

*I. I. ТИНЬЯНОВА, О. Д. ТИНЬЯНОВ*

## ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО КОЛЕСА НАСОСУ НА ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Запропоновано методику пошуку раціональних варіантів спроектованого робочого колеса гідромашини, що базується на чисельному моделюванні впливу геометричних і режимних параметрів на її енергетичні характеристики. Пошук оптимальних рішень здійснюється шляхом багатоваріантного чисельного аналізу на основі математичного опису енергетичної взаємодії потоку з робочими органами гідромашини. Запропонована методика дозволяє прогнозувати та аналізувати кінематичні й енергетичні характеристики у заданому діапазоні режимів, зокрема визначати параметри потоку, кути входу та виходу, баланс енергетичних втрат і ККД. Отримані результати є необхідними для оцінювання основних складових втрат енергії – тертя, циркуляційних та ударних, а також для обґрунтованого внесення змін до геометрії робочого колеса з метою підвищення енергетичних показників гідромашини. Математичний опис робочого процесу побудовано на засадах блочно-ієрархічного підходу та являє собою систему взаємопов'язаних моделей різного рівня деталізації. Загальна структура моделі визначається на основі основного рівняння гідромашини та рівняння енергетичного балансу. Для встановлення функціональних залежностей між основними параметрами гідромашини, геометричними та режимними параметрами у безрозмірній формі застосовано методи теорії розмірності. Запропонована методика дозволяє встановити основні закономірності зміни енергетичних характеристик залежно від режимних і геометричних параметрів, що підтверджується задовільною збіжністю результатів розрахунків та експериментальних даних у широкому діапазоні швидкохідності гідромашин.

**Ключові слова:** робоче колесо, проточна частина, осереднені параметри, кінематичні характеристики, енергетичні параметри, рівняння оптимального режиму.

*I. TYNIANOVA, O. TYNIANOV*

## NUMERICAL STUDY OF THE INFLUENCE OF GEOMETRIC PARAMETERS OF THE PUMP IMPELLER ON ENERGY CHARACTERISTICS

The article proposes a method for searching for rational variants of the designed impeller of a hydraulic machine, based on numerical modeling of the influence of geometric and operating parameters on its energy characteristics. The search for optimal solutions is carried out by multivariate numerical analysis based on a mathematical description of the energy interaction of the flow with the working bodies of the hydraulic machine. The proposed method allows predicting and analyzing kinematic and energy characteristics in a given range of modes, in particular, determining the flow speed parameters, inlet and outlet angles, the balance of energy losses and the efficiency. The results obtained are necessary for assessing the main components of energy losses - friction, circulation and shock, as well as for substantiated changes to the impeller geometry in order to increase the energy performance of the hydraulic machine. The mathematical description of the working process is built on the principles of a block-hierarchical approach and is a system of interconnected models of various levels of detail. The general structure of the model is determined on the basis of the basic equation of the hydroturbine and the energy balance equation. To establish functional dependencies between the main parameters of the hydraulic machine, geometric and operating parameters in a dimensionless form, the methods of dimensional theory are applied. The proposed methodology does not provide high accuracy in determining the absolute values of efficiency, which is associated with the assumption of the independence of individual types of losses. At the same time, it allows you to establish the main patterns of changes in energy characteristics depending on the operating and geometric parameters, which is confirmed by the satisfactory convergence of the calculation results and experimental data.

**Keywords:** pump impeller, water passage, averaged parameters, kinematic characteristics, energy parameters, equations of the optimal mode.

**Вступ.** Сучасна енергетична ситуація у світі характеризується зростанням вимог до енергоефективності, надійності та гнучкості роботи енергетичного обладнання. Умови глобальної енергетичної трансформації, декарбонізації та підвищення частки відновлюваних джерел енергії зумовлюють необхідність модернізації існуючих гідроенергетичних і насосних установок, а також розроблення нових вискоелективних конструкцій. Особливого значення набуває вдосконалення проточних частин (ПЧ) гідромашин (ГМ). Значення ГМ для енергосистеми є стратегічним, адже вони забезпечують надійність функціонування енергетичних об'єктів, гнучкість режимів роботи та підвищення загальної енергоефективності.

Для України ця проблема має стратегічний характер у контексті відновлення та модернізації енергетичної й водогосподарської інфраструктури, що зазнала значних пошкоджень. Підвищення енергетичної ефективності насосного обладнання є важливим чинником забезпечення надійного водопостачання, зрошення, тепlopостачання та

функціонування гідроаккумуляторних і дренажних систем. У процесі повоєнного відновлення особливо актуальними стають науково обґрунтовані підходи до оптимізації геометрії робочих органів насосів на основі чисельного моделювання, що дозволяють створювати конкурентоспроможні, енергоощадні та технологічно адаптивні гідромашини нового покоління [1–16].

