УДК 621.224 **doi: 10.20998/2411-3441.2025.1.03**

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

КОМПЛЕКСНА ОЦІНКА ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТИПУ ВИСОКОНАПІРНОЇ ГІДРОТУРБІНИ

Гідравлічні 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, гідравлічний 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 гідравлічні 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 гідравлічних 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.

K. MYRONOV, O. DMYTRIIENKO, 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 гідравлічну 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 гідравлічну 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 гідравлічних 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].

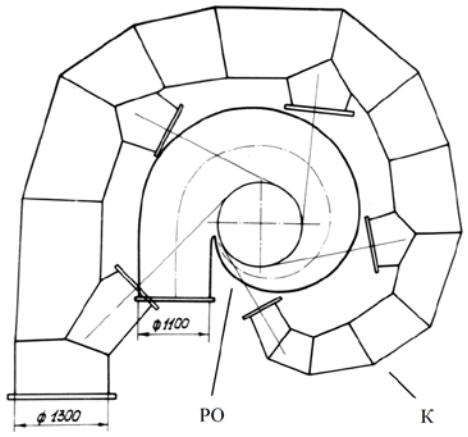

Рис. 1. Порівняння габаритів у плані К та РО ГТ

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 гідроагрегаті 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 широку зону ККД як за наведеними витратами, так і за швидкістю обертання. У РО ГТ максимальні значення наведених витрат і швидкостей обертання менше, ніж у поворотнолопатевих 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 поворотнолопатеві 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.

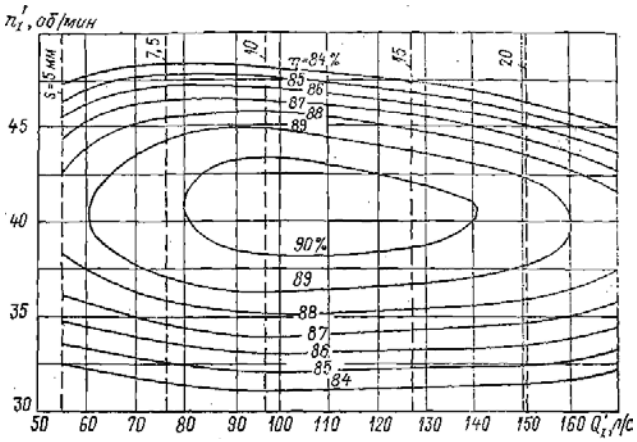

Рис. 2. Універсальна характеристика К ГТ

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).

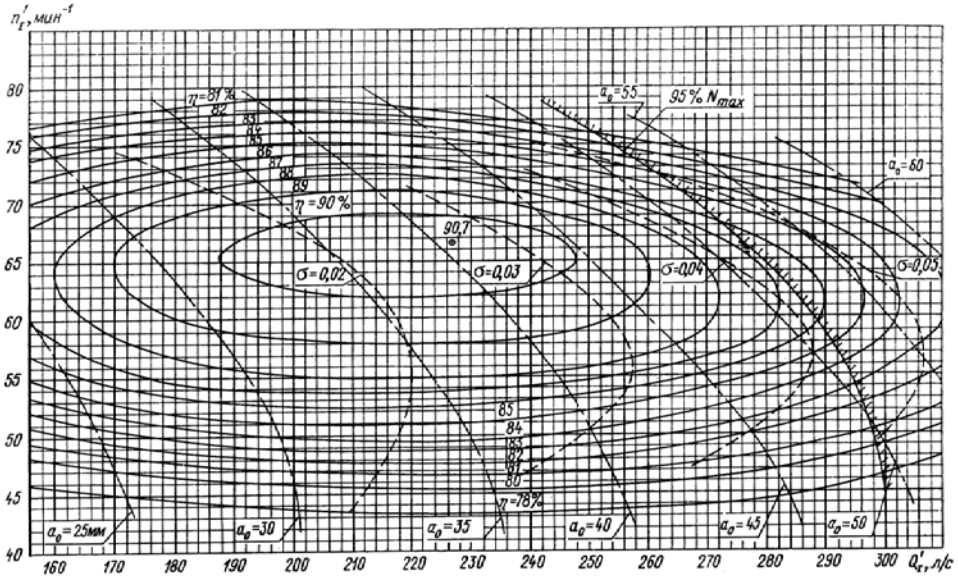

Рис. 3. Універсальна характеристика РО ГТ

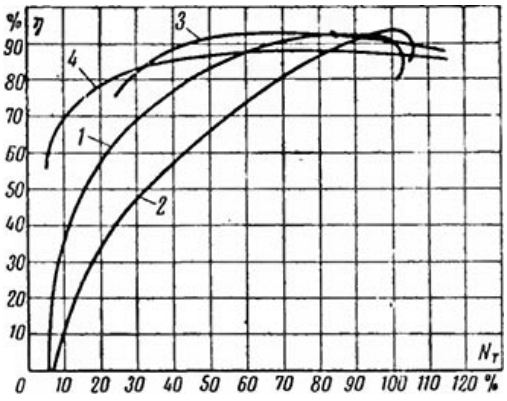

Рис. 4. Робочі характеристики ГТ різних типів:
1 – РО ГТ; 2 – пропелерна ГТ; 3 – поворотнолопатева ГТ;
4 – К ГТ

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 $n_{РО}/n_к$ 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.

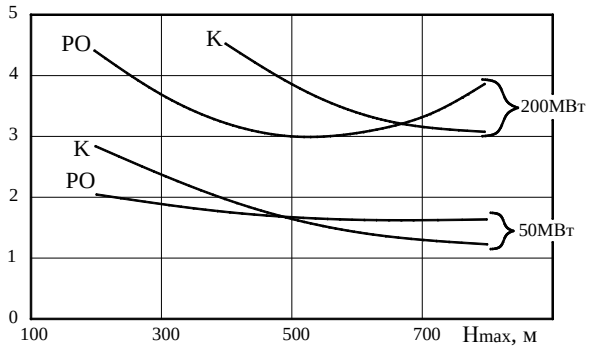

Рис. 5. Порівняння відносних витрат для РО та К ГТ

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 спроєктована 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 багато 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 втоми, викликаної 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 швидке 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 проєктування 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 спроєктованої 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. Khechekhouche 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., 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.
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.

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
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. Khechekhouche 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., 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.
15. Drankovs'kyy V. E., Myronov K. A., Tyn'yanova I. I., Ryezva K. S., Krupa Ye. S., Kukhtenkov Yu. M. *Matematychne modelyuvannya robochoho protsesu hidromashyn: monohrafiya* [Mathematical modelling of the hydraulic machine workflow]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022. 406 p.
16. Myronov K. A., Dmytriyenko O. V., Myronov V. K. Vplyv heometrychnykh parametriv robochoho kolesa na enerhetychni pokaznyky radial'no-os'ovoyi hidroturbiny [Influence of geometrical parameters the runner on energy performance a fransic 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) 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 (***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: olha.dmytriienko@khpi.edu.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: sofiia.devetiarova@mit.khpi.edu.ua