

A. В. РУСАНОВ, О. М. ХОРЄВ, Ю. А. БИКОВ, Д. Ю. КОСЬЯНОВ

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ В ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ РАДІАЛЬНО-ОСЬОВОЇ ГІДРОТУРБИНИ РО45

Представлено результати розрахунку потоку в'язкої нестисливої рідини в проточній частині натурної низьконапірної радіально-осьової гідротурбіни РО45, що була розроблена фірмою ВАТ «Харківтурбоінжиніринг» і впроваджується компанією *Go Goal* (Індія) для проекту модернізації ГЕС Дхаліпур (Індія). Модель проточної частини, що запропонована «Харківтурбоінжиніринг», була випробувана на гідродинамічному стенді. Її геометричні параметри незначно відрізняються від турбін ГЕС Дхаліпур. Була поставлена і вирішена задача шляхом повної заміни експериментальних досліджень на розрахункові визначити гідродинамічні параметри турбіни в широкому діапазоні експлуатаційних режимів, підтвердити її високі показники і їх відповідність тендерним вимогам. Моделювання течії в'язкої нестисливої рідини в проточній частині гідротурбіни РО45 виконано за допомогою програмного комплексу *IPMFlow* на основі чисельного інтегрування рівнянь Рейнольдса з додатковим членом, що містить штучну стисливість. Для врахування турбулентних ефектів застосовується диференціальна двопараметрична модель турбулентності *SST* Ментера. Чисельне інтегрування рівнянь проводиться за допомогою неявної квазімонотонної схеми Годунова другого порядку точності за простором і часом. Дискретизація досліджуваної розрахункової області виконана за допомогою структурованої (канали направляючого апарату і робочого колеса) і неструктурованої (спіральна камера з колонами статора і відсмоктувальна труба) сітки з шестигранными комірками. В результаті численних досліджень були отримані такі результати: визначено структуру потоку у всіх елементах проточної частини і визначено значення ККД турбіни для експлуатаційних режимів, що відповідають 60; 70; 80; 90; 100 % від номінальної потужності при розрахунковому і максимальному напорах на станції; визначено параметри оптимальних за ККД режимів для цих напорів. Аналіз результатів численних досліджень підтвердив високі енергетичні характеристики гідротурбіни і їх відповідність вимогам замовника. Підтверджено, що деяка відмінність геометричних параметрів підводу несуттєво вплинула на показники проточної частини.

Ключові слова: радіально-осьова гідротурбіна, чисельне дослідження, робоче колесо, проточна частина, просторова течія, структура потоку.

A. В. РУСАНОВ, О. Н. ХОРЕВ, Ю. А. БЫКОВ, Д. Ю. КОСЬЯНОВ

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ РО45

Представлены результаты расчета потока вязкой несжимаемой жидкости в проточной части натурной низконапорной радиально-осевой гидротурбины РО45, разработанной фирмой ОАО «Харьковтурбоинжиниринг» и внедряемой компанией *Go Goal* (Индия) для проекта модернизации ГЭС Дхалипур (Индия). Модель проточной части, предлагаемая «Харьковтурбоинжинирингом», была испытана на гидродинамическом стенде. Ее геометрические параметры незначительно отличаются от турбин ГЭС Дхалипур. Была поставлена и решена задача путем полной замены экспериментальных исследований на расчетные определить гидродинамические параметры турбины в широком диапазоне эксплуатационных режимов, подтвердить высокие показатели турбины и их соответствия тендерным требованиям. Моделирование течения вязкой несжимаемой жидкости в проточной части гидротурбины РО45 выполнено с помощью программного комплекса *IPMFlow* на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса с дополнительным членом, содержащим искусственную сжимаемость. Для учета турбулентных эффектов применяется дифференциальная двухпараметрическая модель турбулентности *SST* Ментера. Численное интегрирование уравнений проводится с помощью неявной квазімонотонной схемы Годунова второго порядка точности по пространству и времени. Дискретизация исследуемой расчетной области выполнена с помощью структурированной (каналы направляющего аппарата и рабочего колеса) и неструктурированной (спиральная камера с колоннами статора и отсасывающая труба) сетки с шестигранными ячейками. В результате численных исследований были получены такие результаты: определена структура потока во всех элементах проточной части и определено значение КПД турбины для эксплуатационных режимов, соответствующих 60; 70; 80; 90; 100 % от номинальной мощности при расчетном и максимальном напоре на станции; определены параметры оптимальных по КПД режимов для этих напоров. Анализ результатов численных исследований подтвердил высокие энергетические характеристики гидротурбины и их соответствие требованиям заказчика. Подтверждено, что некоторое отличие геометрических параметров подвода несущественно повлияло на показатели проточной части.

Ключевые слова: радиально-осевая гидротурбина, численное исследование, рабочее колесо, проточная часть, пространственное течение, структура потока.

A. RUSANOV, O. KHORYEV, YU. BYKOV, D. KOSYANOV

NUMERICAL MODELING OF THE WORKING PROCESS IN THE FLOW PART OF THE FRANCIS TURBINE AT A HEAD OF 45 M

The results of the viscous incompressible fluid flow calculation in the flow part of the full-scale Francis hydraulic turbine RO45, developed by Kharkovturboengineering OJSC and implemented by *Go Goal* (India) for the Dhalipur HPP modernization project (India), are presented. The model of the flow part offered by Kharkovturboengineering was tested on a hydrodynamic test bench. Its geometrical parameters slightly differ from the turbines of the Dhalipur hydroelectric power plant. The task was stated and solved by completely replacing the experimental studies with the numerical ones to determine the hydrodynamic parameters of the turbine in a wide range of operating modes, to confirm the high performance of the turbine and their compliance with tender requirements. The viscous incompressible fluid flow in the flowing part of a RO45 Francis hydraulic turbine was simulated using the *IPMFlow* software package based on the numerical integration of the Reynolds equations with an additional term containing artificial compressibility. To consider turbulent effects, the Menter's *SST* two-parameter differential turbulence model is used. The numerical integration of the equations is carried out using the implicit quasimonotonic Godunov scheme of the second order of accuracy in space and time. Discretization of the computational domain in question was performed using a structured (channel of the guiding apparatus and impeller) and unstructured (spiral chamber with stator columns and suction pipe) mesh with hex cells. As a result of numerical studies, the following results were obtained: the flow structure was determined in all elements of the flow part and the value of the turbine efficiency for operating modes corresponding to 60; 70; 80; 90; 100% of rated power at rated and maximum heads of the plant; the parameters of the optimal efficiency modes for these heads are

© A. В. Русанов, О. М. Хорев, Ю. А. Биков, Д. Ю. Косьянов, 2019

determined. An analysis of the results of numerical studies confirmed the high energy characteristics of the turbine and their compliance with customer requirements. It was confirmed that some difference in the geometrical parameters of the admission did not significantly affect the parameters of the flow part.

