

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

## ПОКРАЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПІДВІДНОЇ ЧАСТИНИ ВИСОКОНАПІРНОЇ ГІДРОТУРБИНИ

В основі багатьох ГЕС використовується радіально-осьова гідротурбіна, відома своєю універсальністю та ефективністю перетворення гідравлічної енергії в механічну. Два невід'ємні компоненти цієї гідротурбіни це спіральна камера та напрямний апарат, які відіграють ключову роль в управлінні потоком води крізь гідротурбінну систему, забезпечуючи оптимальну продуктивність та виробництво енергії. Процес розробки нових проточних частин гідротурбін складається з кількох послідовних етапів, зокрема: вибір конструктивних параметрів гідротурбіни для заданих умов ГЕС та проєктування елементів проточних частин (як правило, розглядається кілька варіантів, що відрізняються методами розрахунку, геометричними, кінематичними та іншими параметрами); обчислювальне дослідження характеристик потоку, силових та крутних моментів, втрат енергії в елементах проточної частини та визначення найкращих варіантів; експериментальне дослідження модельних блоків гідротурбіни на енергокавітаційних стендах, причому розміри моделі, умови випробувань та параметри стендів повинні відповідати вимогам міжнародного стандарту ІЕС. На основі результатів експериментальних та обчислювальних досліджень моделі розраховуються характеристики та видаються гарантії роботи повномасштабної гідротурбіни. У статті представлені деякі результати обчислювального дослідження просторового турбулентного потоку в'язкої рідини в проточній частині високонапірної турбіни PO500, виконаного за допомогою пакету прикладних програм CFX-TASCflow. Для покращення енергетичних характеристик на етапі попереднього проєктування турбіни слід проводити числове моделювання потоку. Такий CFD-підхід зменшує витрати та час у порівнянні з експериментальним підходом і дає можливість покращити та проаналізувати характеристики гідротурбіни та її конструкцію до виготовлення моделі. Обчислювальний комплекс програм надає можливість побачити картину розподілу тиску, поле векторів швидкостей та рух частинок рідини для обґрунтування та аналізу результатів. Чисельне моделювання просторового потоку в проточній частині гідротурбіни було проведено для визначення змін енергетичних характеристик, тому була обрана  $k-\epsilon$  модель турбулентності. В результаті розрахунку було визначено розподіл швидкостей та тисків у різних елементах гідротурбіни для різних профілів напрямного апарату. Проведено аналіз втрат енергії в проточній частині високонапірної гідротурбіни: спіральна камера, статор з плоскими кільцями, напрямний апарат, робоче колесо та відсмоктувальна труба на оптимальний режим роботи гідротурбіни, а також проведено аналіз впливу відкриття напрямного апарату на зміну втрат енергії в різних елементах проточної частини. Також було розглянуто питання підвищення енергетичної ефективності проточних частин високонапірної гідротурбіни.

**Ключові слова:** спіральна камера, напрямний апарат, CFD, втрати енергії, проєктування, радіально-осьова гідротурбіна.

**К. MYRONOV, O. DMYTRIENKO, S. DEVETIAROVA**

## IMPROVEMENT OF ENERGY PERFORMANCE OF THE INLET FLOW PART OF A HIGH-HEAD HYDROTURBINE

Many hydroelectric power plants use a Francis turbine, known for its versatility and efficiency in converting hydraulic energy into mechanical energy. Two integral components of this hydroturbine are the spiral case and the guide vane, which play a key role in controlling the flow of water through the hydroturbine system, ensuring optimal performance and energy production. The process of developing new flow space of hydroturbines consists of several consecutive stages, in particular: selection of design parameters of the hydroturbine for given conditions of the hydroelectric power plant and design of flow space elements (as a rule, several options are considered, differing in calculation methods, geometric, kinematic and other parameters); computational study of flow characteristics, power and torques, energy losses in flow space elements and determination of the best options; experimental study of model hydroturbine units on energy cavitation stands, and the dimensions of the model, test conditions and stand parameters must meet the requirements of the international IEC standard. Based on the results of experimental and computational studies of the model, the characteristics are calculated and guarantees for the operation of a full-scale hydroturbine are issued. The article presents some results of a computational study of the spatial turbulent flow of a viscous fluid in the flow space of a high-head turbine Fr500, performed using the CFX-TASCflow application software package. To improve the energy characteristics at the stage of preliminary turbine design, numerical simulation of the flow should be carried out. Such a CFD approach reduces costs and time compared to the experimental approach and makes it possible to improve and analyze the characteristics of the hydroturbine and its design before manufacturing the model. The computational complex of programs provides an opportunity to see the pressure distribution pattern, the velocity vector field and the motion of fluid particles for substantiation and analysis of the results. Numerical simulation of the spatial flow in the flow section of the hydroturbine was carried out to determine changes in energy characteristics, therefore, the  $k-\epsilon$  turbulence model was chosen. As a result of the calculation, the distribution of speeds and pressures in various elements of the hydroturbine was determined for different profiles of the guide vane. An analysis of energy losses in the flow part of the high-head hydroturbine was carried out: a spiral case, a stator with flat rings, a guide vane, an runner and a suction pipe for the optimal operation mode of the hydroturbine, and an analysis of the influence of opening the guide vane on the change in energy losses in various elements of the flow space was also carried out. The issue of increasing the energy efficiency of the flow space of the high-head hydroturbine was also considered.

