

I. I. ТИНЬЯНОВА, В. Е. ДРАНКОВСЬКИЙ, О. Д. ТИНЬЯНОВ, Д. А. САВЕНКОВ

ПОГОДЖЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ВИСОКОЕФЕКТИВНОЇ ОБОРОТНОЇ ГІДРОМАШИНИ

Розглянуто проблему розвитку гідроакмулюючих електростанцій в Україні, особливо в умовах військових дій, що пошкодили енергетичну інфраструктуру та створили дефіцит потужностей. ГАЕС допоможуть стабілізувати енергосистему, накопичуючи енергію в періоди низького навантаження та оперативно використовуючи її під час пікових потреб або аварій, та позитивно вплинуть на роль енергетичної автономії та інтеграцію відновлюваних джерел енергії. Підвищення ефективності гідротурбінного обладнання ГАЕС вимагає вдосконалення проточної частини оборотної гідромашини. В роботі показано, що створення високоефективного устаткування ГАЕС залежить від правильного вибору геометрії елементів проточної частини оборотних гідромашин, для забезпечення необхідного рівня енергетичних показників гідрообладнання. Використано рівняння оптимального режиму для розрахункової оцінки кінематичних та енергетичних показників, аналізу їх формування та пошуку раціональних варіантів, які забезпечують задані вимоги до енергетичних показників робочого колеса оборотної гідромашини. Розрахунки виконуються за допомогою безрозмірних кінематичних параметрів, що спрощує процес і усуває необхідність складних обчислень. Наведені дані чисельного аналізу про вплив гідродинамічних параметрів проточної частини на параметри оптимального режиму можуть використовуватися як для профілювання лопатевої системи робочого колеса, з метою покращення енергетичних характеристик (підвищення потужності, рівня ККД та ін.), так і при модифікації лопатевої системи. Наведено метод чисельного експерименту для пошуку оптимальних варіантів лопатевої системи робочого колеса. Запропонований підхід використано для розрахункової оцінки кінематичних та енергетичних характеристик проточних частин гідротурбін у широкому діапазоні напору, а також високонапірних оборотних гідромашин ОРО200 та ОРО500 (як для базових, так і для модифікованих варіантів проточної частини).

Ключові слова: оборотна гідравлічна машина, проточна частина, осереднені параметри, кінематичні характеристики, енергетичні параметри, рівняння оптимального режиму.

I. TYNIANOVA, V. DRANKOVSKIY, O. TYNIANOV, D. SAVENKOV

ADJUSTMENT OF THE ELEMENTS OF THE FLOW PART OF THE HIGH-EFFICIENCY OF PUMP-TURBINE

The problem of the development of pumped storage power plants in Ukraine is considered, especially in the conditions of military operations, which damaged the energy infrastructure and created capacity shortage. The pumped storage power plants will help stabilize the power system by storing energy during periods of low load and efficiently using it during peak needs or accidents. All this has a positive impact on the role of energy autonomy and the integration of renewable energy sources. Efficiency increase of the hydro-turbine equipment of the PSPP requires the improvement of the water passage of the reversible hydraulic machines. This work shows that the creation of high-efficiency reversible hydraulic equipment depends on the correct selection of the geometry of the water passage elements of the reversible hydraulic machines, consequently ensure the necessary level of energy characteristics of the hydraulic equipment. The equation of the optimal mode was used for the calculated assessment of kinematic and energy characteristics, analysis of their formation and search for rational variants that provide the specified requirements for the runner energy characteristics of the reversible hydraulic machines. Calculations are carried out using dimensionless kinematic parameters, which simplifies the process and eliminates the need for complex calculations. The numerical analysis data on the influence of the hydrodynamic parameters of the water passage on the parameters of the optimal mode can be used both for profiling the blade system of the runner, with the aim of improving energy characteristics (increasing power, efficiency level, etc.), and for modifying the blade system. The numerical study method for finding optimal variants of the runner blade system is given. The proposed approach was used to estimate the kinematic and energy characteristics of water passages of Francis turbines, as well as high-head reversible hydraulic machines ORO200 and ORO500 (both for basic and modified variants of the water passage).

Keywords: reversible hydraulic machine, water passage, averaged parameters, kinematic characteristics, energy parameters, equations of the optimal mode.

