

К. А. МИРОНОВ, Ю. Ю. ОЛЕКСЕНКО, В. К. МИРОНОВ

CFD ПІДХІД ДЛЯ АНАЛІЗУ ХАРАКТЕРИСТИК ПОТОКУ ВИСОКОНАПРНОЇ РАДІАЛЬНО-ОСЬОВОЇ ГІДРОТУРБИНИ

З ростом обчислювальної механіки віртуальні гідравлічні машини стають все більш реалістичними, дають можливість визначити незначні деталі потоку, що в свою чергу неможливо отримати при тестуванні моделей. В даній роботі проведено 3D турбулентний аналіз реального потоку в радіально-осьовій гідравлічній турбіні при трьох відкриттях направляючого апарату та різній швидкості обертання за допомогою програмного забезпечення для обчислювальної динаміки рідин (CFD) Ansys CFX. Обчислюються для отримання характеристик потоку середні значення параметрів потоку, такі як швидкість і кути потоку на вході і на виході з робочого колеса, направляючого апарату і статора. Для поліпшення енергетичних показників на попередньому етапі проектування гідротурбіни проводиться чисельне моделювання потоку. Даний підхід CFD знижує витрати і час в порівнянні з експериментальним підходом і дає можливість удосконалити і аналізувати показники турбіни і її конструкцію до моменту виготовлення моделі. Розрахунковий комплекс програм надає можливість побачити картину розподілу тиску, поле векторів швидкості і руху частинок рідини для обґрунтування та аналізу результатів. Наведені результати розрахункового дослідження підтверджують, що гідравлічний коефіцієнт корисної дії гідравлічної турбіни в значній мірі залежить від втрат в напрямному апараті і робочому колесі і означає, що саме цим елементам варто приділяти найбільшу увагу, їх конструкції та узгодженню потоку в них. Отримані розрахункові дані відповідають відомим раніше експериментальним рекомендаціям для високонапірної радіально-осьової гідротурбіни.

Ключові слова: робоче колесо, спіральна камера, напрямний апарат, відсмоктуюча труба, статор, CFD, проточна частина, радіально-осьова гідротурбіна, характеристика потоку.

К. А. МИРОНОВ, Ю. Ю. ОЛЕКСЕНКО, В. К. МИРОНОВ

CFD ПОДХОД ДЛЯ АНАЛИЗА ХАРАКТЕРИСТИК ПОТОКА ВИСОКОНАПОРНОЙ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

С ростом вычислительной механики виртуальные гидравлические машины становятся все более реалистичными, дают возможность определить незначительные детали потока, что в свою очередь невозможно получить при тестировании моделей. В данной работе проведено 3D турбулентный анализ реального потока в радиально-осевой гидравлической турбине при трех открытиях направляющего аппарата и разной скорости вращения с помощью программного обеспечения для вычислительной динамики жидкостей (CFD) Ansys CFX. Вычисляются для получения характеристик потока средние значения параметров потока, такие как скорость и углы потока на входе и на выходе из рабочего колеса, направляющего аппарата и статора. Для улучшения энергетических показателей на предыдущем этапе проектирования гидротурбины проводится численное моделирование потока. Данный подход CFD снижает затраты и время по сравнению с экспериментальным подходом и дает возможность усовершенствовать и анализировать показатели турбины и ее конструкцию до момента изготовления модели. Расчетный комплекс программ позволяет увидеть картину распределения давления, поле векторов скорости и движения частиц жидкости для обоснования и анализа результатов. Приведенные результаты расчетного исследования подтверждают, что гидравлический КПД гидравлической турбины в значительной степени зависит от потерь в направляющем аппарате и рабочем колесе и означает, что именно этим элементам следует уделять наибольшее внимание, их конструкции и согласованию потока в них. Полученные расчетные данные соответствуют известным ранее экспериментальным рекомендациям для высоконапорной радиально-осевой гидротурбины.

Ключевые слова: рабочее колесо, спиральная камера, направляющий аппарат, отсасывающая труба, статор, CFD, проточная часть, радиально-осевая гидротурбина, характеристика потока.