Підвищення енергетичних характеристик ГМ є одним із ключових завдань сучасної гідроенергетики та насосо- і турбобудування. Ефективність роботи ГМ в першу чергу визначається гідродинамічними характеристиками елементів її ПЧ, які формують енергетичні показники, зокрема ККД, напір та потужність. У теорії робочого процесу ГМ для опису взаємозв'язку між кінематичними, енергетичними та силовими параметрами широко застосовуються гідродинамічні характеристики лопатевих систем, що залежать від геометричних і режимних параметрів потоку.

Значного розвитку набули методи аналізу та моделювання турбінного режиму роботи ГМ із

використанням безрозмірних параметрів. У [10–12; 16–20] детально розглянуто підходи до визначення енергетичних характеристик у турбінному режимі, встановлено закономірності формування втрат та вплив геометрії ПЧ на узагальнені характеристики. Безрозмірні параметри при цьому виступають універсальним інструментом, що дозволяє узагальнювати експериментальні та розрахункові дані, а також поширювати результати моделювання на широкий клас ГМ. Водночас насосному режиму роботи ГМ, особливо в аспекті розрахунку енергетичних характеристик із використанням безрозмірних параметрів, у наукових дослідженнях приділено недостатньо уваги. Більшість існуючих методик орієнтовані на турбінний режим і не повною мірою враховують особливості течії та структуру втрат у насосному режимі. Це обмежує можливості коректного прогнозування ККД, потужності та інших енергетичних показників при роботі ГМ.

Актуальність даного дослідження зумовлена необхідністю поглибленого аналізу гідродинамічних характеристик ПЧ в насосному режимі та розробки підходів до розрахунку енергетичних характеристик на основі безрозмірних параметрів, які характеризують як режимні, так і гідродинамічні особливості потоку. Застосування такого підходу дозволяє встановити закономірності впливу геометричних і режимних факторів на гідравлічний та загальний ККД насоса, а також створює передумови для підвищення ефективності та надійності ГМ.

У даній роботі при моделюванні робочого процесу використовувалися безрозмірні усереднені кінематичні параметри в залежності від яких виражаються коефіцієнти опорів в робочих органах ГМ. Застосування безрозмірних параметрів робить опис універсальним і дає значні зручності для систематизації та узагальнення дослідних даних. У роботах [15; 18] показана реалізація ідей блочно-ієрархічного підходу при описі робочого процесу ця ідея використовувалась у розрахунках в даній роботі. Достоїнством розглянутої моделі робочого процесу є те, що її застосування не вимагає знання повної інформації про геометрію лопатевої системи. Тому її можливо використовувати для оцінки енергетичних якостей ГМ на початкових етапах проектування. Недоліки ж полягають в тому, що не враховується розподіл параметрів по висоті ПЧ. Насправді, як показують дослідні дані, розподіл кінематичних параметрів істотно залежить, як від режимних, так і від геометричних параметрів. Метою даної роботи є вдосконалення ПЧ на основі аналізу енергетичних характеристик та чисельного дослідження впливу геометричних параметрів РК на енергетичні показники ГМ.

Сучасний підхід до проектування ПЧ ГМ базується на спільному рішенні обох задач гідродинаміки, прямої та зворотної задач теорії робочого процесу. У прямому завданні, за заданими геометричними параметрами ПЧ визначаємо кінематичні й енергетичні характеристики потоку. В зворотній задачі навпаки, вихідними даними

виступають кінематичні та енергетичні параметри ГМ, сутність якої в пошуку та аналізі такої геометрії, яка б найбільш раціонально задовольняла нашим параметрам [11–20]. Енергетичні характеристики ГМ дозволяють судити про роботу машини в цілому. Інформацію про енергетичні якості окремих елементів ПЧ надає енергетичний баланс. Залучаючи дані енергетичного балансу, можливо виявити найбільш сприятливі умови сумісної роботи елементів ПЧ, тобто добитися їх узгодження для підвищення рівня ККД – найважливішого енергетичного показника ГМ. Для чисельного дослідження використовується метод розрахунку енергетичних характеристик розроблений на кафедрі гідромашин. При розрахунку використовувалось дві моделі току рідини. В спрощеній моделі току приймалась незмінність ліній току при зміні режиму:  $C_2 = -B_2(l)Q$ , де  $B_2(l)$  – коефіцієнт, величина якого залежить від поверхні току, яка проходить через дану точку в розрізі потоку. В другій моделі, моделі осереднених вісесиметричних розрізів, меридіональна швидкість приймається у вигляді:  $C_2 = A(l)\omega - B(l)Q$ . Таким чином, в цій моделі, на відміну від інших, враховується перерозподіл меридіональних швидкостей зі зміною режиму роботи ГМ. Істотною відмінністю пропонованої методики, є використання рівнянь енергетичного балансу у безрозмірній формі. Остання обставина надає додаткові можливості при заданні дослідних та розрахункових даних, отриманих при дослідженні елементів ПЧ близької швидкохідності. Математичне моделювання енергетичних характеристик включає в себе питання їх прогнозування і чисельного аналізу, проведення чисельного дослідження геометричних параметрів [5–15].

