

УДК 621.224

К. А. МИРОНОВ, Ю. Ю. ОЛЕКСЕНКО**ВИЗНАЧЕННЯ ТА АНАЛІЗ ВПЛИВУ РОЗРАХУНКОВИХ ПАРАМЕТРІВ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РАДІАЛЬНО-ОСЬОВИХ ГІДРОТУРБІН**

Надається огляд зарубіжних досвідів, щодо спостереження та аналізу впливу різних параметрів на ефективність роботи гідротурбіни. Радіально-осьові гідротурбіни застосовуються для широкого діапазону змін напору та певних значень швидкості. Конструкція робочого колеса є найбільш складним елементом при проектуванні гідротурбіни. Існує декілька важливих параметрів, які визначають енергетичні та кавітаційні характеристики робочого колеса. Обчислюються, аналізуються та порівнюються поля швидкостей та кути потоку, втрати напору, розподіл тиску та кавітаційні характеристики. Надаються рекомендації щодо допомоги конструкторам при проектуванні, або модернізації радіально-осьових гідротурбін, підсумовується загальний вплив розрахункових параметрів на ефективність гідротурбіни.

Ключові слова: CFD, гідротурбіна, робоче колесо, лопать, маточина, обід, сітка.

Приводится обзор статей зарубежных авторов, в которых анализируется влияние различных параметров на эффективность работы гидротурбины. В зависимости от диапазона изменения напоров применяются различные конструкции радиально-осевых гидротурбин. Рабочего колеса является наиболее сложным элементом при проектировании гидротурбины. Существует ряд важных параметров, который определяет энергетические и кавитационные характеристики рабочего колеса. Вычисляются, анализируются и сравниваются поля скоростей и углы потока, потери напора, распределение давления и кавитационные характеристики. Даются рекомендации для помощи конструкторам при проектировании или модернизации радиально-осевых гидротурбин.

Ключевые слова: CFD, гидротурбина, рабочее колесо, лопасть, ступица, обод, сетка.

The design of the runner is the most difficult part of the process of designing turbines. There are several important parameters that determine the performance and cavitation characteristics of the runner. All of these geometrical parameters need to be optimized to ensure that the head, flow rate and power requirements of the system are met. The flow behavior and flow angles, head loss, pressure distribution and cavitation characteristics are calculated, analyzed and compared. To help hydraulic designers in the modernization of Francis turbine, the overall effect of the design parameters on turbine productivity is summarized and empirical formulas for operational characteristics are obtained.

Keywords: CFD, hydroturbine, runners, blade, hub, shroud, mesh.

Вступ. Існує зростаючий попит на відновлювані джерела енергії для сталого розвитку при вирішенні майбутньої енергетичної кризи. Стала високою необхідність використання відновлюваної енергії як однієї з чистих і стійких природних енергетичних ресурсів. Радіально-осьові (РО) гідротурбіни застосовуються для широкого діапазону напору та певних значень швидкості. Широкий діапазон застосування та переважно проста конструкція робить РО гідротурбіни більш вигідними, ніж інші гідралічні турбіни. Як ключовий компонент продуктивності РО гідротурбіни виступає робоче колесо (РК). При успішній розробці лопатевої системи РК за допомогою сучасних методів проектування можна підвищити ефективність усієї турбіни.

Конструкція РК є найбільш складною частиною процесу проектування турбін. Кілька параметрів визначають характеристики ефективності та кавітації РК: кут атаки β_f , кут потоку α , геометричний кут β лопаті, вхідний та вихідний діаметри РК і висота лопаті. Всі ці геометричні параметри повинні бути оптимізовані, щоб забезпечити відповідність вимогам напору турбіни, витраті та потужності системи. Інженер, який проектує, повинен витратити час для оптимізації цих параметрів і мати досвід у проведенні багатоступеневого процесу проектування. У цій статті розглянуті параметри турбін, які впливають на експлуатаційні та кавітаційні характеристики проєктованих турбін. Крім того, турбіни спеціально розробляються відповідно до властивостей гідроелектростанцій; це робить процес проектування ще більш складним, оскільки швидкість обертання, геометрія РК, напір та швидкість потоку змінюються

для кожної турбіни.