К. MIRONOV, YU. OLEKSENKO, V. MIRONOV

CFD APPROACH TO ANALYSIS OF THE FLOW CHARACTERISTICS OF A HIGH-PRESSURE FRANCIS TURBINE

With the growth of computational mechanics, the virtual hydraulic machines are becoming more and more realistic to get minor details of the flow, which are not possible in model testing. In present work, 3D turbulent real flow analyses in hydraulic Francis turbine have been carried out at three guide vane opening and different rotation speed using Ansys CFX computational fluid dynamics (CFD) software. The average values of flow parameters like velocities and flow angles at the inlet and outlet of runner, guide vane and stay vane of turbine are computed to derive flow characteristics. To improve the energy performance at the preliminary design stage of the turbine, numerical flow simulations should be carried out. This CFD approach reduces costs and time in comparison with the experimental approach and makes it possible to improve and analyze turbine performance and its design before the model is manufactured. The computational complex of programs provides an opportunity to see the picture of pressure distribution, the field of velocity vectors and the movement of fluid particles for substantiation and analysis of results. The results of the computational study confirm that the hydraulic efficiency of a hydraulic turbine largely depends on the losses in the guide vane and the runner, which means it is these elements that should be given the most attention, their design and coordination of the flow in them. Analysis of the energy loss in the flow part of the Francis turbine was carried out using programs for calculating fluid flow in two-dimensional and three-dimensional formulation. The obtained calculated data correspond to the previously known experimental recommendations for high-pressure Francis turbine. The issues of increasing the energy performance of a projected high-pressure Francis turbine were considered.

Keywords: runner, spiral case, guide vanes, draft tube, stator, CFD, flow part, Francis turbine, flow characteristics.

Вступ. Вода з резервуару через напірний трубопровід потрапляє до турбіни, що складається зі спіральної камери, статора, напрямного апарату, колеса та відсмоктуючої труби. При цьому

використовується енергія тиску, а також кінетична енергія води для отримання механічної енергії завдяки дії води на обертання лопатей робочого колеса. Обмін енергією між водою та обертанням лопатей робочого

колеса створює зміни швидкості руху та кутів від входу до виходу з робочого колеса [1]. Вода спрямовується напрямним апаратом на лопаті робочого колеса. Зміна відкриття напрямного апарату призводить до зміни кута атаки на вході в робоче колесо. На додаток до цього, швидкість обертання робочого колеса також впливає на параметри потоку за рахунок центробіжної сили та сили коріоліса, таким чином, призводить до зміни ефективності турбіни. Моделювання чисельного потоку заснованого на рішенні рівнянь Нав'є-Стокса, модифікованих для включення обертового ефекту робочого колеса реалізується за допомогою програмного забезпечення Ansys CFX [2]. Це програмне забезпечення було використано для оцінки ефективності турбіни і добре сходиться з багатьма дослідженнями [3–5]. В даній роботі прогнозовано поведінку параметрів потоку в статорі, напрямному апараті і робочому колесі радіально-осьової гідротурбіни внаслідок зміни швидкості обертання та відкритті лопатей напрямного апарату.

Геометричне моделювання та створення сітки. Усі компоненти турбіни мають складну геометрію, отже, геометричне моделювання турбіни є дуже складною роботою. У цьому моделюванні основні параметри проектування розраховуються на основі необробленої конструкції та моделюються на будь-якому спеціалізованому програмному забезпеченні CAD, такому як Ansys Workbench. У цій роботі задана геометрія радіально-осьової гідротурбіни, що складається з 3-х осесиметричних рядів лопаток, а саме 18 лопаток статора, з 18 лопаток направляючого апарату і 13 лопатей робочого колеса і відсмоктуючої труби. Спіральна камера не береться в аналіз через обмеження обчислювальних можливостей. Діаметр робочого колеса – 1010 мм. 3D геометрія порожнини та компонентів турбіни створена на Ansys Workbench. Профіль лопаті є аеродинамічною поверхнею, і для моделювання цього профілю потрібно генерування секційних 3D координат по його довжині на основі теоретичного проектування лопаті у файлі даних. Для аналізу турбіни при різних відкриттях напрямного апарату, змінюється геометрія домену направляючої лопатки для кожного відкриття. Геометрія всіх інших деталей, таких як лопатки статора, робочого колеса і відсмоктуючої труби залишається незмінною. Модель 3D геометрії всіх компонентів турбіни показана на рис. 1.