**Основна частина.** Покращення енергетичних якостей ГМ в першу чергу залежить від гідродинамічних характеристик елементів проточної частини. У теорії робочого процесу використовуються різні підходи до визначення гідродинамічних характеристик лопатевих систем – залежностей, що відображають зв'язок кінематичних, енергетичних і параметрів силової взаємодії від геометричних і режимних параметрів. При дослідженні і аналізі гідродинамічних характеристик лопатевих систем робочого колеса виявляється необхідним знання, як осереднених параметрів потоку, так і розподілу кінематичних параметрів потоку в характерних перерізах проточної частини.

Аналіз гідродинамічних характеристик ПЧ дозволяє проаналізувати вплив на енергетичні характеристики ГМ (в даному випадку насоса). Результати такого аналізу є принциповою основою для вирішення великого кола питань, що виникають при розробці насосу. Це питання, які стосуються можливості підвищення максимального ККД та підвищення потужності при збереженні рівня ККД, поліпшення виду кривих ККД і потужності при відході від оптимального режиму та ін.

ККД насосу пов'язаний з гідравлічним ККД:

$$\eta = \eta_{\Gamma} \eta_{\text{д}} \eta_0; \eta_{\Gamma} = H / H_{\Gamma},$$

де  $\eta_{\Gamma}$  – гідравлічний ККД;

$N_{\Gamma} = \rho g Q_k H_{\Gamma}$  – гідравлічна потужність робочого колеса;

$H_{\Gamma} = H + h_{\Gamma}$  – теоретичний напір,

де  $h_{\Gamma}$  – гідравлічні втрати в робочих органах насоса;

$\eta_d = \frac{N_{\Gamma}}{N}$  – дисковий ККД робочого колеса, що

залежить від відносної величини втрат на тертя на зовнішніх поверхнях робочого колеса;

$N_{\text{ТН}} = M_{\text{ТН}} \omega$  – потужність тертя на зовнішніх поверхнях робочого колеса;

$M_{\text{ТН}}$  – момент тертя на зовнішніх поверхнях робочого колеса;

$\eta_0 = \frac{Q}{Q_k} = \frac{Q}{Q+q}$  – об'ємний ККД;

$Q_k$  – витрата через робоче колесо;

$q$  – витрата витоку через ущільнення робочого колеса;

$N_0 = q_k \rho g H_{\Gamma}$  – потужність об'ємних втрат.

У припущенні відсутності об'ємних витоків  $\eta = \eta_{\Gamma} \eta_d$ .

Коефіцієнти гідравлічного моменту, гідравлічної потужності, теоретичного напору і втраченого напору:

$$k_{M\Gamma}^* = \frac{M_{\Gamma}}{\rho \omega^2 D^5}; k_{N\Gamma}^* = \frac{N_{\Gamma}}{\rho \omega^3 D^5}; k_{H\Gamma}^* = \frac{g H_{\Gamma}}{\omega^2 D^2}; k_{h\Gamma}^* = \frac{g h_{\Gamma}}{\omega^2 D^2},$$

$$\text{де } N_{\Gamma} = M_{\Gamma} \omega, H_{\Gamma} = \frac{M_{\Gamma} \omega}{\gamma Q_k}.$$

Зв'язок введених в розгляд безрозмірних комплексів з наведеними величинами, використовуваними в гідротурбобудуванні, наводиться:

$$k_Q^* = \frac{Q}{\omega D^3} = \frac{30 Q_1'}{\pi n_1'};$$

$$k_H^* = \frac{g H}{\omega^2 D^2} = \frac{30^2 g}{\pi^2 n_1'^2} = \frac{g K_Q^{*2}}{Q_1'^2};$$

$$k_{h\Gamma}^* = \frac{30^2 g \eta_{\Gamma}}{\pi^2 n_1'^2} = \frac{g \eta_{\Gamma} K_Q^{*2}}{Q_1'^2};$$

$$k_{M\Gamma}^* = k_{H\Gamma}^* k_Q^* = \frac{N_{\Gamma}}{\rho \omega^3 D^5} = \frac{g Q_k H_{\Gamma}}{\omega^3 D^5}.$$

Для встановлення зв'язку безрозмірних комплексів  $k_Q^*$ ,  $k_H^*$ ,  $k_{h\Gamma}^*$ ,  $k_{M\Gamma}^*$  з наведеними величинами використовуємо рівняння балансу енергії і основне рівняння гідромашин:

$$H_{\Gamma} = \frac{(\bar{\Gamma}_2 - \bar{\Gamma}_1) \omega}{2 \pi g},$$

в безрозмірною формі:

$$k_{H\Gamma}^* = k_H^* + k_{h\Gamma}^*; k_{h\Gamma}^* = \frac{g h_{\Gamma}}{\omega^2 D^2},$$

де  $k_{h\Gamma}^*$  – коефіцієнт гідравлічних втрат.