Keywords: Francis turbine, numerical research, runner, flow part, spatial flow, flow structure.

Вступ. На теперішній час світова гідроенергетика забезпечує виробництво до 88 % відновлюваної і до 20 % всієї електроенергії в світі, встановлена гідроенергетична потужність досягає більше 800 ГВт.

Відповідно до Звіту про стан гідроенергетики (2019 *Hydropower Status Report*), опублікованому Міжнародною гідроенергетичною асоціацією (*International Hydropower Association*), в 2018 р. було введено в експлуатацію близько 21,8 ГВт нових гідроенергетичних потужностей, в тому числі близько 2 ГВт гідроакумуляуючих станцій (ГАЕС). Якщо подивитися на історію, то поточне десятиліття виявляється рекордним в плані обсягів введення нових потужностей.

Лева частина нових потужностей ГЕС в 2018 році була додана в Східній Азії і Тихоокеанському регіоні (встановлено близько 9,2 ГВт, в тому числі 8,5 ГВт у Китаї). У Південній Америці було введено в експлуатацію 4,9 ГВт, з яких 3,9 ГВт в Бразилії; в Південній і Центральній Азії 4 ГВт, включаючи 2,5 ГВт в Пакистані; в Європі 2,2 ГВт, половина з яких в Туреччині.

В кінці 2018 року глобальні потужності ГЕС склали майже 1292 ГВт, з яких понад чверть було розташоване в Китаї (352 ГВт), за ним йде Бразилія (104 ГВт), США (103 ГВт) і Канада (81 ГВт). На ці чотири країни доводилося половина світових потужностей на кінець 2018 року.

Сучасні гідротурбіни (ГТ) мають дуже високі показники за рівнем ККД і кавітації, а вимоги замовників обладнання постійно підвищуються. Щоб відповідати цим вимогам, розробники мають детально вивчати особливості течії рідини у всіх елементах проточної частини (ПЧ). Це можливо зробити шляхом проведення фізичного експерименту на гідродинамічних стендах або методами чисельних досліджень за допомогою сучасних математичних методів, моделей та програмних комплексів. На сьогодні експериментальні методи дають більш точні результати з точки зору дослідження енергетичних показників, похибка сучасних стендів при визначенні ККД не перевищує 0,20–0,25 %. В той же час чисельні методи дають змогу більш ретельно вивчити структуру потоку, а також на основі її аналізу намітити шляхи підвищення ефективності ПЧ. До того ж проведення чисельного експерименту значно дешевше і займає набагато менше часу.

Провідним закладом серед вітчизняних проектувальників гідромашин різного типу та дослідників просторової течії рідини в їх ПЧ є Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України [1]. Роботи по розробці та *CFD* дослідженню в гідромашинах радіально-осьового типу проводилися також спеціалістами НТУ «ХП» [2–4], Сумського державного університету [5] та інші. Серед

дослідників радіально-осьових гідромашин пострадянського простору треба виділити новосибірську, Санкт-Петербурзьку і Московські школи, наприклад [6–9]. Багато робіт з проектування та *CFD* розрахунків проведено європейськими, американськими та азійськими вченими. В роботах [10, 11] запропоновано новий підхід к дизайну радіально-осьових ГТ, оснований на оптимізації форми лопатей робочого колеса (РК). В роботах [12–15] проведено розрахунок течії в усій ПЧ ГТ на конкретні параметри станцій, в роботі [16] – аналіз пульсації тиску на основі *CFD* розрахунків.

1. Постановка задачі і об'єкт дослідження. В статті поставлено і вирішено задачу впровадження нового підходу для чисельного дослідження течії рідини в проточній частині радіально-осьової турбіни (Френсіса) на напори до 45 м, що проектується фірмою «Харківтурбоінжиніринг» (далі – ХТІ) (Україна) та впроваджується компанією *Go Goal* (Індія) для проекту модернізації ГЕС Дхаліпур (Індія).

ПЧ РО45, що запропонована ХТІ для проекту модернізації, успішно використовується в реалізованих інших проектах нових ГЕС з напорами до 45 м. Аналог цієї ПЧ було раніше досліджено на моделі з діаметром РК 460 мм в лабораторії на гідродинамічному стенді відповідно до вимог МЕК 60193.

На підставі порівняння геометричних параметрів ПЧ Дхаліпур і ПЧ-аналога, запропонованого ХТІ, було підкреслено:

- запропоноване РК турбіни для ГЕС Дхаліпур повністю геометрично подібно випробуваному на стенді РК моделі турбіни;

- спіральні камери (СК) ГЕС Дхаліпур і турбіни-аналога за своїми геометричними параметрами (форма перетинів, кут охоплення, відносний діаметр входу, ширина в плані, швидкісний коефіцієнт α) дуже близькі, а по гідродинамічним якостям практично рівноцінні;

- напрямний апарат (НА) ГЕС Дхаліпур має більшу кількість лопаток ($z_{0н} = 24$), ніж на моделі-аналогу ($z_{0м} = 20$), при цьому у першій відносний діаметр розташування осей напрямних лопаток $D_{0н} = 1,284 D_1$ замість $D_{0м} = 1,25 D_1$ на моделі-аналогу. Профілі лопаток НА подібні, що забезпечує узгодження лопатевої системи направляючого апарату з набігаючим на нього потоком на режимах роботи гідротурбіни з максимальною потужністю;

- відсмоктувальна труба (ВТ) ГЕС Дхаліпур і моделі-аналога за основними геометричними параметрами (висота труби і її довжина) близькі, що дозволяє вважати їх практично рівноцінними.

Задача полягала в тому, щоб в стислі терміни (3 місяці) провести дослідження всієї запропонованої ХТІ ПЧ ГТ РО45 в широкому діапазоні експлуатаційних режимів з ціллю отримання енергетичних характеристик, порівняння їх з даними

універсальної характеристики аналога і підтвердження їх високого рівня. Провести в такі терміни експериментальні дослідження (в тому числі – проектування і виготовлення елементів модельного блоку) неможливо, до того ж вартість проведення експериментальних робіт значно вища. Тому було прийнято рішення застосувати новий підхід – повної заміни фізичного експерименту чисельним.