Вступ. Розвиток гідроакмулюючих електростанцій (ГАЕС) в Україні набуває особливої актуальності. Військові дії призвели до руйнування багатьох енергетичних об'єктів, що створює гострий дефіцит потужностей та потребу у відновленні та стабілізації енергосистеми. ГАЕС можуть відіграти ключову роль у забезпеченні енергетичної безпеки, дозволяючи накопичувати енергію в періоди низького навантаження та оперативно використовувати її під час пікових навантажень або у разі аварій. Також війна посилила важливість енергетичної автономії та незалежності від зовнішніх джерел енергії. ГАЕС здатні допомогти в інтеграції відновлюваних джерел енергії (сонячних та вітрових станцій), що зменшує залежність від імпортованих енергоресурсів. Це особливо важливо в умовах, коли постачання газу, вугілля чи інших традиційних енергоносіїв може бути нестабільним або дорогим [1–4].

Питання дослідження та покращення

енергетичних характеристик оборотної гідромашини, заснованих на використанні рівняння енергетичного балансу, завжди залишалися актуальними. Сучасний підхід до проектування проточних частин включає проведення широких емпіричних і теоретичних досліджень для оцінки впливу геометричних параметрів на енергетичні показники гідромашини.

Підвищення ефективності гідротурбінного обладнання ГАЕС – важлива проблема, вирішення якої вимагає подальшого вдосконалення проточної частини (ПЧ) оборотної гідромашини. Необхідною складовою частиною проектування ПЧ є вибір ряду геометричних параметрів робочого колеса (РК) (меридіональні контури порожнини, вхідних і вихідних кромки лопаті та ін.) правильність якого істотно впливає на енергетичні показники. При виборі геометричних параметрів РК орієнтуються, зазвичай, на дослідні дані. Такий підхід не забезпечує належного узгодження геометричних параметрів РК,

наслідком чого найчастіше є як розбіжність розрахункового режиму з оптимальним, так і недостатньо високий рівень енергетичних показників [5–19].

Метою роботи є узгодження елементів ПЧ під час проєктування лопатевої системи РК оборотної гідромашини на задані параметри оптимального режиму. Завданням роботи є застосування рівнянь оптимального режиму для розрахункової оцінки кінематичних та енергетичних показників, аналізу їх формування та пошуку раціональних варіантів, що забезпечують задані вимоги до енергетичних показників РК оборотної гідромашини.

Основна частина. Для розрахунків параметрів оптимального режиму та аналізу умов його формування використовується опис робочого процесу за допомогою безрозмірних кінематичних комплексів з характерних перерізах ПЛ, структура яких впливає з теорії розмірності [20]:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{K_{HT}}{g} Q_i'^2 4; \quad (1)$$

$$Q_i' = \sqrt{\frac{g}{K_{HT} + K_h}}; \quad (2)$$

$$N_i' = \gamma \sqrt{\frac{g}{K_{HT} + K_h} \frac{K_{HT}}{K_{HT} + K_h}}. \quad (3)$$

У цих залежностях:

- коефіцієнт теоретичного натиску:

$$K_{HT} = \frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 K_Q \right) K_Q, \quad (4)$$

- коефіцієнта втрат:

$$K_h = K_{h_m} + a \left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_{cn}}{S_0} - \frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} \right)^2 + b \left(\frac{\pi}{2} K_{r1} K_Q - \mu_m - \frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} \right)^2 + c \left(\frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q - \mu \right)^2, \quad (5)$$

- кінематичні параметри, що характеризують напрямок потоку в відносному русі перед РК і кут закрутки потоку за РК, визначаються формулами:

$$\left(\frac{\text{ctg}\tilde{\beta}_1}{S_1} \right)_{\text{онт}} = \frac{\pi}{2} K_{r1}^2 K_Q - y, \quad (6)$$

$$\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_2}{S_2} = k \frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} + (1-k) \frac{\pi}{2} \Lambda^2 K_Q - (1-k)\mu, \quad (7)$$

де $\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_{cn}}{S_0}, \frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1}$ – безрозмірний параметр, що характеризує напрямок потоку, що формується НА і статором;

$$K_Q = \frac{\omega D^3}{Q} = \frac{\pi}{30} \frac{n'}{Q_i'} - \text{узагальнений режимний}$$

параметр;

k, λ і μ – гідродинамічні параметри просторової решітки РК [6].

Величини a, b в (4) визначаються геометрією вхідних елементів НА та РК, а коефіцієнт c – геометрією вихідних елементів лопаті РК. Докладніше зміст позначень наведено у роботах [18–20].