Вирази гідравлічного ККД і наведених оборотів, витрати, і гідравлічної потужності  $\eta_{\Gamma}$ ,  $n_1'$ ,  $Q_1'$ ,  $N_{1\Gamma}'$  через коефіцієнти  $k_{H\Gamma}^*$ ,  $k_{h\Gamma}^*$ :

$$\eta_{\Gamma} = \frac{\pi^2 k_{H\Gamma}^* \left( k_Q^*, \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}, L' \right)}{30^2 g} n_1'^2;$$

$$k_{H\Gamma}^* \left( \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}, k_Q^*, L' \right) + k_h^* \left( \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}, k_Q^*, L' \right) = \left( \frac{30}{\pi} \right)^2 \frac{g}{n_1'^2};$$

$$n_1' = \sqrt{\frac{g 30^2}{(k_{H\Gamma}^* - k_h^*) \pi^2}};$$

$$Q_1' = \frac{\pi}{30} k_Q^* n_1';$$

$$\eta_{\Gamma} = \frac{k_H^* \left( \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}, k_Q^*, L' \right)}{k_{H\Gamma}^* \left( k_Q^*, \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}, L \right)} =$$

$$= \frac{k_{H\Gamma}^* \left( \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}, k_Q^*, L' \right) - k_h^* \left( \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}, k_Q^*, L' \right)}{k_{H\Gamma}^* \left( k_Q^*, \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}, L \right)};$$

$$N_{1\Gamma}' = \frac{N_{\Gamma}}{D^2 H \sqrt{H}} = \frac{k_{M\Gamma}^* \rho \omega^3 D^5}{D^2 H \sqrt{H}} = \rho \frac{\pi^3}{30^3} k_{H\Gamma}^* k_Q^* n_1'^3 = \frac{\rho k_{H\Gamma}^*}{k_Q^{*2}} Q_1'^3.$$

За допомогою кінематичних комплексів  $\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}$  і

$k_Q^*$  наводимо наближені умови кінематичної подібності потоків в характерних перетинах проточної частини насоса – на вході та виході з робочого колеса [15; 18]. Основне рівняння встановлює зв'язок безрозмірних кінематичних комплексів (коефіцієнтів осереднених циркуляцій) у вхідному і вихідному перетинах робочого колеса, що обертається з постійною частотою обертання  $\omega = \text{const}$ :

$$\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = \frac{\text{ctg} \alpha_2}{S_2}; \frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} = \frac{\text{ctg} \alpha_1}{S_1};$$

$$\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = k \frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} - (1-k) \mu + (1-k) \frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q,$$

де  $k, \mu, \Lambda$  – гідродинамічні параметри просторової решітки, визначаються геометрією вихідної частини лопати робочого колеса;

$k$  – коефіцієнт прозорості решітки;

$\Lambda$  – залежить від вихідної кромки і місця

розташування її в меридіональній проекції;

$\mu$  – залежить від розподілу кутів уздовж вихідної кромки;

$$k_Q^* = \frac{Q}{\omega D^3} = \frac{30 Q'}{\pi n'_I} - \text{режимний параметр.}$$

Від розмірних співвідношень для інтегральних параметрів взаємодії потоку з робочим колесом доцільно перейти до залежності між безрозмірними комплексами. Застосування безрозмірних комплексів дозволяє представити опис взаємодії потоку з робочим колесом в узагальненій формі.

Рівняння характеристик моменту, напору та потужності:

$$k_{MГ}^* = \frac{(1-k)}{2\pi} \left( \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} + \mu \right) k_Q^{*2} - \frac{(1-k)\Lambda^2}{4} k_Q^*;$$

$$k_{HГ}^* = \frac{(1-k)}{2\pi} \left( \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} + \mu \right) k_Q^* - \frac{(1-k)}{4} \Lambda^2;$$

$$k_{NГ}^* = \frac{(1-k)}{2\pi} \left( \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} + \mu \right) k_Q^{*2} - \frac{(1-k)}{4} \Lambda^2 k_Q^*;$$

$$k_{NГ}^* = k_{MГ}^*.$$

Наведемо вирази, що встановлюють зв'язок приведених параметрів з безрозмірними комплексами, та виражають загальні закономірності взаємодії потоку з робочого колеса насоса. Досвід показує справедливість рівнянь теоретичних характеристик гідромашини в досить широкому діапазоні робочих режимів. Залежності для гідравлічного ККД,  $n'_I$ ,  $Q'_I$  та  $N'_I$ :