**Keywords:** spiral case, guide vane, CFD, energy losses, design, Francis turbine.

**Вступ.** Загальноприйнятим підходом до вдосконалення проточних частин (ПЧ) гідротурбін (ГТ) є формування геометрії ГТ шляхом внесення змін у початковий варіант, отриманий в результаті наближеного рішення зворотного завдання або прийнятий як аналог. При проєктуванні ПЧ ГТ використовують розрахункові та експериментальні методи дослідження. Останнім часом з метою скорочення кількості фізичних експериментів багато уваги приділяється чисельним експериментам. Це дозволяє скоротити терміни та вартість проєктних

робіт, що зумовлює всебічне впровадження в інженерну практику автоматизованих систем проєктування ГТ. Посилення ролі чисельного експерименту стало можливим у зв'язку з розробкою досконаліших математичних моделей течії, гідродинамічних методів проєктування ПЧ та розрахунку течії, а також чисельних методів та алгоритмів.

Підвідна частина високонапірної радіально-осьової (РО) ГТ складається зі спіральної камери (СК), статора та направляючого апарату (НА), який

© К. А. Миронов, О. В. Дмитрієнко, С. О. Деветьярова, 2025

*Bulletin of the National Technical University "KhPI".  
Series: Hydraulic machines and hydraulic units, no. 2'2025*

призначений для створення рівномірного вісесиметричного потоку з необхідним завихренням перед робочим колесом (РК). Для зменшення втрат на вході необхідно спочатку узгодити всі елементи входу один з одним за кінематичними параметрами. Бажано проєктувати СК за законом  $V_u = \text{const}$  з плаваючою точкою спряження, що дозволить створити більш рівномірний потік з меншими розмірами спіралі [1; 2]. Кут потоку, утворений СК, повинен узгоджуватися з кутом встановлення колон статора. Якщо щільність решітки статора мала, колону статора необхідно проєктувати вздовж потоку, щоб зменшити ударні втрати. У цьому випадку середній кут потоку перед НА буде визначатися СК. Якщо решітка колон статора досить щільна, тобто їх кількість більше 18, статор може повертати потік, змінюючи середній кут перед НА та створювати додаткове завихрення потоку.

Виходячи з вищезазначених умов, форма профілю НА проєктується або вибирається з використанням галузевих стандартів.

Роль НА у формуванні енергетичних характеристик високонапорної РО ГТ з усіх вхідних елементів є найбільш значною, оскільки втрати енергії в НА перевищують загальні втрати в СК та статорі. Наприклад, для гідравлічних турбін РО500 втрати енергії в НА, навіть на оптимальному режимі, сягають близько 2,5 %.

На основі результатів експериментальних та обчислювальних досліджень моделі розраховуються характеристики та видаються гарантії роботи повномасштабної ГТ.

Головною метою дослідження є пошук раціональних варіантів підвідної частини з високими енергетичними характеристиками.

**Огляд літератури.** Проєктування ГТ з високими енергетичними характеристиками пов'язане, перш за все, з використанням методу математичного моделювання робочого процесу лопатевих гідромашин. Моделювання є основою сучасної методології проєктування технічних об'єктів.

Для зменшення коливання параметрів у СК ГТ [2] під час її роботи, що призводить до пошкодження елементів ГТ та збільшення гідравлічних втрат, пропонується стратегія оптимізації та модернізації СК ГТ. У статті [3] розглядаються нові конструктивні рішення для покращення робочого процесу та ефективного використання ГТ для напорів до 700 м, розширення робочого діапазону щодо швидкостей потоків та напорів з високими енергетичними та кавітаційними показниками та надійністю роботи. Це дослідження розширює горизонти РО ГТ для застосувань з високим напором, пропонуючи розуміння їхнього потенціалу та життєздатності в екстремальних умовах.