Створення сітки – це методика дискретизації всіх областей потоку на дрібні елементи. Ці елементи складаються з вузлів, на яких обчислюються невідомі змінні. Для створення сітки слід задати коефіцієнт масштабу та розмір елементів. На точність розрахунку сильно впливає розмір елементів [6–8]. Неструктурована сітка створюється за допомогою трикутників для 2D поверхонь і тетраедра для 3D-потоку за допомогою Ansys ICEM CFD. Це програмне забезпечення включає широкий спектр інструментів для створення нової або маніпулювання існуючою геометрією. Для статора, напрямного апарату та

робочого колеса створена сітка з 351778, 353239 та 1065575 тетраедрів та 72349, 71271 та 223375 вузлів відповідно.

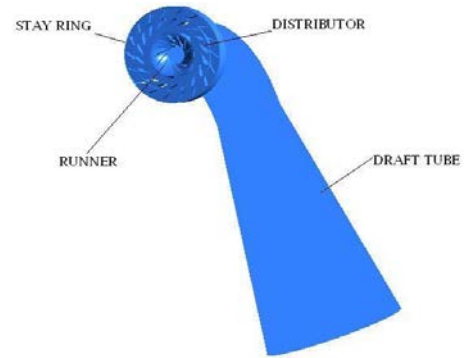


Рис. 1. Повна 3D геометрія

Сітка відсмоктуючої труби має 536252 елементи та 98472 вузли. Сітки для статора, напрямного апарату, робочого колеса та відсмоктуючої труби показані на рис. 2–5.



Рис. 2. Сітка статора



Рис. 3. Сітка напрямного апарату



Рис. 4. Сітка робочого колеса

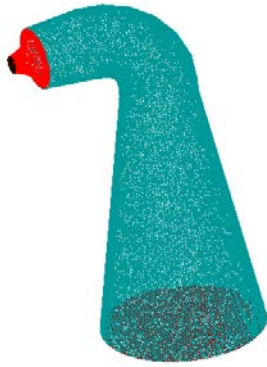


Рис. 5. Сітка відсмоктуючої труби

Граничні умови. Граничні умови входу та виходу повинні бути визначені для кожного прогону, а точність розрахунку залежить від місця та способу, ці умови задаються. У даному аналізі масова витрата 5930 кг/с при 66,73 мм відкритті напрямного апарату, 7200 кг/с при 80,93 мм відкритті напрямного апарату та 8000 кг/с при 91,57 мм відкритті напрямного апарату, задана як вхідні граничні умови на вході в статор. Статичний тиск, рівний 0 Па, задається як вихідні граничні умови на виході з відсмоктуючої труби. Еталонний тиск приймається за 1 атмосферу, тобто 105 Па. Швидкість обертання робочого колеса визначається відповідно до режиму роботи, що змінюється від 400 об/хв до 900 об/хв для кожного відкриття напрямного апарату. Домени статору, напрямного апарату та відсмоктуючої труби приймаються як нерухомі [9]. Застосовується k-w модель турбулентності (SST), для точнішого обчислення пограничного шару біля стінок та усіх областей з гладкою поверхнею [10–13].

Результати та аналіз. Числовий аналіз проводився для трьох різних відкриттів напрямного апарату та шести швидкостей обертання робочого колеса. Обчислені показники ефективності при різних коефіцієнтах швидкості отримані при аналізі CFD для відкриття напрямного апарату, з найбільшою ефективністю, тобто 80,93 мм порівнюються з експериментальними значеннями [14] на рис. 6. Видно, що найкраща робоча точка майже однакова в обох випадках, і в цей момент обчислювані та експериментальні значення ефективності порівняно близькі. Існує більша різниця в двох коефіцієнтах корисної дії в режимах поза проектними через вторинні втрати, які не можуть бути належним чином враховані в числовому аналізі.

Варіації обчислених компонентів швидкості зі швидкістю обертання та відкритті напрямного апарату на вході та виході різних турбін представлені на рис. 7–18.

Компоненти швидкості нормалізуються швидкістю на виході з турбіни ($\sqrt{2gH}$) для порівняння щодо загальної вхідної енергії [15–20].