За допомогою програмного комплексу *IPMFlow* без проведення додаткових модельних досліджень на стенді було поставлено і вирішено задачу довести, що відмінність деяких геометричних параметрів запропонованої ХТІ ПЧ ГТ РО45 і ПЧ-аналога не вплинула суттєво на значення ККД (в першу чергу – не приведе до його зниження) в широкому діапазоні експлуатаційних режимів. Для цього було вирішено такі завдання:

- визначення значень ККД турбіни для експлуатаційних режимів, що відповідають 60; 70; 80; 90; 100 % від номінальної потужності $N_{ном}$, також і максимальній потужності N_{max} при розрахунковому H_p та максимальному H_{max} напорах;

- визначення оптимального режиму за ККД для розрахункового та максимального напорів.

Дослідження виконано для натурних розмірів ГТ при синхронній частоті обертання 150 хв⁻¹.

В першому наближенні значення відкриття НА і витрат було взято з універсальної характеристики ГТ-аналога і перераховано на натурні параметри. Якщо розрахункові значення потужності не відповідали очікуваним з похибкою більше 0,5 %, то шляхом зміни відкриття НА (збільшення або зменшення) змінювалась витрата – і таким чином до сходження значень потужності до заданої похибки.

2. Математична модель. Моделювання течії в'язкої нестисливої рідини в ПЧ ГТ РО45 за допомогою комплексу *IPMFlow* виконано на основі чисельного інтегрування рівнянь Рейнольдса з додатковим членом, що містить штучну стисливість. Рівняння Рейнольдса з двопараметричною моделлю турбулентності *SST* Ментера [17, 18], які записані у векторній формі в декартовій системі координат, що обертається з постійною кутовою швидкістю Ω навколо осі x , мають вигляд:

$$\frac{\partial}{\partial t} Q + \frac{\partial}{\partial x} (E_i + E_v) + \frac{\partial}{\partial y} (F_i + F_v) + \frac{\partial}{\partial z} (G_i + G_v) = H,$$

де $Q = (P/\beta, u, v, w, k, \omega)^T$;

$$P = \frac{P}{\rho_*};$$

$$H = (0, g, y\Omega^2 + 2w\Omega, z\Omega^2 - 2v\Omega, H_k, H_\omega)^T;$$

$$H_k = (\tilde{P}_k - \varepsilon) f_6;$$

$$H_\omega = \left[\frac{\gamma}{v_i} P_k - \beta \omega^2 f_4 + (1 - f_1) \frac{2}{\omega \sigma_{\omega 2}} C_D \right] f_7;$$

$$E_i = (u, u^2 + P, uv, uw, uk, u\omega)^T;$$

$$F_i = (v, vu, v^2 + P, vw, vk, v\omega)^T;$$

$$G_i = (w, wu, wv, w^2 + P, vw, wk, w\omega)^T;$$

$$E_v = (0, -\tau_{xx}, -\tau_{xy}, -\tau_{xz}, -\chi_{kx}, -\chi_{\omega x})^T;$$

$$F_v = (0, -\tau_{xy}, -\tau_{yy}, -\tau_{yz}, -\chi_{ky}, -\chi_{\omega y})^T;$$

$$G_v = (0, -\tau_{zx}, -\tau_{zy}, -\tau_{zz}, -\chi_{kz}, -\chi_{\omega z})^T;$$

x, y, z, t – декартові координати і час;

Q – вектор консервативних змінних;

E_i, F_i, G_i – вектори потоків (нев'язка частина);

E_v, F_v, G_v – вектори потоків (в'язка частина);

p, P, u, v, w – статичний і кінематичний тиск, компоненти вектору швидкості;

k, ω – кінетична енергія турбулентності, питома швидкість дисипації;

ρ_* – щільність рідини.

Коефіцієнт штучної стисливості рідини β для забезпечення високої швидкості збіжності рекомендується вибрати з таких співвідношень:

$$\beta = \max(0.3, r(u^2 + v^2 + w^2)), r = 1 \dots 5,$$

або

$$\beta = \delta_1 a_*^2 + \delta_0, \delta_1 = 1 \dots 5, 0 < \delta_0 \ll 1.$$

Чисельне інтегрування рівнянь проводиться за допомогою неявної квазімонотонної схеми Годунова другого порядку точності за простором і часом.

Більш детальний опис математичної моделі та чисельного методу представлено в роботах [1, 19, 20].

3. Умови проведення чисельного експерименту. Дискретизація розрахункової області ПЧ ГТ Френсіса виконана за допомогою структурованих і неструктурованих сіток з шестиграними комірками. Сітка у СК зі статором і у ВТ неструктурована, нараховує приблизно 900 тис. елементів у СК та 1 млн. у ВТ. В каналі НА і РК сітка структурована, її побудова автоматизовано виконується у програмному комплексі *IPMFlow*. Кількість елементів в одному каналі НА дорівнює $80 \times 80 \times 100 = 640\,000$, а в одному каналі РК – $80 \times 80 \times 120 = 768\,000$.

На рис. 1 наведено розрахункову сітку в усіх елементах ПЧ.

Умови, що задаються на межах розрахункової області:

- на вході в СК – швидкість потоку, що відповідає необхідній витраті;

- на стінках – умова прилипання, тобто швидкість дорівнює нулю;

- на виході з ВТ – статичний тиск 100 000 Па.

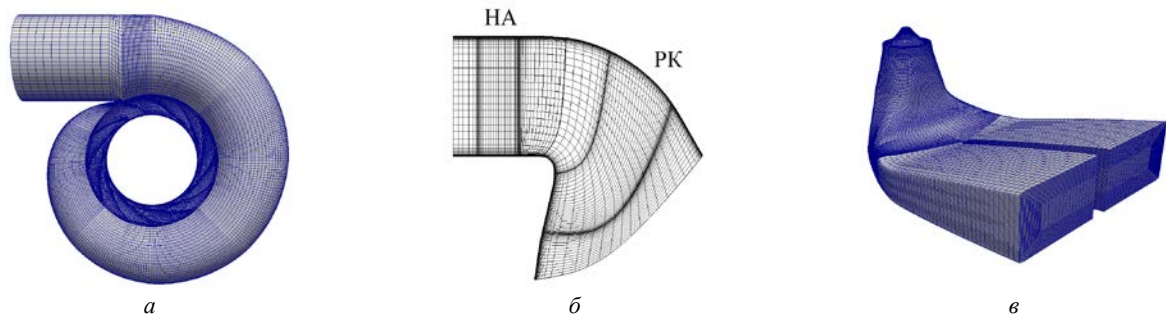


Рис. 1. Розрахункова сітка в елементах ПЧ ГТ Френсіса РО45:
 а – СК зі статором; б – НА і РК (другий рівень сітки); в – ВТ (другий рівень сітки)

4. Результати розрахункового дослідження.