$$\eta_{Г} = \left( \frac{\pi}{30} \right)^2 \frac{(1-k)}{2\pi g} \left[ \left( \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} + \mu \right) k_Q^* - \frac{\Lambda^2}{4} \right] n_I'^2;$$

$$n'_I = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g\eta_{Г}}{\frac{(1-k)}{2\pi} \left( \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} + \mu \right) k_Q^* - \frac{(1-k)}{4} \Lambda^2}};$$

$$Q'_I = k_Q^* \sqrt{\frac{g\eta_{Г}}{\frac{(1-k)}{2\pi} \left( \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} + \mu \right) k_Q^* - \frac{(1-k)}{4} \Lambda^2}};$$

$$N'_I = \gamma k_Q^* \eta_{Г} \sqrt{\frac{g\eta_{Г}}{\frac{(1-k)}{2\pi} \left( \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} + \mu \right) k_Q^* - \frac{(1-k)}{4} \Lambda^2}}.$$

Методика розрахунку містить у собі наступні етапи:

- завдання вихідних даних;
- визначення гідродинамічних параметрів просторової решітки робочого колеса;
- визначення коефіцієнтів втрат у проточній частині. Параметри, що визначають модель втрат  $K_h = K_h(\bar{\alpha}_0, K_Q, L'_{ПК})$ , перебувають по відомій

геометрії проточної частини, або для їхнього визначення використовуються експериментальні або розрахункові дані;

- розрахунок параметрів оптимального режиму й завдання діапазону зміни режимних параметрів  $n'_I - Q'_I$ .

У роботі використовувалась програма розрахунку оптимального режиму та побудови прогнозуної універсальної характеристики, які розроблені на кафедрі гідравлічних машин НТУ «ХПІ» [10–12; 16–20]. Вихідними даними для пошуку оптимального режиму будуть служити геометричні параметри підводу, РК, та відводу досліджуваної ГМ, а також даними вписаного меридіонального потоку у ПЧ ГМ. На основі цього можливо зробити розрахунок оптимальної точки та отримати графік коефіцієнтів втрат, з якого можливо судження про те, який елемент найбільш впливає на сумарні втрати, а отже і на рівень ККД. Всі розрахунки виконуються для моделі при діаметрі РК  $D_1 = 1$  м. Прогнозування енергетичних характеристик та їх аналіз. Якщо при проектуванні ГМ необхідно забезпечити параметри, якомога ближчі до оптимальних, то необхідно внести зміни у ПЧ. З метою покращення енергетичних показників, необхідно провести модифікацію спроектованих лопатевих систем.

У роботі проведено дослідження енергетичних характеристик насоса з метою покращення ефективності лопатевої системи робочого колеса. За базу прийнято серійний відцентровий насос, геометричні характеристики проточної частини використано як вихідні для подальшої модифікації (варіант 1 – базовий) використовуючи наведену методику розрахунку та аналізу енергетичних характеристик  $\eta = f(Q'_I)$  при  $n'_I = \text{const}$  та  $\eta = f(n'_I)$   $Q'_I = \text{const}$  в залежності від зміни окремих втрат енергії.

Запропоновані варіанти лопатевих систем (варіант 2, 3 – характеризуються різним законом розподілу вхідних геометричних кутів уздовж неї, варіант 4 – зміна кількості лопатей  $z = 9$ ) (табл. 1).

Таблиця 1 – Варіанти змін геометричних параметрів

Варіант	
1	$\beta_1, ^\circ = 13,95; 14,94; 16,05; 17,27; 18,28$
2	$\beta_1, ^\circ = 16,05; 17,18; 18,46; 19,86; 21,02$
3	$\beta_1, ^\circ = 12,7; 13,6; 14,6; 15,71; 16,63$
4	$z = 9$

Розрахунки енергетичних характеристик насоса в залежності від геометричних та режимних параметрів здійснювалися з використанням програми розробленої в пакеті Mathcad на кафедрі «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури» НТУ «ХПІ».

Були проведені чисельні дослідження різних варіантів (табл. 1) досліджуваного насоса результати наведені в табл. 2.

На рис. 1 представлена характеристика  $H = f(Q)$  для насоса с лопатевою системою, що показала

найкращій результат при дослідженні. На рис. 2 наведена поверхня ККД для відцентрового насоса.