У роботі [4] надається інформація про те, що оптимізацію за заданими вихідними параметрами ГТ, можна проводити як за допомогою аналітичних методів, так і з використанням відкритого або комерційного програмного забезпечення. Дослідження течії рідини може проводитися як в чисельний, так і в експериментальний спосіб [5].

Чисельне моделювання течії дозволяє суттєво зекономити час і вартість проєктування елементів ГТ, отримати й проаналізувати структуру потоку в будь-якому перерізі елементів ПЧ. Експериментальні дослідження є більш надійнішим способом перевірки отриманих енергетичних, кавітаційних і пульсаційних характеристик.

Дж. Джой та ін. [6] досліджували систему змінних напрямних апаратів високонапірної моделі РО ГТ за допомогою числового моделювання. У роботі [7], досліджували конструкцію форми фіксованих проточних каналів (лопатка, корпус та відсмоктуюча труба) на основі прикладного програмного забезпечення (CFD) для покращення однорідності потоку у фіксованих проточних каналах моделі РО ГТ. У роботі [8] ілюструються різні корисні аспекти CFD, для моделювання роботи ГТ надається критичний огляд різних обчислювальних методологій для досягнення різних цілей гідравлічного проєктування та оцінки продуктивності ГТ. Автори Крупа Є. С. та Демчук Р. М. [9] провели огляд сучасних програмних комплексів та проаналізували їх переваги у порівнянні з експериментальними дослідженнями. Представили алгоритм розрахунку параметрів потоку в ГТ з використанням програмного комплексу Ansys. Розглядалась високонапірна РО ГТ типу РО500. Для розрахунку просторового потоку в ПЧ ГТ використовувалась  $k-\epsilon$  модель турбулентності.

У зв'язку з розвитком програмних комплексів та їх модернізацією з'являються нові можливості чисельного моделювання. Розглянуті роботи вчених можуть бути уточнені з використанням нових версій програмного забезпечення та з використанням нових потужніших комп'ютерів.

Виходячи з цього, було сформульовано основну мету цієї роботи, а саме – вибір оптимальної геометрії елементів ПЧ високонапірної РО ГТ.

**Методологія дослідження.** Сучасні пакети CFD стають економічно ефективним інструментом, що використовується для отримання детальної інформації про властивості потоку в гідротурбіні з урахуванням взаємодії її різних елементів. CFD широко використовується конструкторами та дослідниками для оптимізації проєкту, а також для прогнозування роботи РО ГТ в цілому. Тривимірне моделювання в'язкого потоку дозволяє визначити розподіл тиску та швидкості в ПЧ ГТ.

Для досягнення максимальної ефективності за умов вимог до обладнання проєктування підвідної частини РО ГТ базується на виборі оптимальної геометрії СК, статора та системи лопатей НА. Для цього необхідно визначити втрати у підвідної частини високонапірної РО ГТ.

Втрати в РО ГТ за характером їх виникнення поділяються на гідравлічні, об'ємні, від тертя дисків та механічні.

Найбільш суттєво на загальний ККД ГТ, під час числового моделювання, впливають гідравлічні втрати [10; 11]. Гідравлічні втрати у СК, статорі, НА, РК та відсмоктуючій трубі при числовому моделюванні в'язкого потоку розраховуються як

різниця між повною енергією на вході та виході кожного елемента ПЧ. Повна енергія є сумою тиску та кінетичної енергії.

$$\Delta E_{1-2} = \frac{1}{\rho Q} \left( \int_{s_1} p_{tot} V_t ds - \int_{s_2} p_{tot} V_t ds \right) = E_1 - E_2,$$

де  $V_t$  – складова абсолютної швидкості потоку;  
 $p_{tot}$  – загальний тиск;  
 $\rho$  – густина рідини.

У РК (тобто в обертовій системі відліку) загальна втрата енергії дорівнює різниці між загальною енергією, що входить і виходить з РК.

У роботі досліджувались варіанти розрахунків зроблених з використанням 2D та 3D методів розрахунку потоку рідини.

У 2D-методах різні типи втрат енергії (профільні, ударні та загальні) визначалися окремо в кожному елементі ПЧ ГТ.

Виконані розрахунки дозволили вибрати найкращі варіанти для подальших досліджень у програмному пакеті CFX-TASCflow з використанням  $k$ - $\epsilon$  моделі турбулентності. Для розрахунку турбулентної в'язкості було використано стандартну  $k$ - $\epsilon$  модель турбулентності потоку [9–12].