1. Огляд зарубіжних дослідів. Візьмемо до уваги методи проектування, які вивчали зарубіжні вчені за останні роки, в яких наводиться аналіз впливу різних параметрів на ефективність РО гідротурбіни [1].

Найважливішим компонентом РО турбін є РК, яке характеризується енергетичними та кавітаційними показниками. Обчислювальна гідродинаміка (CFD) стала ефективним інструментом для аналізу потоку рідини протягом останніх десятиліть, особливо в турбомашині будівництві [2]. Конструкцію РК можна значно покращити, використовуючи експериментальні та CFD методи [3].

Існує декілька конструктивних параметрів РК, які, впливають на форму лопаті та роботу турбіни, а дослідники зацікавлені в розумінні загальних наслідків конструктивних параметрів, які застосовуються для всіх РО РК [4].

Вивчався вплив кута нахилу на кавітацію та навантаження лопаті; область низького тиску на стороні розрідження лопаті ігнорується в своїй конструкції, а РК без кавітації виходить з оптимальним кутом нахилу [3]. Вчені досліджували вплив швидкості обертання на ефективність, потужність та витрату турбін [5]. Визначено, що витрата потоку є спадною функцією швидкості обертання для тихохідних турбін (РО гідротурбін) і для швидкохідних (осьових гідротурбін), тоді як швидкість потоку була збільшена зі збільшенням швидкості обертання.

Процес проектування швидкохідних турбін з використанням CFD представлений в працях

Обровського та інших, де вони використовують метод автоматичної оптимізації конструкції РК, для того щоб спостерігати вплив різних параметрів РК на експлуатаційні та кавітаційні характеристики гідравлічних турбін [6].

Виконувались віртуальні модельні випробування РО турбіни. Для турбін типу РО був розроблений метод високоточного прогнозування, і був обчислений суцільний потік для зменшення чисельних помилок. Моделювались та випробовувались РО турбіни з трьома різними швидкостями, а модельні випробування проводились на тестовій установці в гідравлічній дослідницькій лабораторії. Порівняння їх результатів підтвердило, що критичний коефіцієнт кавітації можна передбачити з високою точністю [7].

Провели чисельний аналіз кавітаційного турбулентного потоку високонапірної РО гідротурбіни при роботі з частковим навантаженням. Обчислювальна сітка, яка складається з 8 мільйонів елементів, була сформована за допомогою *ICEM CFD* для спіральної камери (СК), колон статору, направляючого апарату (НА), РК та відсмоктуючої труби (ВТ). Аналіз проводився з використанням $k-\omega$ моделі турбулентності переносу зсувних напружень у *OpenFOAM*. На думку авторів, важливо спостерігати об'ємну частку водяної пари в кавітаційному потоці [8]. Тенденції кавітаційного потоку в РК та ВТ добре узгоджуються з емпіричними результатами для турбіни.

Виконували 3D нестационарне багатозафазне моделювання потоку для всієї РО турбіни. Вони

зосереджувались на прогнозуванні коливань тиску по відношенню до СК, НА та РК. Флуктуації тиску були проаналізовані за допомогою швидкого перетворення Фур'є (FFT) і викликані діапазоном амплітуди [9]. Результати експерименту підтверджуються обчислюваннями та аналізують зв'язок між флуктуаціями тиску та надходженням повітря. Було встановлено, що домінуюча частота визначається частотою РК, геометрією РК та ВТ.

Виразували тривимірний турбулентний потік в РО гідротурбінах за допомогою методу великих вихрів (LES) [10]. Вони використовували неструктуровану сітку для СК та РК, тоді як структуровані сітки використовувалися для інших компонентів. Моделі LES відтворюють ефективність краще, ніж моделі RANS, відповідно до їхніх висновків. Вони також виявили, що кавітація відбувається на стороні розрідження лопаті при умовах часткового навантаження.