Таблиця 2 – Вплив геометричних параметрів робочого колеса насоса на його енергетичні характеристики

Варіант	ККД	$Q_I, \text{м}^3/\text{с}$	$n_I, \text{с}^{-1}$
1 базовий	0,838	0,93	61,1
2	0,851	0,953	59,1
3	0,817	0,918	62,3
4	0,837	0,932	60,7

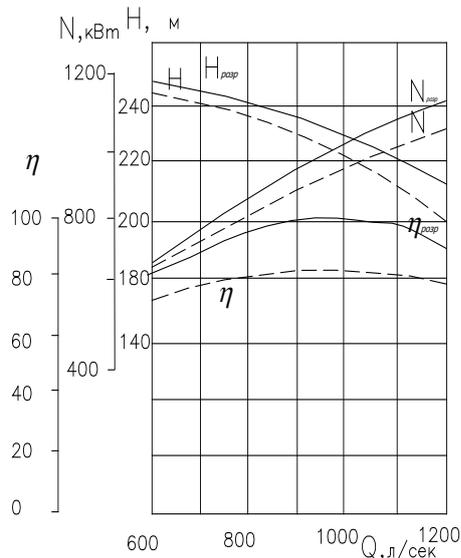


Рис. 1. Порівняльні характеристики насоса з базовим (варіант 1) та модифікованим (варіант 2) робочими колесами

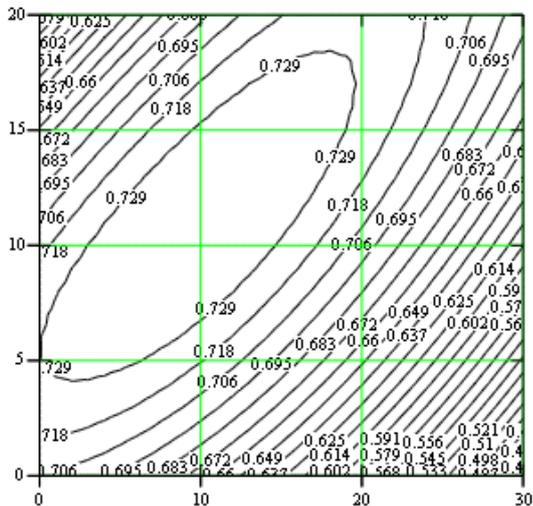


Рис. 2. Універсальна характеристика насоса з робочим колесом (варіант 2)

Результати чисельного дослідження свідчать про можливість поліпшення ККД у порівнянні з базовим варіантом. Водночас спостерігається незначне збільшення наведеної витрати, що слід враховувати при оцінюванні ефективності модифікації. Точність розрахункової оцінки ККД безпосередньо пов'язана зі ступенем адекватності моделі втрат, що відображає дійсний характер їхньої зміни залежно від геометричних та режимних параметрів. З більшим ступенем точності (порівняно з величинами ККД)

визначаються параметри оптимального режиму.

**Висновки.** 1. Розроблена методика моделювання та багатокритеріальної оптимізації забезпечує можливість підвищення ККД за рахунок удосконалення лопатевої системи, з одночасним контролем режимних параметрів і мінімізацією гідравлічних втрат. Отримані результати підтверджують ефективність комплексного підходу, що поєднує чисельне моделювання, аналіз енергетичного балансу та оптимізацію геометрії, і створюють наукову основу для подальшого підвищення ефективності насосного обладнання.

2. Виконано багатоваріантну модифікацію лопати робочого колеса, зокрема зміну закону розподілу вхідних геометричних кутів уздовж вхідної кромки та варіювання кількості лопатей. Результати чисельного дослідження свідчать про можливість підвищення ККД порівняно з базовим варіантом. Водночас зафіксовано незначне збільшення наведеної витрати, що потребує врахування при виборі раціональних конструктивних параметрів.