Проведені розрахунки в'язкої нестисливої течії в розрахунковій області ПЧ ГТ Френсіса РО45, до складу якої входить СК зі статором, НА, РК та ВТ, дозволило визначити структуру потоку у всіх елементах проточної частини, а також її енергетичні характеристики.

На рис. 2 наведено поле швидкостей в горизонтальному перерізі, що проходить через середину колон статора при витраті $Q = 64,93 \text{ м}^3/\text{с}$, що відповідає режиму 100 % потужності при розрахунковому напорі. Як видно, потік в спіральній камері рівномірний, колони статора обтікаються сприятливо, крім першої після зуба, де на увігнутій стороні спостерігається помітне зниження рівня швидкості.

Проведені чисельні дослідження при різних режимах (напорах і витратах) показали, що структура потоку в підводі – СК і статорі – не залежить від величини витрати, змінюються тільки значення повної (абсолютної) швидкості та її складових пропорційно витраті.

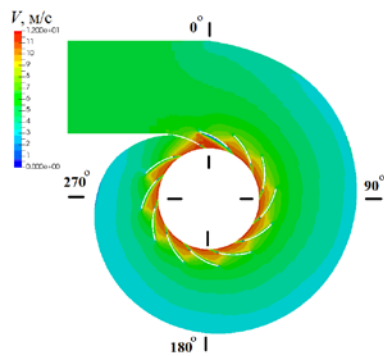


Рис. 2. Розподіл швидкості в горизонтальному перерізі СК при витраті рідини $Q = 64,93 \text{ м}^3/\text{с}$

На рис. 3 наведено розподіл за кутом охоплення СК осереднених по висоті значень компонент швидкості: окружної V_u , радіальної V_r , осьової V_z , а також кута потоку α , який формується спіральною камерою, після виходу зі статора при витраті $Q = 64,93 \text{ м}^3/\text{с}$. Як видно з рис. 3, розподіл компонент швидкості і кута досить плавний у всій спіралі. Значення радіальної швидкості та кута потоку в діапазоні кутів від 300° до 350° зростають. Величина осьової складової швидкості близька до нуля при всіх значеннях кута спіралі ϕ . Осереднене в окружному

напрямку значення кута потоку $\alpha_{\text{сп}}$, який формується СК, дорівнює $25,4^\circ$, і його значення практично не залежить від величини витрати. Цю величину використано при подальших дослідженнях потоку в розрахункових областях гідротурбіни РО45, що склалися з НА, РК і ВТ, в якості граничного значення на вході.

Аналіз результатів розрахунку течії в області НА і РК показує, що при режимах, які відповідають 90 %, 100 % розрахункової потужності та оптимальному, поля розподілу тиску та швидкостей досить рівномірні, відсутні істотні піки швидкостей та тисків на вхідних кромках, а також відсутні зони зі вторинними течіями в каналах. При зменшенні витрати рідини підвищується рівень нестационарності потоку в проточній частині, на вході в РК на лицьовій стороні з'являються області зі зниженням рівнем швидкості, а в каналі РК – суттєві зони зі вторинними течіями, розмір та інтенсивність яких збільшується зі зменшенням витрати (потужності). Найпомітніше це проявляється на режимах, що відповідають 60 % та 70 % номінальної потужності. Це проілюстровано на рис. 4, де наведено розподіл швидкості у середніх меридіональних та тангенціальних перетинах в області НА та РК при розрахунковому напорі для режимів, що відповідають 100 % і 60 % від номінальної потужності. Оскільки різниця між розрахунковим та максимальним напорами на ГЕС Дхаліпур незначна (менше 1 м), характер розподілу тиску і швидкості в каналах НА і РК в значно більшій мірі залежить від потужності (витрати та відкриття НА), ніж від напору.

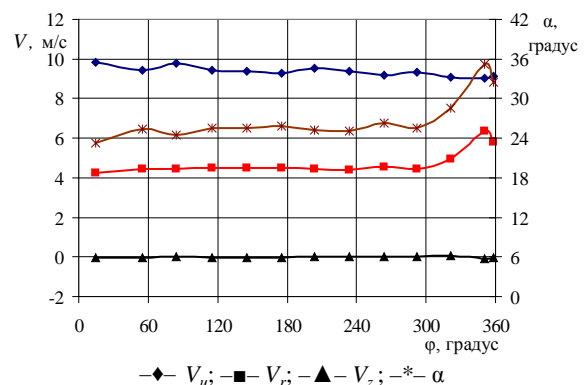


Рис. 3. Розподіл осереднених складових абсолютної швидкості і кута потоку за кутом охоплення на виході з колон статора, витрата $Q = 64,93 \text{ м}^3/\text{с}$