З урахуванням (1), (2), (4) та (5) вирази для гідравлічного ККД та наведеної витрати набувають вигляду:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{\frac{1-k}{2\pi} \left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 K_Q \right) K_Q}{\frac{1-k}{2\pi} \left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 K_Q \right) K_Q + K_{h_m} + \frac{1}{a \left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_{cn}}{S_0} - \frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} \right)^2} + \frac{1}{b \left(\frac{\pi}{2} K_{r1} K_Q - \mu_m - \frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} \right)^2 + c \left(\frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q - \mu \right)^2}};$$

$$Q_i' = \sqrt{\frac{g}{\frac{1-k}{2\pi} \left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 K_Q \right) K_Q + K_{h_m} + \frac{1}{a \left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_{cn}}{S_0} - \frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} \right)^2} + \frac{1}{b \left(\frac{\pi}{2} K_{r1} K_Q - \mu_m - \frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} \right)^2 + c \left(\frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q - \mu \right)^2}}}$$

$$Q_i' = \sqrt{\frac{g}{\frac{1-k}{2\pi} \left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 K_Q \right) K_Q + K_{h_m} + \frac{1}{a \left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_{cn}}{S_0} - \frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} \right)^2} + \frac{1}{b \left(\frac{\pi}{2} K_{r1} K_Q - \mu_m - \frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} \right)^2 + c \left(\frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q - \mu \right)^2}}}$$

$$\frac{1}{a \left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_{cn}}{S_0} - \frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} \right)^2} + \frac{1}{b \left(\frac{\pi}{2} K_{r1} K_Q - \mu_m - \frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} \right)^2 + c \left(\frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q - \mu \right)^2}$$

$$\frac{1}{b \left(\frac{\pi}{2} K_{r1} K_Q - \mu_m - \frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} \right)^2 + c \left(\frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q - \mu \right)^2}$$

Параметри оптимального режиму знаходяться на умовах максимуму ККД:

$$\frac{\partial \eta_{\Gamma}}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial \eta_{\Gamma}}{\partial K_Q} = 0.$$

Нижче, з метою спрощення аналізу, наводяться формули для $K_{Q \text{онт}}$, $\left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} \right)_{\text{онт}}$ отриманих у припущенні сталості коефіцієнта втрат в НА в діапазоні відкриттів $a_0 = \text{const}$, що охоплюють режим оптимального гідравлічного ККД.

Формули, що виражають залежності, $\left(\frac{\text{ctg}\tilde{\beta}_1}{S_1} \right)_{\text{онт}}$,

$\left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_2}{S_2} \right)_{\text{онт}}$, $K_{HT \text{онт}}$, $K_{h \text{онт}}$, $Q_i'_{\text{онт}}$, $n'_{\text{онт}}$, $N'_{i \text{онт}}$ від гідродинамічних параметрів РК і ККД виходять шляхом підстановки виразів $K_{Q \text{онт}}$ і $\left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} \right)_{\text{онт}}$

рівняння (1)–(7).

Рівняння гідравлічного ККД на оптимальному режимі знаходиться шляхом підстановки $K_{HT\text{ опт}}$, $K_{h\text{ опт}}$ і $Q'_{I\text{ опт}}$ в (1).

$$K_{Q\text{ опт}} = \frac{(1-\eta_{\text{опт}})\eta_{\text{опт}}\mu_m - \pi\left(\frac{(1-\eta_{\text{опт}})^2}{4\pi^2 b} + (1-\eta_{\text{опт}})\eta_{\text{опт}}K_{r1}\right) - \frac{-(1-\eta_{\text{опт}})\eta_{\text{опт}}\mu - 2\pi^2 c \lambda^2 \eta_{\text{опт}}^2 \mu}{+\pi\left(-(1-\eta_{\text{опт}})\eta_{\text{опт}}\lambda^2 - \pi^2 c \lambda^4 \eta_{\text{опт}}^2\right)}}{\quad} \quad (8)$$

$$\left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1}\right)_{\text{опт}} = -\mu_m + \left(\frac{(1-\eta_{\text{опт}})}{2\pi\eta_{\text{опт}}} + \pi b K_{r1}\right) \times \frac{(1-\eta_{\text{опт}})\eta_{\text{опт}}\mu_m - (1-\eta_{\text{опт}})\eta_{\text{опт}}\mu - 2b\pi\left(\frac{(1-\eta_{\text{опт}})^2}{4\pi^2 b} + (1-\eta_{\text{опт}})\eta_{\text{опт}}K_{r1} - \frac{-2\pi^2 c \lambda^2 \eta_{\text{опт}}^2 \mu}{-(1-\eta_{\text{опт}})\eta_{\text{опт}}\lambda^2 - \pi^2 c \lambda^4 \eta_{\text{опт}}^2}\right)}{\quad};$$

$$\frac{(1-\eta_{\text{опт}})^2}{4\pi^2 \eta_{\text{опт}}^2} \left((\mu - \mu_m)^2 + \frac{(K_{hm} + c\mu^2)}{b} \right) + \frac{(1-h_{\text{опт}})}{\eta_{\text{опт}}} \times \left((\mu - \mu_m) c \lambda^2 \mu + (K_{hm} + c\mu^2)(K_{r1} - \lambda^2) \right) + \pi^2 c^2 \lambda^4 \mu^2 - \pi^2 c \lambda^4 (K_{hm} + c\mu^2) = 0. \quad (9)$$