При використанні цієї моделі система рівнянь руху рідини доповнюється двома диференціальними рівняннями, що описують передачу відповідно кінетичної енергії турбулентності  $k$  та швидкості дисипації  $\epsilon$  [9–13].  $k$  – кінетична енергія турбулентності, що визначається як дисперсія коливань швидкості;  $\epsilon$  – швидкість дисипації. Запишемо два рівняння для  $k$  та  $\epsilon$ :

$$\frac{\partial pk}{\partial t} + \nabla(pUk) = \nabla \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - p\epsilon;$$

$$\frac{\partial p\epsilon}{\partial t} + \nabla(pU\epsilon) = \nabla \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \nabla \epsilon \right] + \frac{\epsilon}{k(C_{S1}P)_k} - C_{S2}p\epsilon,$$

де  $\mu_t = C_\mu p \frac{k^2}{\epsilon}$ ;

$C_\mu = 0,09$ ;  $C_{S1} = 1,44$ ;  $C_{S2} = 1,92$ ;

$\sigma_k = 1,0$ ;  $\sigma_\epsilon = 1,3$ ;

$P_k$  – враховує виникнення турбулентності, спричиненої силами в'язкого тертя, та визначається:

$$P_k = \mu_t \nabla U (\nabla U + \nabla U^T) - \frac{2}{3} \nabla U (3\mu_t \nabla U + pk) + P_{kb}.$$

**Розрахунок спіральної камери.** У роботі розглянуто конструкцію СК високонапіної РО ГТ з такими параметрами:

- оптимальна приведена витрата  $Q'_{I\text{опт}} = 0,15 \text{ м}^3/\text{с}$ ;
- максимальна приведена витрата  $Q'_I = 0,18 \text{ м}^3/\text{с}$ ;
- оптимальна частота обертання  $n'_{I\text{опт}} = 60 \text{ хв}^{-1}$ ;
- гідравлічний ККД  $\eta_r = 0,92\text{--}0,94$ .

СК та статорні колони були однаковими для всіх трьох варіантів НА. Спіраль розраховувалась за

законом  $V_u/r = \text{const}$ . Кут потоку перед статорними колонами у вхідному поперечному перерізі  $\alpha_1 = 27,9^\circ$ . Середній кут потоку перед колонами  $\alpha_{ст} = 33,5$  (рис. 1).

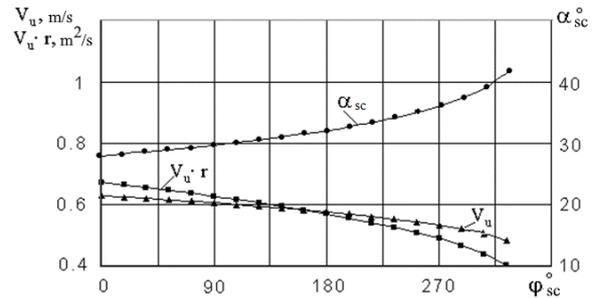


Рис. 1. Параметри потоку в СК

На рис. 1 показано, як змінюється кут потоку  $\alpha_{ст}$  залежно від кута охоплення спіралі  $\phi_{ск}^0$ . Значення складової окружної швидкості  $V_u$  та моменту швидкості  $V_{ur}$  у перерізах вздовж периметра спіралі. Всі розрахунки проводилися для  $Q'_I = 0,18 \text{ м}^3/\text{с}$ .

Під час роботи було обрано три різні профілі лопаток НА (рис. 2). Було оцінено вплив форми профілю на формування оптимального режиму.

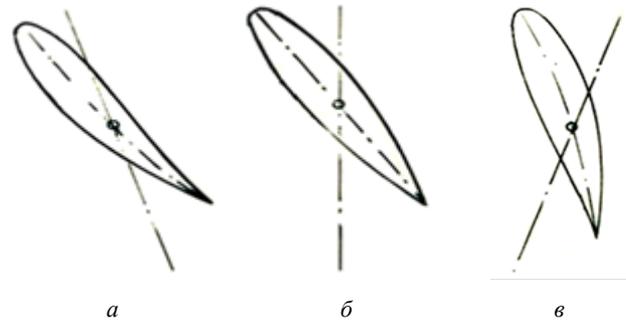


Рис. 2. Форми профілю лопатки НА:

а – негативна кривизна; б – симетричний; в – позитивна кривизна

В результаті дослідження, з використанням методів 2D розрахунку, були отримані параметри оптимального режиму роботи ГТ з трьома різними профілями лопатки (табл. 1). Значення кута потоку  $\alpha_0$ , який має бути створений перед входом у РК за умови, що потік виходить з РК аксіально:

$$\alpha_0 = \arctan \left( \frac{Q'_{I\text{опт}} \cdot n'_{I\text{опт}}}{60 \cdot b_0 \cdot \eta_r \cdot g} \right).$$

Таблиця 1 – Вплив форми профілю НА на формування оптимального режиму ГТ

Варіант	1	2	3
$Q'_{I\text{опт}}, \text{ м}^3/\text{с}$	0,152	0,146	0,147
$n'_{I\text{опт}}, \text{ хв}^{-1}$	60,24	60,13	60,2

Для прийнятих конструктивних параметрів  $\alpha_0 = 11,5^\circ$ , НА спроектований таким чином, щоб забезпечити це значення кута.