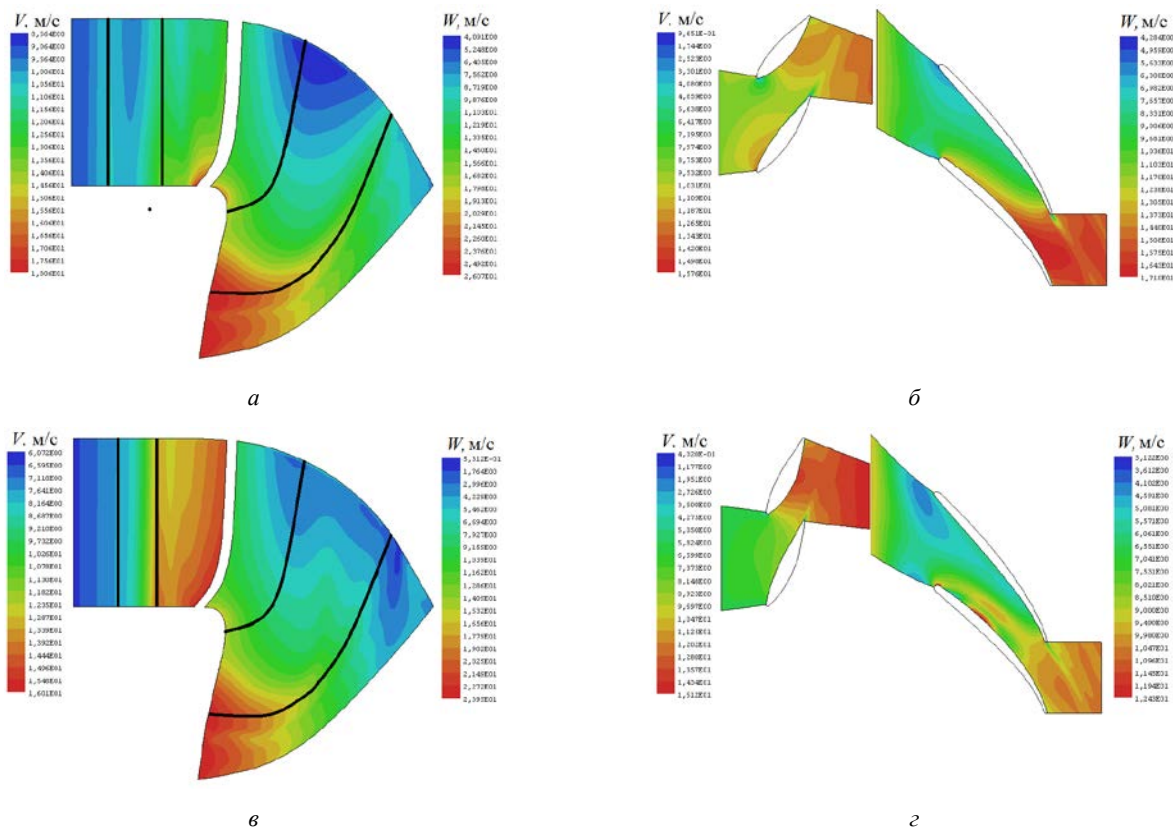


Рис. 4. Розподіл швидкості в середньому меридіональному і тангенціальному перетинах для режимів 100 % і 60 % номінальної потужності при розрахунковому напорі:
 а – меридіональний перетин, 100 % потужності; б – тангенціальний, 100 %;
 в – меридіональний, 60 %;
 г – тангенціальний, 60 %

На рис. 5 наведено розподіл тиску вздовж трьох перетинів лопаті РК: втулкового (10 % ширини лопаті), середнього (50 %) та периферійного (90 %) при розрахунковому напорі для режимів, що відповідають 100 % і 60 % від номінальної потужності агрегату. При CFD дослідженнях значення тиску на виході з розрахункової області задавалося рівним 100 000 Па. На всіх досліджувальних режимах більший перепад тиску спостерігається на периферійному перетині, найнижчий – на втулковому. На режимах, які відповідають потужності 80 %; 90 %; 100 % та оптимальному, спостерігається рівномірний розподіл тиску вздовж всіх трьох перетинів: втулкового, середнього та периферійного. При зменшенні витрати знижується перепад тиску на середньому та втулковому перетинах. При режимах, що відповідають 70 % та 60 % номінальної потужності, в області середнього перетину посередині лопаті на стороні розрідження з'являється суттєва нерівномірність розподілу тиску, що пов'язано з більш високим рівнем нестационарності потоку при цих режимах.

На рис. 6 наведено лінії струму та розподіл швидкості у вертикальному перетині відсмоктувальної труби при розрахунковому напорі для режимів, що відповідають 100 % і 60 % від номінальної потужності. Результати чисельних досліджень течії у ВТ підтверджують, що структура потоку в ній має складний просторовий характер, течія суттєво

нестационарна. При всіх досліджуваних режимах у коліні та горизонтальному дифузорі мають місце значні за розмірами так звані «мертві зони», де швидкість потоку близька до нуля. Їхнє положення у трубі, розміри та значення швидкості у них змінюється за часом.

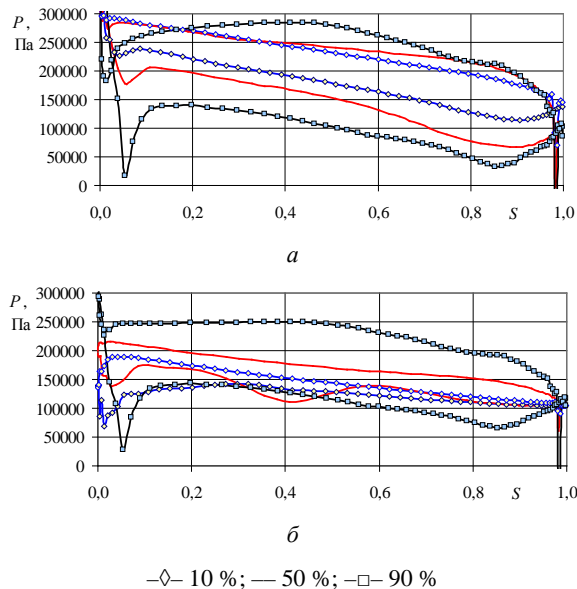


Рис. 5. Розподіл тиску вздовж трьох перетинів лопаті РК: втулкового (10 % ширини лопаті), середнього (50 %) та периферійного (90 %) при розрахунковому напорі:
 а – 100 % $N_{ном}$; б – 60 % $N_{ном}$

При режимах, що відповідають 100 % та 90 % номінальної потужності, тобто з більшою витратою, за обтікачем присутній слід, що досягає дна коліна труби. Довжина сліду при зменшенні витрати зменшується. При режимах з меншою витратою у коліні та горизонтальному дифузори присутні суттєві поперечні та зворотні течії. Розподіл ліній струму демонструє, що на режимі 100 % потужності за РК присутня невелика негативна закрутка потоку, а вже при режимі 90 % – позитивна. При зниженні витрати рідини позитивна закрутка за РК збільшується.

На рис. 7 наведено порівняння залежностей відносного ККД від відносної потужності, отриманих при модельних дослідженнях ГТ аналога та при CFD розрахунках ГТ для модернізації ГЕС Дхаліпур для режимів з розрахунковим (рис. 7, а) і максимальним (рис. 7, б) напорами. Під відносним ККД розуміємо величину, що дорівнює відношенню його поточного значення до максимального експериментального ККД турбіни аналога у відсотках, а під відносною потужністю – відношення поточної потужності до номінальної у відсотках.