#### Список літератури

1. Україна – енергетичний хаб Європи. Уряд схвалив Енергетичну стратегію до 2050 року. URL: <https://mev.gov.ua/novyna/ukrayina-enerhetychnyy-khab-yevropy-uryad-skhvalyv-enerhetychnu-stratehiyu-do-2050-roku> (дата звернення: 10.12.2025).
2. Відбудова України за допомогою енергетичних технологій нового покоління зі США. URL: <https://dixigroup.org/analytic/vidbudova-ukra%D1%97ni-za-dopomogoyu-energetichnih-tehnologij-novogo-pokolinnya-zi-ssha/> (дата звернення: 10.12.2025).
3. Чи зможе «зелена» енергетика стимулювати відновлення бізнесу під час та після війни. URL: <https://mind.ua/publications/20254393-chi-zmozhe-zelena-energetika-stimulyuvati-vidnovlennya-biznesu-pid-chas-ta-pislya-vijni> (дата звернення: 10.12.2025).
4. Відновлення та розвиток відновлюваної енергетики після війни. Дискусія. URL: <https://lcf.ua/news/1196> (дата звернення: 10.12.2025).
5. Sokol Ye., Cherkashenko M., Drankovskiy V. Control and energy models of reversible hydraulic machines. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv : NTU "KhPI". 2019. No. 2. P. 4–11. doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.01
6. Рябенко О. А., Клюха О. О., Тимошук В. С. Роль ГАЕС в роботі енергосистем. *Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах.* Київ. 2014. № 2. С. 167–170.
7. Кучерява І. М., Сорокіна Н. Л. Шляхи регулювання графіків навантаження та управління споживанням електричної енергії. *Гідроенергетика України.* 2007. № 4. С. 36–44.
8. Ландау Ю. О. Основні тенденції розвитку гідроенергетики України. *Наукові роботи.* Харків. 2014. Т. 53, вип. 40. С. 82–86.
9. Sun H., Xiao R. F., Yang W., Liu W. C. The optimal model of misaligned guide vanes for a particular pump-turbine. *26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. Vol. 15 (19–23 August 2012, Beijing, China).* doi: 10.1088/1755-1315/15/3/032037
10. Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., Tynyanova I., Makarov V. Using mathematical modeling for determination the optimal geometric parameters of a pump-turbine water passage. *2020 IEEE 4th International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2020, Istanbul).* Istanbul, 2020. P. 212–216. doi: 10.1109/IEPS51250.2020.9263139
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. 2023. P. 66–77.
12. Миронов К. А., Дмитрієнко О. В., Соколов Д. О. Проективання високонапірних робочих коліс радіально-осьових гідротурбін. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv : NTU "KhPI". 2024. No. 1. P. 20–27. doi: 10.20998/2411-3441.2024.1.03
13. Дедков В. М. Визначення розрахункових параметрів оборотних гідромашин для діапазону напорів  $H = 70\text{--}700$  м. *Проблеми машинобудування.* 2008. Т. 11, № 1. С. 7–11.

14. Rusanov A., Rusanov R., Lampart P., Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Open Engineering*. 2015. Vol. 5. P. 399–410.
15. Дранковський В. Е., Миронов К. А., Тиньянова І. І., Рєзва К. С., Крупа С. С., Кухтенков Ю. М. *Математичне моделювання робочого процесу гідромашин: монографія*. Харків : НТУ «ХПІ», 2022. 406 с.
16. Миронов К. А., Дмитрієнко О. В., Миронов В. К. Вплив геометричних параметрів робочого колеса на енергетичні показники радіально-осьової гідротурбіни. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2021. No. 2. P. 64–72.
17. Тиньянова І. І., Рєзва К. С., Дранковський В. Е. Визначення гідродинамічних характеристик оборотних гідромашин на основі методів математичного моделювання. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2021. No. 1. P. 58–66.
18. Количев В. О., Дранковський В. Е., Маракховський М. Б. *Розрахунок гідродинамічних характеристик напрямних апаратів гідротурбіни*. Харків : НТУ «ХПІ», 2002. 216 с.
19. Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Potetenko O., Tynyanova I. The numerical reseach of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New solution in modern technologies*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2017. No. 7 (1229). P. 97–102. doi: 10.20998/2413-4295.2017.07.13
20. Tynianova I., Rezvaya K., Drankovskiy V., Savenkov D., Tynianov O. Design of highly efficient water passage of pump-turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2023. No. 2. P. 38–43. doi: 10.20998/2411-3441.2023.2.05
8. Landau Yu. O. Osnovni tendentsiyi rozvytku hidroenerhetyky Ukrainy [The main trends in the development of hydropower in Ukraine]. *Naukovi roboty*. Kharkiv. 2014, vol. 53, issue 40, pp. 82–86.
9. Sun H., Xiao R. F., Yang W., Liu W. C. The optimal model of misaligned guide vanes for a particular pump-turbine. *26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. Vol. 15 (19–23 August 2012, Beijing, China)*. doi: 10.1088/1755-1315/15/3/032037
10. Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., Tynyanova I., Makarov V. Using mathematical modeling for determination the optimal geometric parameters of a pump-turbine water passage. *2020 IEEE 4th International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2020, Istanbul)*. Istanbul, 2020, pp. 212–216. doi: 10.1109/IEPS51250.2020.9263139
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 Publ., 2023, pp. 66–77.
12. Myronov K. A., Dmytrienko O. V., Sokolov D. O. Proyektuvannya vysokonapirnykh robochykh kolis radial'no-os'ovykh hidroturbin [Design of high head runners of francis turbines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2024, no. 1, pp. 20–27. doi: 10.20998/2411-3441.2024.1.03
13. Dyedkov V. M. Vyznachennya rozrakhunkovykh parametriv obrotnykh hidromashyn dlya diapazonu naporiv  $H = 70\text{--}700\text{ m}$  [Determination of the design parameters of reversible hydraulic machines for the range of head  $H = 70\text{--}700\text{ m}$ ]. *Problemy mashynobuduvannya*. 2008, vol. 11, no. 1, pp. 7–11.
14. Rusanov A., Rusanov R., Lampart P., Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Open Engineering*. 2015, vol. 5, pp. 399–410.
15. Drankovskyy V. E., Myronov K. A., Tyn'yanova I. I., Ryezva K. S., Krupa Ye. S., Kukhtenkov Yu. M. *Matematychnye modelyuvannya robochoho protsesu hidromashyn: monohrafiya* [Mathematical modelling of the hydraulic machine workflow]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022. 406 p.
16. Myronov K. A., Dmytrienko O. V., Myronov V. K. Vplyv heometrychnykh parametriv robochoho kola na enerhetychni pokaznyky radial'no-os'ovoyi hidroturbiny [Influence of geometrical parameters the runner on energy performance a francis turbine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2021, no. 2, pp. 64–72.
17. Tyn'yanova I. I., Ryezva K. S., Drankovskyy V. E. Vyznachennya hidrodynamichnykh kharakterystyk obrotnykh hidromashyn na osnovi metodiv matematychnoho modelyuvannya [Determination of hydrodynamic characteristics of reversible hydraulic machines based on mathematical modeling methods]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2021, no. 1, pp. 58–66.
18. Kolychev V. O., Drankovskyy V. E., Marakhovskyy M. B. *Rozrakhunok hidrodynamichnykh kharakterystyk napryamnykh aparativ hidroturbiny* [Calculation of the hydrodynamic characteristics of the wicket gate of the hydraulic turbine]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2002. 216 p.
19. Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Potetenko O., Tynyanova I. The numerical reseach of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New solution in modern technologies*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 7 (1229), pp. 97–102. doi: 10.20998/2413-4295.2017.07.13
20. Tynianova I., Rezvaya K., Drankovskiy V., Savenkov D., Tynianov O. Design of highly efficient water passage of pump-turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 2, pp. 38–43. doi: 10.20998/2411-3441.2023.2.05