На рис. 3 показано залежність втрат енергії в НА від витрати. Найбільший внесок у загальні втрати

мають профільні, тобто втрати на тертя. Згідно з графіком, симетричний профіль НА має менше значення втрат.

Дані про втрати в елементах підвідної частини (СК, статор та НА) та загальні втрати на вході були визначені при різних витратах та зведені в табл. 2.

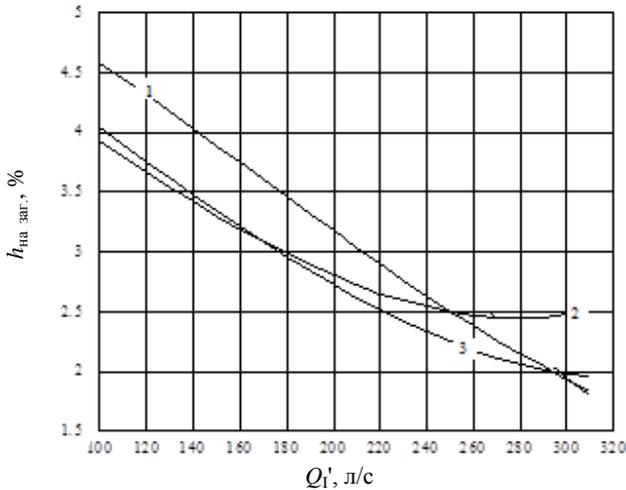


Рис. 3. Втрати у НА з профілями:  
1 – позитивна кривизна; 2 – негативна кривизна;  
3 – симетричний

Таблиця 2 – Втрати в підводі з НА з симетричним профілем

$Q_1', м^3/с$	$\alpha_0, мм$	$h_{СК}, \%$	$h_{СТ}, \%$	$h_{НА}, \%$	$h_{заг.}, \%$
0,11	25	0,14	0,1647	2,1254	2,4671
0,13	30	0,195	0,2277	1,7481	2,1708
0,15	35	0,26	0,3007	1,4508	2,0115
0,17	40	0,334	0,3834	1,2597	1,9771
0,19	45	0,417	0,4759	1,1508	2,0437

На рис. 4 наведено зміни втрат у підводі від витрати для різних типів СК та профілів НА.

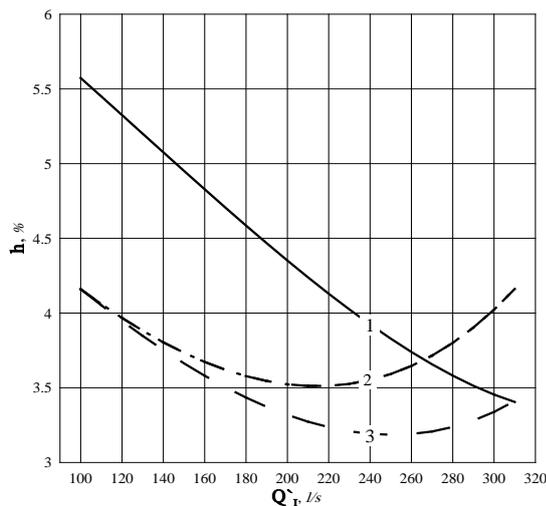


Рис. 4. Залежності  $h = f(Q_1')$  для різних варіантів підводу:  
1 – СК:  $V_u r = const$ , НА – позитивною кривизною;  
2 – СК:  $V_u r = const$ , НА – симетричний;  
3 – СК:  $V_u = const$ , НА – симетричний

Результати розрахунку спроектованої підвідної частини РО ГТ, отримані за допомогою програмного

пакету CFX-TASCflow, наведено на рис. 5, 6.

На рис. 5 показано ізолінії тиску в області статора та НА. На рис. 6 показано поля швидкостей в області статора та НА.