З наведених результатів видно, що має місце задовільна відповідність результатів фізичного та чисельного експерименту як для розрахункового, так і для максимального напорів. Залежності ККД від потужності, отримані експериментальним та чисельним шляхом, мають практичну однакову форму. Значення ККД, що отримані за результатами CFD, мають дещо вищі значення.

Максимальне значення ККД при розрахунковому напорі за допомогою CFD отримано при витраті

$Q = 60,9 \text{ м}^3/\text{с}$, потужність становила 94,54 % від номінальної; при експериментальних дослідженнях – при витраті $Q = 60,884 \text{ м}^3/\text{с}$ та потужності 94,57 % номінальної. Тобто має місце добра відповідність розрахункових та чисельних методів дослідження.

Максимальне значення ККД при максимальному напорі отримано при витраті $Q = 61,11 \text{ м}^3/\text{с}$, потужність становила 97,26 % від номінальної. При експериментальних дослідженнях максимальне значення ККД при цьому напорі отримано при витраті $Q = 61,22 \text{ м}^3/\text{с}$, а потужність 97,29 %. Тобто, як і при розрахунковому напорі, має місце добра якісна і кількісна відповідність експериментальних та чисельних досліджень.

Оскільки запропоноване РК повністю відповідає РК аналогу, відсмоктувальні труби також мають незначні відмінності, а саме ці елементи ПЧ визначають кавітаційні якості гідротурбіни, дослідження з визначення кавітаційних характеристик чисельним методом не проводилися.

В рамках дослідження течії в ПЧ ГТ РО45 для всіх розрахункових режимів було визначено місце і значення максимального розрідження на лопатях РК. Області мінімального тиску для всіх досліджуваних режимів знаходяться в периферійній зоні в області вихідних кромок. Також з ціллю визначення максимального гідравлічного осьового зусилля від тиску води на РК за результатами чисельних досліджень течії було розраховано сили, що діють на внутрішні полості РК. Порівняння цих результатів з експериментальними даними моделі аналога показала високу достовірність проведених досліджень.

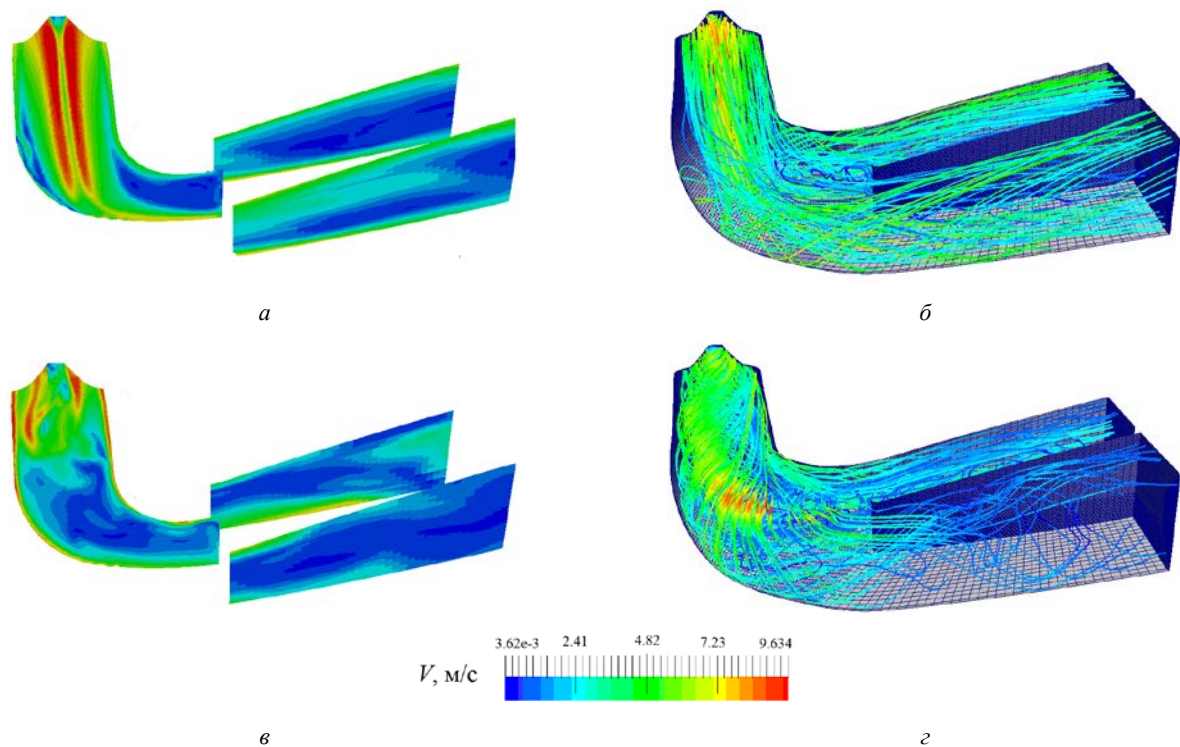


Рис. 6. Візуалізація течії у ВТ ГТ Френсіса РО45 для режимів 100 % і 60 % номінальної потужності при розрахунковому напорі:

а – поле швидкостей, 100 % потужності; б – лінії току, 100 %; в – поле швидкостей, 60 %; г – лінії току, 60 %

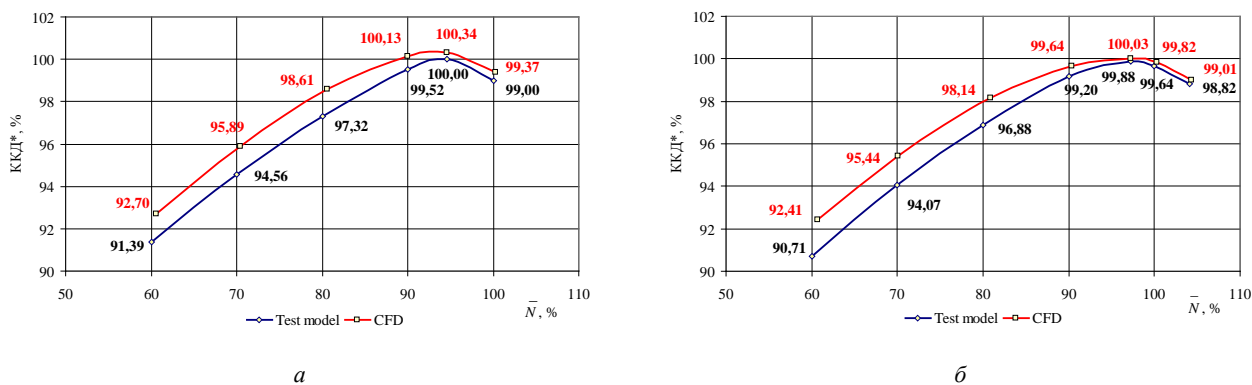


Рис. 7. Порівняння залежностей відносного ККД від потужності, отриманих при модельних дослідженнях ГТ аналога та при CFD розрахунках ГТ для модернізації ГЕС Дхаліпур:
а – розрахунковий напір; б – максимальний напір