На процес проектування РК, через складність його геометрії, впливає кілька параметрів, а також тривимірний обертальний характер потоку. Найбільш важливими параметрами є швидкість обертання турбіни n , висота НА b_0 , діаметри входу та виходу РК D_1 і D_2 , кут потоку α , геометричний кут лопаті β та кут атаки β_f (рис. 1). Ці параметри модифікуються для забезпечення максимального збільшення потужності, ефективності та гідродинамічних характеристик системи. Було проведено параметричне дослідження для визначення впливу конструктивних параметрів на продуктивність.

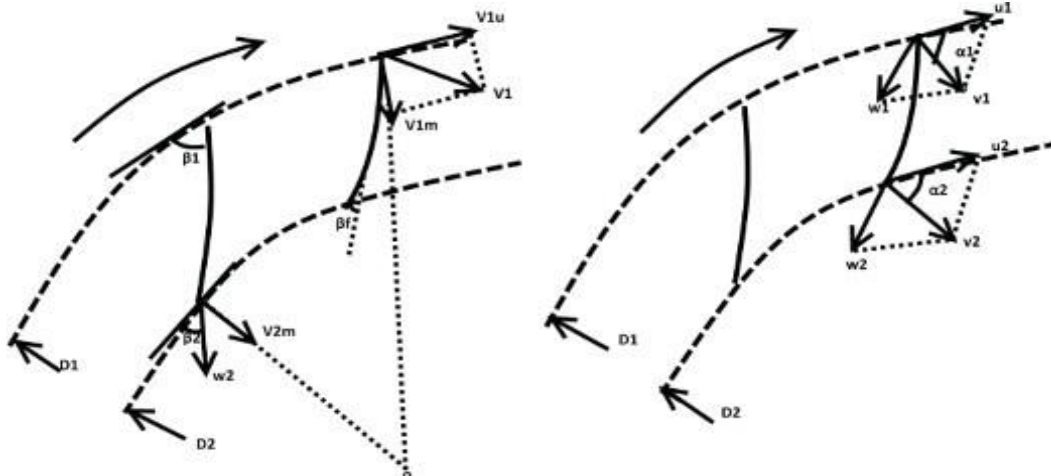


Рис. 1 – Радіально-осьовий потік в РК турбіни

2. Кінематика в РО гідротурбінах. Обертальний момент на валу дорівнює зміні кутового моменту потоку води. Формула 1 отримується за допомогою рівняння кутового моменту для входу та виходу з РК. Сума моментів зовнішніх сил навколо осі обертання полягає в наступному:

$$\rho Q(V_{2u}r_2 - V_{1u}r_1) = \Sigma M_0 \quad (1)$$

На рис. 2 представлені швидкості на вхідній та вихідній кромках лопаті РК. Крутний момент утворюється тільки тоді, коли лопаті РК викликають

циркуляцію у роторі. Згенерована потужність може бути розрахована за допомогою рівняння моменту та кутової швидкості РК:

$$N = M\omega = \rho g H Q \eta \quad (2)$$

де H – напір турбіни;

η – гідравлічний коефіцієнт корисної дії (ККД).

Основне енергетичне рівняння турбін (рівняння Ейлера) отримується підстановкою M у формулу 2:

$$H\eta = \frac{1}{g}(u_1V_1 \cos \alpha_1 - u_2V_2 \cos \alpha_2) \quad (3)$$

Формулу 3 можна записати, використовуючи вираз для циркуляції:

$$H\eta = \frac{\omega}{2\pi g} (\Gamma_1 - \Gamma_2) \quad (4)$$

Гідравлічна енергія пов'язана з механічною енергією, яка поглинається РК, як показано у формулі 3. Кути, при яких вода надходить і відводиться з РК, також є важливими параметрами, які впливають на гідравлічні характеристики. Положення лопатки НА визначає кут входу води у РК; тому кут відкриття НА також є основним параметром. Зміна кута повороту лопатки НА змінює ККД.