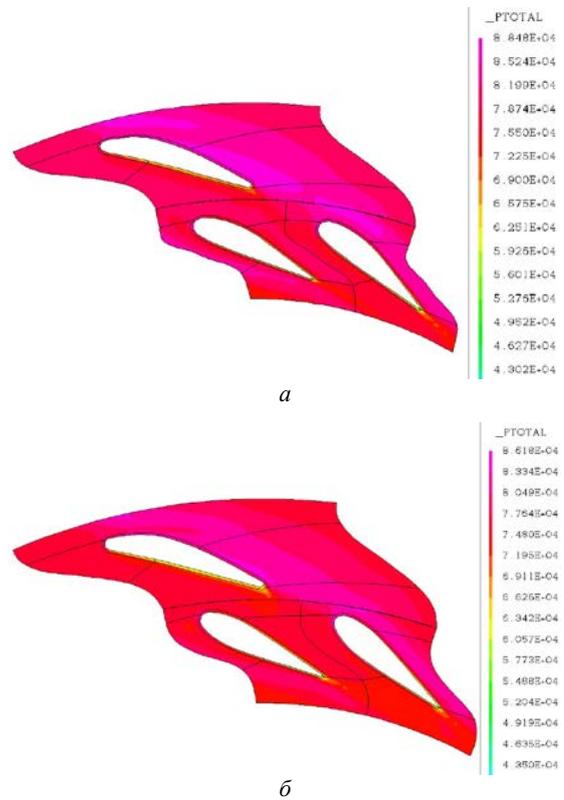


Рис. 5. Ізолінії тиску в області статора та НА:  
а – позитивна кривизна; б – симетричний

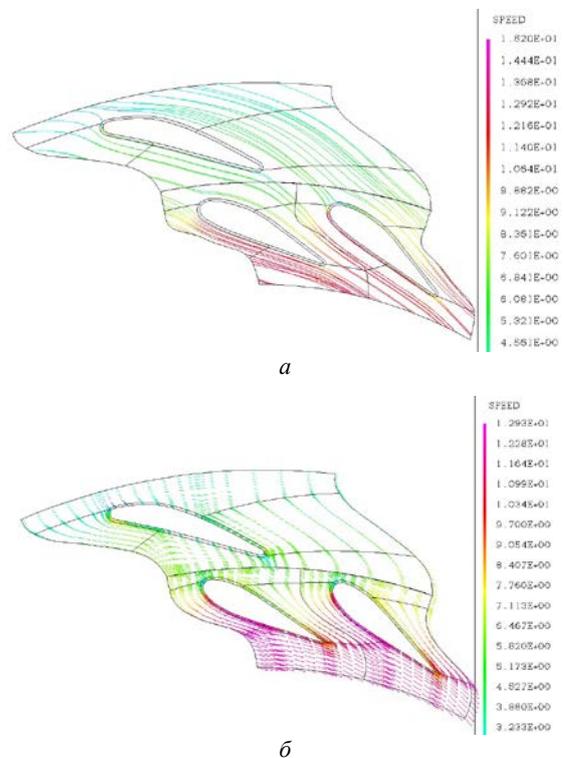


Рис. 6. Поля швидкостей в області статора та НА з профілями:  
а – позитивної кривизна; б – симетричний

НА із симетричним профілем в оптимальному режимі має більш рівномірний характер потоку рідини. Водночас, як для першого, так і для другого варіантів профілю лопатки, потік від статора потрапляє на лопатки НА під невеликим кутом, що призведе до збільшення ударних втрат на вході в НА. Для зменшення цих втрат можна збільшити радіус вхідної кромки НА або трохи змістити лопатки вздовж осі. Для зменшення відривних втрат на виході з НА можна використовувати скошену задню кромку.

У табл. 3, 4 зведено дані втрат у підводі при використанні 2D і 3D методів розрахунку для асиметричного та симетричного профіля НА на оптимальному режимі.

Таблиця 3 – Співставлення 2D і 3D методів розрахунку при використанні асиметричного профіля НА

Параметри	2D, %	3D, %
СК	0,445	0,44
Статор	0,31	0,95
НА	3,26	3,02
Загальні втрати в підводі	4,015	4,41

Таблиця 4 – Співставлення 2D і 3D методів розрахунку при використанні симетричного профіля НА

Параметри	2D, %	3D, %
СК	0,408	0,44
Статор	0,28	1,1
НА	2,55	2,53
Загальні втрати в підводі	3,238	4,04

**Висновок.** Досліджено три варіанти геометрії вхідної частини РО ГТ. Результати обчислювального дослідження підтверджують, що гідравлічний ККД високонапірної РО ГТ значною мірою залежить від втрат у НА, отже, саме цьому елементу слід приділяти найбільшу увагу, його конструкції та узгодженню потоку з іншими елементами ПЧ ГТ.