Висновки: - запропоновано підхід для достовірного підтвердження енергетичних і кавітаційних показників низьконапірної радіально-осьової гідротурбіни РО45, заснований на повній заміні фізичного експерименту на гідродинамічному стенді на чисельні дослідження нестисливої течії в'язкої рідини за допомогою програмного комплексу *IPMFlow*, що дозволило суттєво скоротити термін і вартість досліджень;

- запропонований підхід дозволив з високою достовірністю – кількісно і якісно – визначити енергетичні показники ГТ Френсіса РО45 і підтвердив її високі енергетичні характеристики та їх відповідність вимогам замовника;

- підтверджено, що деякі відмінності геометричних параметрів запропонованої ПЧ ГТ і ГТ аналога, в першу чергу підводу, при ідентичності РК, несуттєво вплинули на енергетичні показники ПЧ.

Автори висловлюють ширю вдячність компаніям «Харківтурбоінжиніринг» (Україна) і *Go Goal* (Індія) за співробітництво та обговорення результатів чисельних досліджень.

Список літератури

1. Русанов А. В., Гнесін В. І., Хорєв О. М., Жандковскі Р., Колодяжна Л. В., Косьянова А. І., Косьянов Д. Ю., Пашенко Н. В., Русанов Р. А., Сухорєбрий П. М., Чугай М. О. *Науково-технічні основи моделювання і проектування проточних частин енергетичних турбоустановок* / ред. Русанов А. В. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного, 2019. 384 с.
2. Барліт В. В., Миронов К. А., Власенко А. В., Яковлева Л. К. *Расчет и проектирование проточной части реактивных гидротурбин на основе численного моделирования рабочего процесса*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. 215 с.
3. Миронов К. А., Олексєенко Ю. Ю. Применение CFD при проектировании элементов проточной части гидротурбины. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2016. No. 20 (1192). P. 116–121.
4. Резва К. С., Дранковський В. Е., Тиньянова І. І. Дослідження потоку у високонапірних оборотних гідромашинах. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. No. 42 (1264). P. 82–86.
5. Кочевский А. Н., Неня В. Г. Современный подход к моделированию и расчету течений жидкости в лопатных гидромашинах. *Вісник Сумського державного університету: Сер.: Технічні науки*. Суми: СумДУ. 2003. № 13 (59). С. 195–210.
6. Черный С. Г., Чирков Д. В., Лапин В. Н., Скороспелов В. А., Шаров С. В. *Численное моделирование течений в турбомашинах*. Новосибирск: Наука, 2006. 202 с.
7. Пылев И. М., Малышев А. К., Черный С. Г. Оптимизационное проектирование проточных частей гидротурбин. *Тяжелое машиностроение*. 2007. № 4. С. 10–13.
8. Астракова А. С., Банников Д. В., Черный С. Г., Чирков Д. В. Численные методы оптимизационного проектирования проточных частей гидротурбин. *Вычислительные технологии*. 2014. Т. 19, № 1. С. 20–39.
9. Золотаревич В. П., Югов Н. В. Расчет гидродинамических характеристик рабочего колесарадиально-осевой гидротурбины РО 230. *Научно-технический вестник Санкт-Петербургского государственного университета информационных технологий, механики и оптики*. 2009. № 4 (62). С. 60–67.
10. Brekke H. Design, Performance and Maintenance of Francis Turbines. *Global Journal of Researches in Engineering Mechanical and Mechanics Engineering*. 2013. Vol. 13 (5). P. 28–40.
11. Wu J., Shimmei K., Tani K., Niikura K., Sato J. CFD-based design optimization for hydro turbines. *ASME Journal Fluids Eng.* 2007. Vol. 129. P. 159–168.
12. Wahidullah Hakim Safi, Vishnu Prasad. Design and permance analysis of Francis turbine for hydro power station on Kunar river using CFD. *International Journal of Advanced Research*. 2017. No. 5 (5). P. 1004–1012.
13. Kaniecki M., Krzemianowskib Z. CFD analysis of high speed Francis hydraulic turbines. *Transactions of the Institute of fluid flow machinery*. 2016. No. 131. P. 111–120.
14. Gros L., Kueny J. L., Avellan F., Bellet L. Numerical flow analysis of the GAMM turbine at nominal and off-design operating conditions. *Proc. of the XIX IAHR Symposium, Hydraulic Machinery and Cavitation*. 1998. P. 121–128.
15. Santiago Lain, Manuel Garcia, Brian Quintero, Santiago Orrego. CFD Numerical simulations of Francis turbines Rev. *Fac. Ing. Univ. Antioquia*. 2010. No. 51. P. 24–33.
16. Qian Z., Yang J., Huai W. Numerical simulation and analysis of pressure pulsation in Francis hydraulic turbine with air admission. *Journal Hydrodynamics*. 2007. Vol. 19. P. 467–472.
17. Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal*. 1994. No. 8. P. 1598–1605.
18. Menter F. R., Esch T. Advanced Turbulence Modelling in CFX. *CFX Update*. 2001. No. 20. P. 4–5.
19. Русанов А. В., Косьянов Д. Ю. Численное моделирование течений вязкой несжимаемой жидкости с использованием невязной квазимонотонной схемы Годунова повышенной точности. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2009. Т. 5, № 4 (41). С. 4–7.
20. Русанов А. В., Ершов С. В. *Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин: монография*. Харьков: ИПМаш НАН Украины, 2008. 275 с.