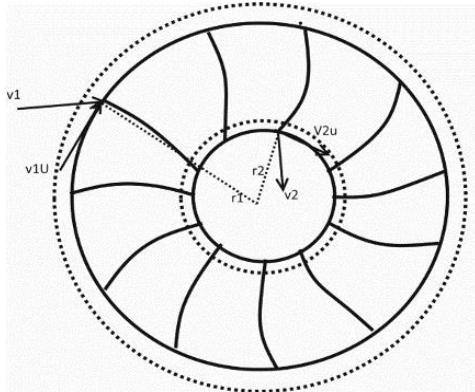


Рис. 2 – Швидкості на кромках РК

Витрата Q , швидкість обертання n та напір H є заданими робочими умовами турбіни. Можна визначити компоненти паралелограму швидкостей, використовуючи ці відомі параметри та геометричні розміри РК (рис. 1). На рис. 1, D_{1d} є відстанню до вхідної кромки лопаті, а D_{2d} – відстанню до вихідної кромки лопаті.

Швидкість переносу виражається в такий спосіб:

$$u = \frac{\pi D n}{60} \quad (5)$$

де n – швидкість обертання;

D – відстань до вхідної чи вихідної кромки лопаті.

Меридіональну складову V_m можна розрахувати, використовуючи рівняння нерозривності, і визначити як:

$$V_m = \frac{Q}{\pi D_{1or2} b_0} \quad (6)$$

де b_0 – висота вхідного отвору РК.

Окружна складова V_{1u} розраховується з умови постійної циркуляції і дорівнює:

$$V_{1u} = V_{0u} \frac{D_{02}}{D_{1d}} \quad (7)$$

Нарешті, V_1 та V_2 можна знайти шляхом розрахунку меридіональної та окружної складових наступним чином:

$$V_i = \sqrt{V_{im}^2 + V_{iu}^2} \quad (8)$$

3. Властивості спроектованих турбін та методологія проектування. Важливими факторами, що впливають на точність прогнозованих гідравлічних характеристик, є чисельні методи моделювання та параметри, такі як числова схема, якість обчислювальної сітки, граничні умови та відповідна модель турбулентності. В середньому для однієї лопаті використовується 1 мільйон елементів сітки, і 15 мільйонів елементів сітки для повноцінного моделювання РК. Приблизно 22 мільйони елементів використовуються для повного аналізу турбіни, використовуючи обчислювальний кластер [11].

При повному аналізі турбіни, колони статора, НА і РК обтягують сіткою $H/J/C/L$ з використанням модуля *ANSYS TurboGrid*, а для СК та ВТ будують шестигранну сітку. В якості граничних умов використовуються масова витрата на вході та тиск на виході, а для аналізу РК використовуються граничні умови: тиск на вході та масова витрата на виході.

Моделі турбулентності використовуються при вирішенні обчислювальних рівнянь. Нижче наводяться обчислювальні рівняння для в'язкого потоку ньютонівської рідини. Нестискуване рівняння Нав'є-Стокса моделюються за допомогою k - ϵ моделі турбулентності [11]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (9)$$

$$\frac{D(u_i)}{Dt} = \frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} + F_i \quad (10)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{1}{2} u_i u_j \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j \left(h + \frac{1}{2} u_i u_j \right) \right] = -\frac{\partial}{\partial x_j} (u_i t_{ij}) + \frac{\partial q_j}{\partial x_j} \quad (11)$$

Таким чином отримуємо результати для моделей турбулентності k - ϵ , k - ω та ренормалізаційної групи k - ϵ . Подібна тенденція отримана з усіма моделями турбулентності, перевіреними за кількісними та якісними результатами. Була обрана модель турбулентності k - ϵ , що враховує витрати часу. Оскільки в цих типах задач не переважають пограничні шари, модель k - ω демонструє подібну поведінку потоку як у моделі турбулентності k - ϵ .