На рис. 7 показано абсолютну швидкість на вході в робоче колесо, що має майже параболічну зміну з максимальними значеннями, близькими до найкращих режимів ефективності. На це впливає також відкриття

направляючої лопатки, оскільки воно вище при малому відкритті направляючої лопатки через зміну площі потоку.

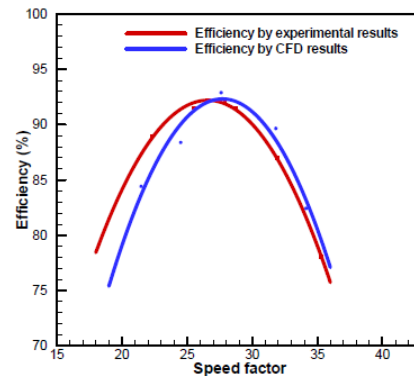


Рис. 6. Порівняння результатів CFD з експериментальними значеннями

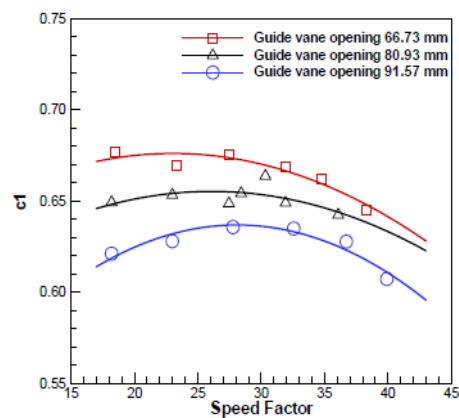


Рис. 7. Зміна абсолютної швидкості на вході в робоче колесо

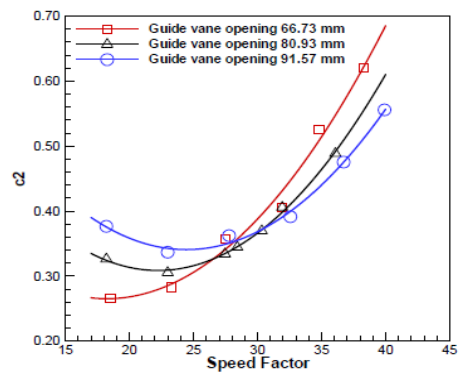


Рис. 8. Зміна абсолютної швидкості на виході з робоче колесо

Абсолютна швидкість на виході з робочого колеса на рис. 8 зростає зі швидкістю, що може бути пов'язано зі збільшенням центробіжної сили. Також помічено, що цей компонент швидкості майже не залежить від відкриття направляючої лопатки в оптимальному режимі роботи. Невелике зменшення швидкості та збільшення при відкритті направляючої лопатки меридіональної швидкості на рис. 9 вказують на те, що розряд зменшується зі швидкістю та збільшується при відкритті направляючої лопатки, що підтверджує характеристики радіально-осьової гідротурбіни.

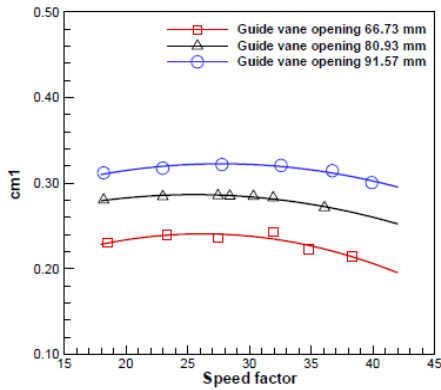


Рис. 9. Зміна меридіональної швидкості на вході в робоче колесо

Меридіональна швидкість на виході зростає із числом обертання на виході з робочого колеса, як показано на рис. 10 через збільшення абсолютної швидкості та зменшення вихрової швидкості із числом обертів.