References (transliterated)

- Rusanov A. V., Hnesin V. I., Khoryev O. M., Zhandkovski R., Kolodyazhna L. V., Kos'yanova A. I., Kos'yanov D. Yu., Pashchenko N. V., Rusanov R. A., Sukhobryy P. M., Chuhay M. O. *Naukovo-tekhichni osnovy modelyuvannya i proektuvannya protochnykh chastyn enerhetychnykh turboustanovok* [Scientific and technical bases of modeling and design of flowing parts of power turbines]. Kharkiv, Instytut problem mashynobuduvannya im. A. M. Pidhornoho Publ., 2019. 384 p.
- Barlit V. V., Mironov K. A., Vlasenko A. V., Yakovleva L. K. *Raschet i proektirovanie protochnoy chasti reaktivnykh gidroturbin na osnovе chislennogo modelirovaniya rabocheho protsessa* [Calculation and design of the flow part of jet turbines based on numerical simulation of the workflow]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2008. 215 p.
- Mironov K. A., Olekseenko Yu. Yu. *Primenenie CFD priproektirovani elementov protochnoy chasti gidroturbiny* [The use of CFD in the design of elements of the flow part of a hydraulic turbine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 20 (1192), pp. 116–121.
- Ryezva K. S., Drankovskiy V. E., Tyn'yanova I. I. *Doslidzhennya potoku u vysoko-napornnykh oborotnykh gidromashinakh* [The research in the high-pressure reversible hydraulic machine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 42 (1264), pp. 82–86.
- Kochevskiy A. N., Nenyа V. G. *Sovremenny podkhod k modelirovaniyu i raschetu techeniy zhidkosti v lopastnykh gidromashinakh* [Modern approach to modeling and calculating fluid flow in blade hydraulic machines]. *Visnyk Sums'koho derzhavnoho universytetu. Seriya: Tekhnichni nauky* [Sumy State University Bulletin: Technical Sciences Series]. Sumy, SumDU Publ., 2003, no. 13 (59), pp. 195–210.
- Chernyy S. G., Chirkov D. V., Lapin V. N., Skorospelov V. A., Sharov S. V. *Chislennoe modelirovanie techeniy v turbomashinakh* [Numerical simulation of flows in turbomachines]. Novosibirsk, Nauka Publ., 2006. 202 p.
- Pylev I. M., Malyshev A. K., Chernyy S. G. *Optimizatsionnoe proektirovanie protochnykh chastey gidroturbin* [Optimization design of flowing parts of hydroturbines]. *Tyazhele mashinostroenie*. 2007, no. 4, pp. 10–13.
- Astrakova A. S., Bannikov D. V., Chernyy S. G., Chirkov D. V. *Chislennye metody optimizatsionnogo proektirovaniya protochnykh chastey gidroturbin* [Numerical methods for optimizing the design of flowing parts of hydraulic turbines]. *Vychislitel'nye tekhnologii*. 2014, vol. 19, no. 1, pp. 20–39.
- Zolotarevich V. P., Yugov N. V. *Raschet gidrodinamicheskikh kharakteristik rabocheho kolezaradial'no-osevoy gidroturbiny RO 230* [Calculation of the hydrodynamic characteristics of the runner of Francis turbine RO 230]. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo universiteta informatsionnykh tekhnologiy, mekhaniki i optiki*. 2009, no. 4 (62), pp. 60–67.
- Brekke H. *Design, Performance and Maintenance of Francis Turbines*. *Global Journal of Researches in Engineering Mechanical and Mechanics Engineering*. 2013, vol. 13 (5), pp. 28–40.
- Wu J., Shimmei K., Tani K., Niikura K., Sato J. *CFD-based design optimization for hydro turbines*. *ASME Journal Fluids Eng.* 2007, vol. 129, pp. 159–168.
- Wahidullah Hakim Safi, Vishnu Prasad. *Design and permanence analysis of Francis turbine for hydro power station on Kunar river using CFD*. *International Journal of Advanced Research*. 2017, no. 5 (5), pp. 1004–1012.
- Kaniecki M., Krzemianowski Z. *CFD analysis of high speed Francis hydraulic turbines*. *Transactions of the Institute of fluid flow machinery*. 2016, no. 131, pp. 111–120.
- Gros L., Kueny J. L., Avellan F., Bellet L. *Numerical flow analysis of the GAMM turbine at nominal and off-design operating conditions*. *Proc. of the XIX IAHR Symposium, Hydraulic Machinery and Cavitation*. 1998, pp. 121–128.
- Santiago Lain, Manuel Garcia, Brian Quintero, Santiago Orrego. *CFD Numerical simulations of Francis turbines*. *Rev. Fac. Ing. Univ. Antioquia*. 2010, no. 51, pp. 24–33.
- Qian Z., Yang J., Huai W. *Numerical simulation and analysis of pressure pulsation in Francis hydraulic turbine with air admission*. *Journal Hydrodynamics*. 2007, vol. 19, pp. 467–472.
- Menter F. R. *Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications*. *AIAA Journal*. 1994, no. 8, pp. 1598–1605.
- Menter F. R., Esch T. *Advanced Turbulence Modelling in CFX*. *CFX Update*. 2001, no. 20, pp. 4–5.
- Rusanov A. V., Kos'yanov D. Ju. *Chislennoe modelirovanie techeniy vyazkoy neshzimaemoy zhidkosti s ispol'zovaniem neyavnoy kvazimonotonnoy skhemy Godunova povyshennoy tochnosti* [Mathematical modeling of fluid flow and analysis of the flow structure in the flow part of a low-pressure axial hydraulic turbine]. *Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy*. 2009, vol. 5, no. 4 (41), pp. 4–7.
- Rusanov A. V., Yershov S. V. *Matematicheskoye modelirovaniye nestatsionarnykh gazodinamicheskikh protsessov v protochnykh chastyakh turbomashin* [Mathematical modeling of non-stationary gas-dynamic processes in the flow parts of turbomachines]. Kharkov, IPMash NAN Ukrainy Publ., 2008. 275 p.

Надійшла (received) 27.08.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Русанов Андрій Вікторович (Rusanov Andrey Viktorovich, Rusanov Andrey) – доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НАН України, директор ІПМаш НАН України; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1345-7010>; e-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua

Хорєв Олег Миколайович (Хорєв Олег Николаевич, Khoryev Oleg) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, ІПМаш НАН України, старший науковий співробітник; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6940-4183>; e-mail: oleg_xo@ukr.net

Биков Юрій Адольфович (Быков Юрий Адольфович, Bykov Yuri) – кандидат технічних наук, ІПМаш НАН України, старший науковий співробітник; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7089-8993>; e-mail: bykow@ipmach.kharkov.ua

Косьянов Дмитро Юрійович (Косьянов Дмитрий Юрьевич, Kosianov Dmitry) – кандидат технічних наук, ІПМаш НАН України, старший науковий співробітник; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1359-3947>; e-mail: kosyanov@ipmach.kharkov.ua