Вирази $K_{Q\text{ опт}}$, $\left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1}\right)_{\text{опт}}$, $\left(\frac{\text{ctg}\tilde{\beta}_1}{S_1}\right)_{\text{опт}}$,

$\left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_2}{S_2}\right)_{\text{опт}}$, $K_{HT\text{ опт}}$, $K_{h\text{ опт}}$, $Q'_{I\text{ опт}}$, $n'_{I\text{ опт}}$, $N'_{I\text{ опт}}$,

$K_{h\text{ уд опт}}$, $K_{h\text{ цпр опт}}$ залежно від гідродинамічних параметрів решітки РК знаходяться шляхом підстановки, знайденого з (9), значення максимального гідравлічного ККД $\eta_{\text{опт}}$ (1)–(7).

Гідродинамічні параметри просторових решіток РК, що входять до рівнянь оптимального режиму (1)–(7) залежать від геометричних параметрів елементарних решіток. Найбільш просто зв'язок гідродинамічних параметрів просторових решіток РК з її геометричними параметрами перебувають у припущенні незмінності поверхонь течії в порожнині РК при зміні режиму роботи ГТ.

Наведені вище формули (1)–(7) для визначення $Q'_{I\text{ опт}}$, $n'_{I\text{ опт}}$, $N'_{I\text{ опт}}$, $\eta_{\text{опт}}$, кінематичних та енергетичних характеристик потоку – є основою для аналізу умов формування оптимального режиму узгодження елементів ПЧ.

Гідродинамічні параметри просторових решіток

РК K_{r1} і μ_m є інтегральними характеристиками вхідної геометрії лопаті. При цьому K_{r1} визначається в основному розташуванням вхідної кромки меридіональної проекції, а параметр μ_m є узагальненою (інтегральною) характеристикою кута безударного обтікання.

Гідродинамічні параметри λ та μ характеризують геометрію вихідної кромки лопаті. Параметр μ є інтегральною характеристикою розподілу вихідних геометричних кутів уздовж вихідної кромки, а параметр λ визначається розташуванням вихідної кромки меридіональної площини.

Внесення змін до геометрії лопаті призводить до зміни гідродинамічних параметрів її просторових решіток.

На рис. 1 представлені результати чисельного впливу геометрії вихідної частини лопаті на параметри оптимального режиму в широкому діапазоні швидкохідності РО45–РО500. Графік ілюструє закономірну зміну параметра $K_{Q\text{ опт}}$ у зв'язку зі зміною геометрії вихідної частини лопаті, що визначається узагальненою гідродинамічною

характеристикою $\frac{\mu}{\lambda^2}$.

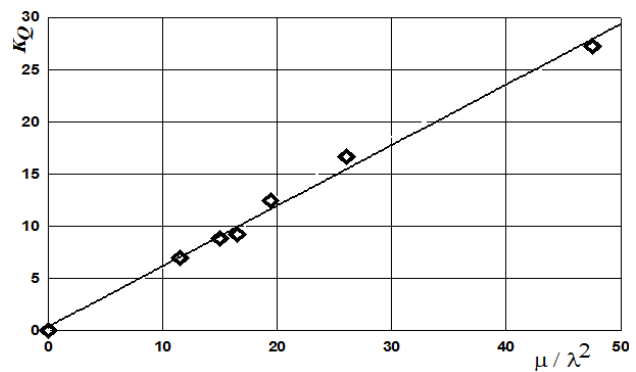


Рис. 1. Вплив узагальненого гідродинамічного параметра робочого $\frac{\mu}{\lambda^2}$ на режимний параметр $K_{Q\text{ опт}}$

На рис. 2 представлені результати чисельного дослідження впливу вхідної геометрії лопаті РК при заданих обрисах меридіональних її порожнини.