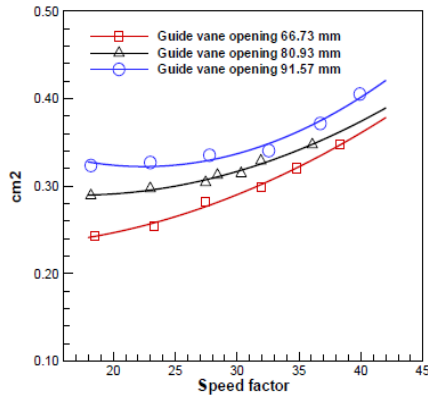


Рис. 10. Зміна меридіональної швидкості в робочому колесі

Зміна вихрової швидкості на вході в робоче колесо зображено на рис. 11, з якого видно, що більший вихор утворюється при малому відкритті направляючого апарату. Значення вихрової швидкості є максимальним навколо коефіцієнта швидкості 27, який є номінальним значенням цієї турбіни.

З рис. 12 також видно, що більший вихровий потік йде у відсмоктуючи трубу при більш високих швидкостях обертання та меншому відкритті. Вихрова швидкість на виході з робочого колеса менша, ніж величина на вході, що вказує на зміну кутового моменту від входу до виходу і, таким чином, видобуток енергії робочим колесом.

Відносні швидкості потоку як на вході, так і на виході з робочого колеса, відображені на рис. 13 і на рис. 14, збільшуються з числом обертання і відкриття напрямного апарату. Вони більші на виході ніж на вході в будь-якому робочому режимі роботи, що враховує зміну тиску, а отже, підтверджує характеристики реакційної турбіни.

З рис. 15 видно, що на кути потоку на вході більше впливає швидкість обертання і менше зміна відкриття направляючого апарату, але значення зменшуються в обох випадках. Його значення майже наближається до точки оптимального режиму роботи.