Для повномасштабного системного аналізу використовується модель з множинним кодом (MFR) з п'ятьма компонентами [12]. РК прикріплене до НА і ВТ через інтерфейс «замороженого» ротору. Розроблено математичні моделі для спостереження взаємодії ротора зі статором. Модель MFR є наближеною до стаціонарного стану. У підході «замороженого» ротора рух рухомих частин заморожується у певному положенні і спостерігається миттєве поле потоку з ротором у заданому положенні [13].

4. Результати.

4.1. Ефект від нахилу кута на роботу РК. Кут нахилу визначається як нахил лопаті, а саме, рівень зсуву маточини або ободу від початкової позиції. Кут нахилу є одним з найважливіших параметрів для регулювання балансу тиску в РК.

4.1.1. Відхилення від рівня маточини. По мірі того як лінійний нахил встановлюється на лопаті, коли рівень обода зберігається постійним, лопать скручується біля маточини в напрямку обертання та у зворотну сторону від напрямку обертання. Як виявлено, ефективність та потужність збільшуються, оскільки нахил зменшується у напрямку обертання. Коли лопать нахилється у зворотну сторону від напрямку обертання, вода потрапляє на сторону розрідження лопаті; коли лопать нахилється у напрямку обертання, вода потрапляє в бік тиску лопаті РК.

Хоча значення ефективності та потужності вище в тих випадках, коли нахил у зворотну сторону від напрямку обертання, збільшується можливість впливу кавітації на вхідну кромку лопаті.

У вихідному виконанні зона негативного тиску спостерігається на стороні розрідження вхідної кромки. Ця зона негативного тиску розширюється і робить лопать схильною до пошкоджень кавітацією, коли нахил у зворотну сторону від напрямку обертання. Навпаки, ця зона зменшується, коли нахил у напрямку обертання.

4.1.2. Відхилення від рівня обода. Виходячи з результатів впливу кута нахилу на роботу РК, поведінку потоку та розподіл тиску, зроблені наступні висновки:

- Якщо існує зона негативного тиску, яка призводить до зменшення виробленої потужності та ефективності, введення відступів від маточини у напрямку обертання може призвести до збільшення продуктивності.

- При наявності негативного градієнта тиску в шарі обода, визначення обертання в шарі обода, незалежно від напрямку обертання, є достатнім рішенням.

- Кут атаки може бути заданий шляхом визначення кута нахилу.

- Незважаючи на те, що нахил від рівня маточини та нахил від рівня обода може забезпечити таку ж геометричну структуру лопаті, результуюча потужність та ефективність різняться.

4.2. Вплив кута атаки на характеристики РК. Кут атаки лопаті є одним з параметрів, який має важливе значення для визначення геометрії лопаті РК. Напрямок лопатей РК в даній точці визначається кутом лопаті β , який являє собою кут між профілем лопаті та дотичною окружності, що узятя з центру РК.

При зменшенні кута β збільшується довжина лопаті, а профіль лопаті зменшується; навпаки, при збільшенні кута лопаті довжина лопаті зменшується, а профіль лопаті розширюється.

Виявлено, що критичний кут β вхідної кромки, який контролює вироблену потужність та напір, унікальний для всіх турбін. При низьких кутах β втрати на тертя зростають через довжину лопаті.

Вплив кута β вхідної кромки на роботу РК виглядає наступним чином:

- Кут β вхідної кромки впливає на вироблену потужність, а не на кавітаційні властивості турбіни. Кожна з турбін має унікальний критичний кут β вхідної кромки. Вироблена потужність збільшується до цього

критичного значення, після чого вона починає зменшуватися.

- Зміни кута β вхідної кромки змінюють геометрію лопаті. Зростають втрати на тертя при більш високих кутах β . З іншого боку, потік стає більш однорідним, коли звужується профіль лопаті. Отже, існує баланс між довжиною лопаті та товщиною профілю, що забезпечує баланс між втратами напору та структурою потоку для критичного кута β .

Висновки. Якщо існує зона негативного тиску, яка призводить до зменшення виробленої потужності та ККД, введення відступів від маточини у напрямку обертання може призвести до збільшення продуктивності.