В результаті дослідження, за допомогою 2D та 3D методів, було визначено значення втрат енергії у СК, статорі та НА, що дозволило проаналізувати характер потоку у вхідній частині ГТ.

Були отримані ізолінії тиску та поля швидкостей в області статора та НА.

Згідно з результатами аналізу, мінімальні втрати енергії спостерігаються при симетричному профілі в області оптимальних режимів роботи, тоді як у профіля НА з позитивною кривизною мінімальні втрати знаходяться в області мінімального відкриття НА. Слід зазначити, що при виборі форми профіля лопатки НА необхідно враховувати діапазон відкриття НА та умови потоку на вході в РК.

Втрати на оптимальному режимі для високонапірної РО ГТ при використанні симетричного профіля НА становлять 1,45 %, для асиметричного профілю – 1,5 %.

#### Список літератури

1. Lazarevikj M., Markov Z. Automated hydraulic design procedure for a Francis turbine spiral casing. *31st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. IOP Conf. Series: Earth and*

- Environmental Science. Vol. 1079 (26 June–01 July 2022, Trondheim, Norway). IOP, 2022. P. 012009. doi: 10.1088/1755-1315/1079/1/012009*
2. Wang Z., Yu D., Wang Y., Chen G., Zong X. Volute optimization and CFD analysis of Francis turbine. *Proc. of the Int. Conf. on Mechatronics and Intelligent Control (ICMIC 2024). Vol. 13447. SPIE, 2025. doi: 10.1117/12.3044945*
3. Shrestha K., Bijukchhe P. L., Neopane H. P., Chitrakar S., Thapa B. Design and Performance study of Francis turbine for high head applications. *Journal of Physics: Conference Series. 2024. Vol. 2854. P. 012086. doi: 10.1088/1742-6596/2854/1/012086*
4. Leguizamón S., Avellan F. Open-source implementation and validation of a 3D inverse design method for Francis turbine runners. *Energies. 2020. Vol. 13, issue 8. A. no. 2020. doi: 10.3390/en13082020*
5. Rusanov A., Khorev O., Agibalov Y., Bykov Y., Korotaiev P. Numerical and experimental research of radial-axial pump-turbine models with splitters in turbine mode. *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – 2020. ICTM 2020. Lecture Notes in Networks and Systems. Vol. 188. Cham : Springer, 2020. P. 427–439. doi: 10.1007/978-3-030-66717-7\_36*
6. Joy J., Raisee M., Cervantes M. J. Hydraulic Performance of a Francis Turbine with a Variable Draft Tube Guide Vane System to Mitigate Pressure Pulsations. *Energies. 2022. Vol. 15, issue 18. P. 6542. doi: 10.3390/en15186542*
7. Shrestha U., Choi Y. D. A CFD-Based Shape Design Optimization Process of Fixed Flow Passages in a Francis Hydro Turbine. *Processes. 2020. Vol. 8, issue 11. P. 1392. doi: 10.3390/pr8111392*
8. Tiwari G., Kumar J., Prasad V., Patel V. K. Utility of CFD in the design and performance analysis of hydraulic turbines – A review. *Energy Reports. 2020. Vol. 6. P. 2410–2429. doi: 10.1016/j.egy.2020.09.004*
9. Krupa Ye., Demchuk R. Numerical study of flow parameters in the high-head Francis turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. Kharkiv : NTU "KhPI". 2024. No. 1. P. 44–50. doi: 10.20998/2411-3441.2024.1.06*
10. Дранковський В. Е., Миронов К. А., Тиньянова І. І., Рєзва К. С., Крупа Є. С., Кухтенков Ю. М. *Математичне моделювання робочого процесу гідромашин: монографія.* Харків : НТУ «ХПІ», 2022. 406 с.
11. Myronov K., Dmytrienko O., Basova Y., Rezvaya K., Vorontsov S. Improving the Energy Performance of a High-Head Francis Turbine. *Int. Conf. on Reliable Systems Engineering, ICoRSE 2023. Vol. 762 (7–8 September 2023, Bucharest, Romania). Lecture Notes in Networks and Systems. Cham : Springer, 2023. P. 66–77.*
12. ANSYS Help. *Documentation, tutorials, and videos for Ansys products. Mechanical APDL User's Guide Documentation.* URL: <https://ansyshelp.ansys.com/> (дата звернення: 02.10.2025).
13. Shahzer M. A., Nguyen D. A., Kim J. H. A comprehensive investigation of hydraulic performance and internal flow characteristics of Francis turbine model at part load cavitating flow for various turbulence models. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. 2025. Vol. 19, issue. 1. doi: 10.1080/19942060.2025.2538811*