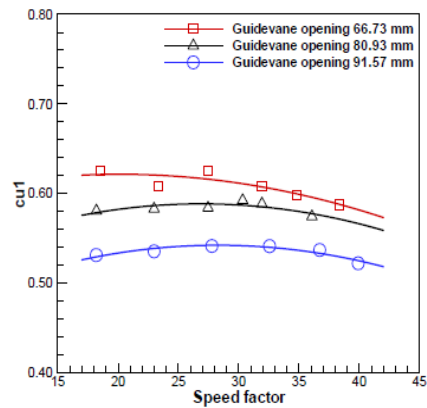


Рис. 11. Зміна вихрової швидкості на вході в робоче колесо

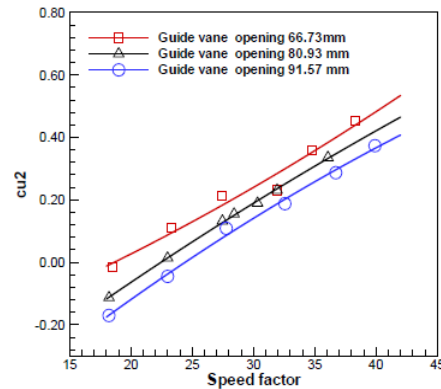


Рис. 12. Зміна вихрової швидкості на виході з робочого колеса

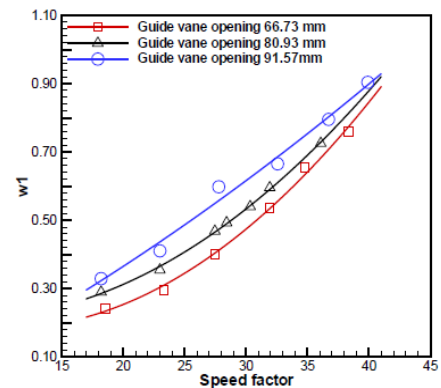


Рис. 13. Зміна відносної швидкості на вході в робоче колесо

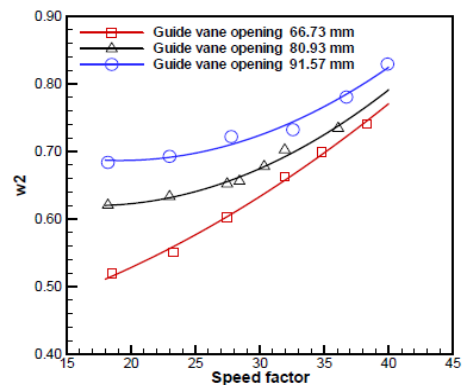


Рис. 14. Зміна відносної швидкості на виході в робочого колеса

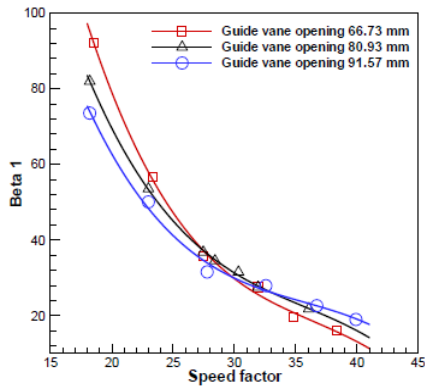


Рис. 15. Зміна кутів потоку на вході в робоче колесо

Кути потоку на виході на рис. 16 майже не залежать від режиму роботи турбіни.

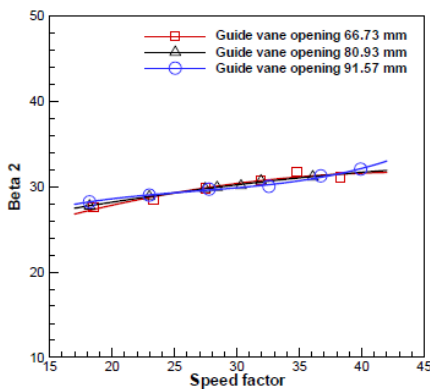


Рис. 16. Зміна кутів потоку на виході з робочого колеса

Схема швидкостей на лопатках направляючого апарату та виході зі статора продемонстровані на рис. 17 та рис. 18 мають незначні зміни в числі обертів і це зумовлено центробіжною силою при вході у робоче колесо, що обертається. Збільшення відкриття направляючого апарату спричиняє збільшення швидкості на виході зі статора, та, в свою чергу, зменшення на виході з направляючого апарату. Це вказує на збільшення витрати за рахунок збільшення направляючого апарату.

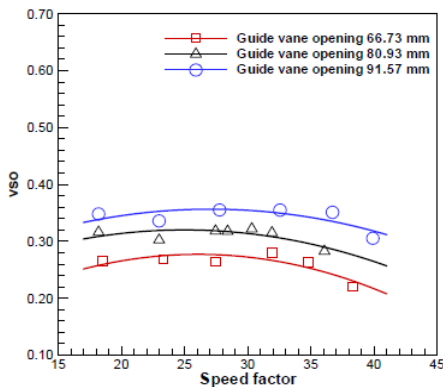


Рис. 17. Зміна швидкості на виході зі статора

Висновки. Тісне порівняння між обчисленими та експериментальними значеннями ефективності та майже однаковою найкращою робочою точкою в обох випадках підтверджує результати обчислень.

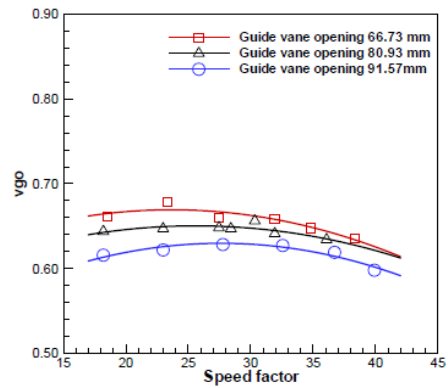


Рис. 18. Зміна швидкості на виході із направляючого апарату

На меридіональну та вихрову швидкість, таким чином, на абсолютну швидкість на вході менше впливає швидкість обертання і більше відкриття напрямного апарату, тоді як відносна швидкість і кут потоку більше впливають на швидкість обертання порівняно з відкриттям напрямного апарату. На всі швидкості на виході з робочого колеса впливають швидкість обертання і лопатка напрямного апарату, але кути потоку залишаються незалежними. Швидкість в статорі та на виході з напрямного апарату піддаються більшому впливу через відкриття напрямного апарату порівняно зі швидкістю обертання.