- Незважаючи на те, що нахил від рівня маточини та нахил від рівня обода може забезпечити таку ж геометричну структуру лопаті, результуюча потужність та ефективність різняться.

- Кут β вхідної кромки впливає на вироблену потужність, а не на кавітаційні характеристики турбіни. Кожна з турбін має унікальний критичний кут β вхідної кромки. Згенерована потужність збільшується до цього критичного значення, після чого вона починає зменшуватися.

- Значення кута β вхідної кромки можуть бути налаштовані для контролювання виробленої потужності з незначною зміною показників ефективності та кавітації після досягнення необхідних кавітаційних характеристик та значень ККД.

- Існує емпіричний зв'язок між швидкістю потоку та швидкістю обертання, і відповідно до отриманої кореляції швидкість потоку зменшується з більш високою швидкістю обертання.

- Хоча згідно з теоретичними рівняннями максимальна потужність досягається, коли кут α на виході становить близько 90° , але на практиці було встановлено, що необхідна невелика завихренність на виході з РК та вході у ВТ, яка підвищує продуктивність і, як наслідок, вироблену потужність.

CFD є потужним інструментом для оцінки поведінки потоку в гідравлічних турбінах, і цей інструмент широко використовується в подібних дослідженнях для модернізації турбін.

Список літератури

1. Миронов К. А. Применение CFD при проектировании элементов проточной части гидротурбин / К. А. Миронов, Ю. Ю. Олексенко // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. – № 20(1192). – P. 116–121.
2. Ayli E. CFD analysis of 3D flow for 1.4 MW Francis turbine and model turbine manufacturing / E. Ayli, A. Kaplan, H. Cetinturk [et al.]. // ASME 2015 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference.
3. Daneshkhal K. Parametric design of a Francis turbine runner by means of a three-dimensional inverse design method / K. Daneshkhal, M. Zangeneh // 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery Systems, Vol. 12, 2010.
4. Anup K. C. Transient numerical analysis of rotor–stator interaction in a Francis turbine / K. C. Anup, B. Thapa, Y. Lee // Renewable Energy, Vol. 65, 2014. – P. 227–235.
5. Farell C. Hydromechanics of variable speed turbines (Project Report No 225) / C. Farell, J. Arroyave, N. Cruz [et al.]. // University of

