jošt D., Škerlavaj A., Morgut M., Mežnar P., Nobile E. Numerical simulation of flow in a high head Francis turbine with prediction of efficiency, rotor stator interaction and vortex structures in the draft tube. *Journal of Physics: Conference Series*. 2015, vol. 579.
7. Goyal R., Trivedi C., Gandhi B. K., Cervantes M. J. Numerical Simulation and Validation of a High Head Model Francis Turbine at Part Load Operating Condition. *Journal of The Institution of Engineers (India): Series C*. 2018, vol. 99, issue 5, pp. 557–570.
8. Daneshkakh K., Zangeneh M. Parametric design of a Francis turbine runner by means of a three-dimensional inverse design method. *25-th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery Systems. Vol. 12*. 2010.
9. Chung T. J. *Computational fluid dynamics*. Cambridge, Cambridge university press Publ., 2002. 1012 p.
10. Sun L., Liu L., Xu Z., Guo P. Numerical investigation of no-load startup in a high-head Francis turbine: Insights into flow instabilities and energy dissipation. *Physics of Fluids*. 2024, vol. 36, issue 3, p. 035142. doi: 10.1063/5.0196034
11. Myronov K. A., Dmytriienko O. V., Sokolkov D. O. Proyektuvannya vysokonapirnykh robochykh kolis radial'no-os'ovykh hidroturbin [Design of high head runners of francis turbines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2024, no. 1, pp. 20–27. doi: 10.20998/2411-3441.2024.1.03
12. Krupa Ye. S., Dmytriienko O. V., Tyn'yanova I. I., Nedovyesov V. O. Prohnozuvannya enerhetychnykh kharakterystyk vysokonapirnoyi radial'no-os'ovoyi hidroturbiny z vykorystannym prohrannoho kompleksu CFD [Forecasting the energy characteristics of a high-pressure radial-axial hydroturbine using the CFD software complex]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2020, no. 1, pp. 102–110. doi: 10.20998/2411-3441.2020.1.14

Надійшла (received) 10.12.2024

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 (Dmytriienko 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

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