Список літератури

1. Кольчев В. А., Тынъянова И. И., Миронов К. А. Моделирование энергетических характеристик гидротурбин на начальном этапе проектирования. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2010. Т. 43, № 1/6. С. 27–38.
2. ANSYS CFX 11. Software Manual. 2005.
3. Черный С. Г., Чирков Д. В., Лапин В. Н. *Численное моделирование течений в турбомашинах*. Новосибирск: Наука, 2006. 202 с.
4. Chung T. J. *Computational fluid dynamics*. Cambridge: Cambridge university press, 2002. 1012 с.
5. Guoyi P., Shuliang C., Masaru I., Shinji H. Design optimisation of axial flow hydraulic turbine runner: Part II – Multiobjective Constrained Optimization Method. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*. 2002. Vol. 39, issue 6. P. 533–548.
6. Paul G. Tucker. *Computation of Unsteady Internal Flows – Fundamental Methods with Case Studies*. New York: Springer US, 2001. 376 с.
7. Миронов К. А., Олексенко Ю. Ю. Применение CFD при проектировании элементов проточной части гидротурбин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2016. No. 20 (1192). P. 116–121.
8. Барлит В. В., Миронов К. А., Власенко А. В., Яковлева Л. К. *Расчет и проектирование проточной части реактивных гидротурбин на основе численного моделирования рабочего процесса*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. 216 с.
9. Khare R., Prasad V., Kumar S. CFD approach for flow characteristics of hydraulic Francis turbine. *International Journal of Engineering Science and Technology*. 2010. Vol. 2 (8). P. 3824–3831.
10. Сухорезный П. Н., Барлит В. В., Дранковский В. Э., Рао В. С., Харвани Л. К. Характеристики пространственного турбулентного потока и потери энергии в элементах проточной части гидротурбины PO500. *Проблемы машиностроения*. 2004. Т. 7, № 3. С. 13–20.
11. ANSYS. *Ansys 16.0 Release Documentation, Theory and Modelling Guide*. ANSYS Inc.: Canonsburg, PA, USA, 2015.
12. Viscanti N., Pesatori E., Turozzi G. Improvement of a Francis runner design. *3rd IAHR International Meeting of the work group on*

- Cavitations and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and systems (14–16 October 2009, Brno).*
13. 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.
 14. Кольчев В. А., Дранковский В. Э. *Расчет гидродинамических характеристик направляющих аппаратов гидротурбины: учебн. пособ.* Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. 268 с.
 15. Prasad V., Gahlot V. K., Krishnamachar P. CFD approach for design optimization and validation for axial flow hydraulic turbine. *Indian Journal of engineering and material sciences*. 2009. Vol. 16. P. 229–236.
 16. Zhang H., Zhang L. Numerical simulation of cavitating turbulent flow in a high head Francis turbine at part load operation with OpenFOAM. *Procedia Engineering*. 2012. Vol. 31. P. 156–165.
 17. Юн А. А., Крылов Б. А. *Расчет и моделирование турбулентных течений с теплообменом, смешением, химическими реакциями и двухфазных течений в программном комплексе Fastest-3D: учебн. пособ.* Москва: МАИ, 2007. 116 с.
 18. Ayli E., Kaplan A., Cetinturk H. 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. Vol. 1A. (2–5 August 2015, Boston, Massachusetts, USA)*. Boston: ASME, 2015.
 19. Kurosawa S., Lim S. M., Enomoto Y. Virtual model test for a Francis turbine. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2010. Vol. 12, no. 1.
 20. Ayli E., Celebioglu K., Aradag S. Determination and generalization of the effects of design parameters on Francis turbine runner performance. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2016. Vol. 10:1. P. 545–564.

References (transliterated)