#### References (transliterated)

1. Lazarevikj M., Markov Z. Automated hydraulic design procedure for a Francis turbine spiral casing. *31st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science. Vol. 1079 (26 June–01 July 2022, Trondheim, Norway). IOP Publ., 2022, p. 012009. doi: 10.1088/1755-1315/1079/1/012009*
2. Wang Z., Yu D., Wang Y., Chen G., Zong X. Volute optimization and CFD analysis of Francis turbine. *Proc. of the Int. Conf. on Mechatronics and Intelligent Control (ICMIC 2024). Vol. 13447. SPIE Publ., 2025. doi: 10.1117/12.3044945*
3. Shrestha K., Bijukchhe P. L., Neopane H. P., Chitrakar S., Thapa B. Design and Performance study of Francis turbine for high head applications. *Journal of Physics: Conference Series. 2024, vol. 2854, p. 012086. doi: 10.1088/1742-6596/2854/1/012086*
4. Leguizamón S., Avellan F. Open-source implementation and validation of a 3D inverse design method for Francis turbine runners. *Energies. 2020, vol. 13, issue 8, a. no. 2020. doi: 10.3390/en13082020*

5. Rusanov A., Khorev O., Agibalov Y., Bykov Y., Korotaiev P. Numerical and experimental research of radial-axial pump-turbine models with splitters in turbine mode. *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – 2020. ICTM 2020. Lecture Notes in Networks and Systems. Vol. 188*. Cham, Springer Publ., 2020, pp. 427–439. doi: 10.1007/978-3-030-66717-7\_36
6. Joy J., Raisee M., Cervantes M. J. Hydraulic Performance of a Francis Turbine with a Variable Draft Tube Guide Vane System to Mitigate Pressure Pulsations. *Energies*. 2022, vol. 15, issue 18, p. 6542. doi: 10.3390/en15186542
7. Shrestha U., Choi Y. D. A CFD-Based Shape Design Optimization Process of Fixed Flow Passages in a Francis Hydro Turbine. *Processes*. 2020, vol. 8, issue 11, p. 1392. doi: 10.3390/pr8111392
8. Tiwari G., Kumar J., Prasad V., Patel V. K. Utility of CFD in the design and performance analysis of hydraulic turbines – A review. *Energy Reports*. 2020, vol. 6, pp. 2410–2429. doi: 10.1016/j.egy.2020.09.004
9. Krupa Ye., Demchuk R. Numerical study of flow parameters in the high-head Francis turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2024, no. 1, pp. 44–50. doi: 10.20998/2411-3441.2024.1.06
10. Drankovs'kyi V. E., Myronov K. A., Tyn'yanova I. I., Ryezva K. S., Krupa Ye. S., Kukhtenkov Yu. M. *Matematychna modelyuvannya robochoho protsesu hidromashyn: monohrafiya* [Mathematical modelling of the hydraulic machine workflow]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022. 406 p.
11. Myronov K., Dmytriienko O., Basova Y., Rezvaya K., Vorontsov S. Improving the Energy Performance of a High-Head Francis Turbine. *Int. Conf. on Reliable Systems Engineering, ICoRSE 2023. Vol. 762 (7–8 September 2023, Bucharest, Romania). Lecture Notes in Networks and Systems*. Cham, Springer Publ., 2023, pp. 66–77.
12. *ANSYS Help. Documentation, tutorials, and videos for Ansys products. Mechanical APDL User's Guide Documentation*. Available at: <https://ansyshelp.ansys.com/> (accessed 02.10.2025).
13. Shahzer M. A., Nguyen D. A., Kim J. H. A comprehensive investigation of hydraulic performance and internal flow characteristics of Francis turbine model at part load cavitating flow for various turbulence models. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2025, vol. 19, issue. 1. doi: 10.1080/19942060.2025.2538811

Надійшла (received) 20.12.2025

#### Відомості про авторів / About the Authors

**Миронов Костянтин Анатолійович (Myronov Kostyantyn)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», заступник директора ННІ МІТ; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6034-410X>; e-mail: [konst.mironov@gmail.com](mailto:konst.mironov@gmail.com)

**Дмитрієнко Ольга Вячеславівна (Dmytriienko Olha)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3510-2176>; e-mail: [olha.dmytriienko@khi.edu.ua](mailto:olha.dmytriienko@khi.edu.ua)

**Деветьярова Софія Олександрівна (Devetiarova Sofiia)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студентка кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; e-mail: [sofiia.devetiariova@mit.khi.edu.ua](mailto:sofiia.devetiariova@mit.khi.edu.ua)