## References (transliterated)

1. *Ukrayina – enerhetychny khab Yevropy. Uryad skhvalyv Enerhetychnu stratehiyu do 2050 roku* [Ukraine is the energy hub of Europe. The government has approved the Energy Strategy until 2050]. Available at: <https://mev.gov.ua/novyna/ukrayina-enerhetychny-khab-yevropy-uryad-skhvalyv-enerhetychnu-stratehiyu-do-2050-roku> (accessed 10.12.2025).
2. *Vidbudova Ukrainy za dopomohoyu enerhetychnykh tekhnolohiy novoho pokolinnya zi Ssha* [Rebuilding Ukraine with the help of new-generation energy technologies from the United States]. Available at: <https://dixigroup.org/analytic/vidbudova-ukra%D1%97ni-za-dopomogoyu-energetichnih-tehnologij-novogo-pokolinnya-zi-ssha/> (accessed 10.12.2025).
3. *Chy zmozhe «zelena» enerhetyka stymulyuvaty vidnovlennya biznesu pid chas ta pislya viyny* [Can "green" energy stimulate business recovery during and after the war]. Available at: <https://mind.ua/publications/20254393-chi-zmozhe-zelena-energetika-stimulyuvaty-vidnovlennya-biznesu-pid-chas-ta-pislya-vijni> (accessed 10.12.2025).
4. *Vidnovlennya ta rozvytok vidnovlyuvanoyi enerhetyky pislya viyny. Dyskusiya* [Restoration and development of renewable energy after the war. Discussion]. Available at: <https://lcf.ua/news/1196> (accessed 10.12.2025).
5. Sokol Ye., Cherkashenko M., Drankovskiy V. Control and energy models of reversible hydraulic machines. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019, no. 2, pp. 4–11. doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.01
6. Ryabenko O. A., Klyukha O. O., Tymoshchuk V. S. Rol' HAES v roboti enerhosystem [The role of PSP in the operation of power systems]. *Vymiryval'na ta obchyslyval'na tekhnika v tekhnolohichnykh protsesakh*. Kyiv. 2014, no. 2, pp. 167–170.
7. Kucheryava I. M., Sorokina N. L. Shlyakhy rehulyuvannya hrafikiv navantazhennya ta upravlinnya spozhyvanniam elektrychnoyi enerhiyi [Ways of adjusting load schedules and controlling the consumption of electric energy]. *Hidroenerhetyka Ukrainy*. 2007, no. 4, pp. 36–44.

Надійшла (received) 12.12.2025

## Відомості про авторів / About the Authors

**Тиньянова Ірина Іванівна (Tynianova Iryna)** – 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/0000-0003-1185-3458>; e-mail: [t.irinai@ukr.net](mailto:t.irinai@ukr.net)

**Тиньянов Олександр Дмитрович (Tynianov Oleksandr)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0002-7224-7152>; e-mail: [oleksandr.tynianov@mit.khpi.edu.ua](mailto:oleksandr.tynianov@mit.khpi.edu.ua)