1. Kolychev V. A., Tyn'janova I. I., Mironov K. A. Modelirovanie energeticheskikh kharakteristik gidroturbin na nachal'nom etape proektirovaniya [Modeling the energy characteristics of hydroturbines at the initial design stage]. *Vostochno-evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy*. 2010, vol. 43, no. 1/6, pp. 27–38.
2. ANSYS CFX 11. Software Manual. 2005.
3. Chernyj S. G., Chirkov D. V., Lapin V. N. *Chislennoe modelirovanie techeniy v turbomashinakh* [Numerical simulation of currents in turbomachines]. Novosibirsk, Nauka Publ., 2006. 202 p.
4. Chung T. J. *Computational fluid dynamics*. Cambridge, Cambridge university press Publ., 2002. 1012 p.
5. Guoyi P., Shuliang C., Masaru I., Shinji H. Design optimisation of axial flow hydraulic turbine runner: Part II – Multiobjective Constrained Optimization Method. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*. 2002, vol. 39, issue 6, pp. 533–548.
6. Paul G. Tucker. *Computation of Unsteady Internal Flows – Fundamental Methods with Case Studies*. New York, Springer US Publ., 2001. 376 p.
7. Myronov K. A., Oleksenko Yu. Yu. Primenenie CFD pri proektirovanii elementov protochnoy chasti gidroturbin [The use of CFD in the design of elements of the flow part of hydraulic turbines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 20 (1192), pp. 116–121.
8. Barlit V. V., Mironov K. A., Vlasenko A. V., Jakovleva L. K. *Raschet i proektirovanie protochnoy chasti reaktivnykh gidroturbin na osnovе chislennogo modelirovaniya rabocheho protsessa* [Calculation and design of the flow parts of jet turbines based on numerical simulation of the workflow]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2008. 216 p.
9. Khare R., Prasad V., Kumar S. CFD approach for flow characteristics of hydraulic Francis turbine. *International Journal of Engineering Science and Technology*. 2010, vol. 2 (8), pp. 3824–3831.
10. Suhorebryj P. N., Barlit V. V., Drankovskij V. Je., Rao V. S., Harvani L. K. Kharakteristiki prostranstvennogo turbulentnogo potoka i poteri energii v elementakh protochnoy chasti gidroturbiny RO500 [Characteristics of spatial turbulent flow and energy loss in the elements of the flow part of the PO500 hydro turbine]. *Problemy mashinostroeniya*. 2004, vol. 7, no. 3, pp. 13–20.
11. ANSYS. *Ansys 16.0 Release Documentation, Theory and Modelling Guide*. ANSYS Inc.: Canonsburg, PA, USA, 2015.
12. Viscanti N., Pesatori E., Turozzi G. Improvement of a Francis runner design. *3rd IAHR International Meeting of the work group on Cavitations and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and systems (14–16 October 2009, Brno)*.
13. 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.
14. Kolychev V. A., Drankovskij V. Je. *Raschet gidrodinamicheskikh kharakteristik napravlyayushchikh apparatov gidroturbiny* [Calculation of the hydrodynamic characteristics of the guide vanes of a turbine]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2002. 268 p.
15. Prasad V., Gahlot V. K., Krishnamachar P. CFD approach for design optimization and validation for axial flow hydraulic turbine. *Indian Journal of engineering and material sciences*. 2009, vol. 16, pp. 229–236.
16. Zhang H., Zhang L. Numerical simulation of cavitating turbulent flow in a high head Francis turbine at part load operation with OpenFOAM. *Procedia Engineering*. 2012, vol. 31, pp. 156–165.
17. Jun A. A., Krylov B. A. *Raschet i modelirovanie turbulentnykh techeniy s teploobmenom, smesheniem, khimicheskimi reaktsiyami i dvukhfaznykh techeniy v programmnom komplekse Fastest-3D* [Calculation and modeling of turbulent flows with heat exchange, mixing, chemical reactions and two-phase flows in the Fastest-3D software package]. Moscow, MAI Publ., 2007. 116 p.
18. Ayli E., Kaplan A., Cetinturk H. 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. Vol. 1A. (2–5 August 2015, Boston, Massachusetts, USA)*. Boston, ASME Copyright, 2015.
19. Kurosawa S., Lim S. M., Enomoto Y. Virtual model test for a Francis turbine. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2010, vol. 12, no. 1.
20. Ayli E., Celebioglu K., Aradag S. Determination and generalization of the effects of design parameters on Francis turbine runner performance. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2016, vol. 10:1, pp. 545–564.

Надійшла (received) 28.10.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Миронов Костянтин Анатолійович (Миронов Константин Анатольевич, Mironov Konstantin) – 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: cosmir@i.ua

Олексенко Юлія Юрїївна (Олексенко Юлия Юрьевна, Oleksenko Yuliia) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г.Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4467-7833>; e-mail: yuliayo@ukr.net

Миронов Вадим Костянтинович (Миронов Вадим Константинович, Myronov Vadym) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри «Технологія жирів і продуктів бродіння»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9353-1449>; e-mail: vadiki1200@gmail.com