- Minnesota St. Anthony Falls Hydraulic Laboratory, Department of Natural Resources, 1993.
6. *Obrovsky J.* Development of high specific speed Francis turbine for low head HPP / *J. Obrovsky, H. Krausowa, J. Spidla [et al.]*. // *Engineering Mechanics*, Vol. 20(2), 2013. – P. 139–148.
 7. *Kurosawa S.* Virtual model test for a Francis turbine / *S. Kurosawa, S. M. Lim, Y. Enomoto* // *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. Vol. 12(1), 2010.
 8. *Zhang H.* Numerical simulation of cavitating turbulent flow in a high head Francis turbine at part load operation with OpenFOAM / *H. Zhang, L. Zhang* // *Procedia Engineering*, Vol. 31, 2012. – P. 156–165.
 9. *Qian Z. D.* Numerical simulation and analysis of pressure pulsation in Francis hydraulic turbine with air admission / *Z. D. Qian, J. D. Yang, W. X. Huai* // *Journal of Hydrodynamics*, Ser. B, Vol. 19, 2007. – P. 467–472.
 10. *Su, W. T.* Assessment of LES performance in simulating complex 3D flows in turbo-machines / *W. T. Su, F. C. Li, B. X. LiWei [et al.]*. // *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, Vol. 6(3), 2012. – P. 356–365.
 11. *Ayli E.* Determination and generalization of the effects of design parameters on Francis turbine runner performance / *E. Ayli, K. Celebioglu, S. Aradag* // *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, Vol. 10:1, 2016. – P. 545–564.
 12. *Keck H.* Thirty years of numerical flow simulation of Francis Turbines / *H. Keck, M. Sick* // *Revista Facultad De Ingenieria-Universidad De Antioquia*, Vol. 51, 2010. – P. 34–33.
- References (transliterated)**
1. Mironov, K. A. and Y. Y. Oleksenko. "Primenenie CFD pri proektirovaniy jelementov protochnoy chasti gidroturbin. Bulletin of the National Technical University No. 20. "KhPI". Kharkov, NTU "KhPI", 2016. 116–121. Print.
 2. Ayli, E., et al. "CFD analysis of 3D flow for 1.4 MW Francis turbine and model turbine manufacturing." *ASME 2015 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. Print.
 3. Daneshkhan, K., and M. Zangeneh. "Parametric design of a Francis turbine runner by means of a three-dimensional inverse design method." *25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery Systems* Vol. 12, 2010. Print.
 4. Anup, K. C., B. Thapa, and Y. Lee. "Transient numerical analysis of rotor–stator interaction in a Francis turbine." *Renewable Energy* Vol. 65, 2014. 227–235. Print.
 5. Farrell, C., et al. "Hydromechanics of variable speed turbines (Project Report No 225)." Univer. of Minnesota St. Anthony Falls Hydraulic Laboratory, Department of Natural Resources, 1993. Print.
 6. Obrovsky, J., et al. "Development of high specific speed Francis turbine for low head HPP." *Engineering Mechanics* Vol. 20(2), 2013. 139–148. Print.
 7. Kurosawa, S., S. M. Lim, and Y. Enomoto. "Virtual model test for a Francis turbine." *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science* Vol. 12(1). IOP Publishing, 2010. Print.
 8. Zhang, H., and L. Zhang. "Numerical simulation of cavitating turbulent flow in a high head Francis turbine at part load operation *OpenFOAM*." *Procedia Engineering* Vol. 31, 2012. 156–165. Print.
 9. Qian, Z. D., J. D., Yang, and W. X. Huai. "Numerical simulation and analysis of pressure pulsation in Francis hydraulic turbine with air admission." *Journal of Hydrodynamics* Ser. B, Vol. 19(4), 2007. 467–472. Print.
 10. Su, W., et al. "Assessment of LES performance in simulating complex 3D flows in turbo-machines." *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics* Vol. 6(3), 2012. 356–365. Print.
 11. Ayli, E., K. Celebioglu, and S. Aradag. "Determination and generalization of the effects of design parameters on Francis turbine runner performance." *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics* Vol. 10:1, 2016. 545–564. Print.
 12. Keck, H., and M. Sick. "Thirty years of numerical flow simulation of Francis Turbines." *Revista Facultad De Ingenieria-Universidad De Antioquia* Vol. 51, 2010. 34–33. Print.

Надійшла (received) 13.11.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Визначення та аналіз впливу розрахункових параметрів на ефективність радіально-осьових гідротурбін / К. А. Миронов, Ю. Ю. Олексенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (1264). – С. 68–72. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2411-3441.

Определение и анализ влияния расчетных параметров на эффективность радиально-осевых гидротурбин / К. А. Миронов, Ю. Ю. Олексенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (1264). – С. 68–72. – Библиогр.: 12 назв. – ISSN 2411-3441.

Determination and analysis of the effects of design parameters on Francis turbine runner performance / K. A. Mironov, Yu. Yu. Oleksenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machinery and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 42 (1264). – P. 68–72. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2411-3441.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Миронов Костянтин Анатолійович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (068) 828-58-86; e-mail: cosmir@i.ua.

Миронов Константин Анатольевич – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (068) 828-58-86; e-mail: cosmir@i.ua.

Mironov Konstantin Anatolievich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic Machines"; tel.: (068) 828-58-86; e-mail: cosmir@i.ua.

Олексенко Юлія Юрїївна – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (063) 242-77-05; e-mail: yuliayo@ukr.net.

Олексенко Юлия Юрьевна – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», аспирант кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (063) 242-77-05; e-mail: yuliayo@ukr.net.

Oleksenko Yuliia Yuriivna – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Postgraduate Student at the Department of "Hydraulic Machines"; tel.: (063) 242-77-05; e-mail: yuliayo@ukr.net.