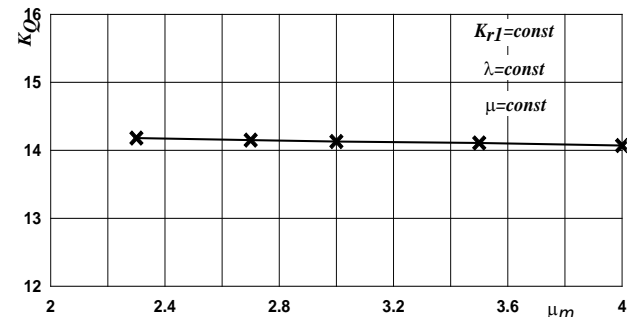


Рис. 2. Вплив вхідної геометрії лопаті на режимний параметр $K_{Q\text{ опт}}$, при фіксованих параметрах вихідної кромки $\lambda = \text{const}$, $\mu = \text{const}$, а також $K_{r1} = \text{const}$

Як впливає з графіків вплив параметрів μ_m і K_{r1} на величину $K_{Q\text{ опт}}$ мало. Таким чином, зміна вхідної

частини лопаті слабо впливає на координату $K_{Q_{\text{опт}}}$ оптимального режиму.

Висновок про незначний вплив вхідної геометрії лопаті на параметр $K_{Q_{\text{опт}}}$ можна отримати з аналізу формули (8). Для зручності такого аналізу попередньо

спростимо її, вважаючи $b = \frac{1}{2\pi^2 K_{r1}}$, $c = \frac{1}{2\pi^2 K_{r2}}$ і $K_{r2} = \lambda^2$ [4; 6; 7]. При таких припущеннях (8) набуде вигляду:

$$K_{Q_{\text{опт}}} = \frac{\mu - \mu_m (1 - \eta_{\text{опт}})}{\pi \left[\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{\text{опт}}}{2} \right) + K_{r1} \left(\frac{\eta}{2} - \frac{1}{2\eta_{\text{опт}}} \right) \right]}. \quad (10)$$

Малий вплив вхідних елементів лопаті на величину $K_{Q_{\text{опт}}}$, в порівнянні з вихідними, пояснюється тим, що співмножники при μ_m і K_{r1} (10) істотно менше співмножників при μ і λ^2 , визначальних вплив вихідної геометрії лопаті. Зі зростанням $\eta_{\text{опт}}$ коефіцієнти при μ_m і K_{r1} зменшуються. В області граничних значень гідравлічного ККД коефіцієнти μ_m та K_{r1} близькі до нуля.

Дані чисельного аналізу про вплив гідродинамічних параметрів ПЧ на параметри оптимального режиму повинні використовуватися як для профілювання лопатевої системи РК, з метою покращення енергетичних характеристик (підвищення потужності, рівня ККД та ін.), так і при модифікації лопатевої системи.

При профілюванні лопатевої системи на задані параметри n'_i вибір Q'_i положення вхідної кромки в меридіональній проекції (величина λ задана), обумовлює, відповідно (10), необхідну величину μ . Розподіл геометричних кутів уздовж вихідної кромки має забезпечувати необхідну величину гідродинамічного параметра μ . Зміна положення вихідної кромки (за умови збереження заданої величини $K_{Q_{\text{опт}}}$) викликає необхідність зміни вихідних кутів лопаті, щоб відповідно (10) забезпечувалася необхідна інтегральна величина μ .

Рівняння оптимального режиму (8)–(10) слід також використовувати у процесі модифікування РК з метою покращення енергетичних показників ГТ (підвищення потужності, рівня ККД тощо). Завдання

такого роду виникають у зв'язку із вимогами реконструкції ГАЕС. При реконструкції ГАЕС підвищення енергетичних якостей ГТ, найчастіше досягається шляхом внесення змін до геометрії лопатевої системи РК при незмінних геометричних параметрах органів, що підводять і відводять.

Пошук варіантів проточної частини, що забезпечують необхідні параметри при заданих меридіональних контурах порожнини робочого колеса, може бути таким:

- для визначеного положення вхідної кромки розраховується величина λ ;

- гідродинамічний параметр μ визначається за рівнянням оптимального режиму (10);

- проводиться розрахунок кінематичних і енергетичних параметрів для оптимального режиму;

- на основі аналізу отриманих даних на оптимальному режимі (включаючи умови обтікання вхідної та вихідної кромки, величину ударних і циркуляційних втрат тощо) приймається рішення щодо модифікації вхідної частини лопаті та оцінюється ця модифікація. Після змін у вхідній частині лопаті параметри оптимального режиму розташовуються поблизу центрального променя

$\frac{n'_i}{Q'_i} = \text{const}$ поля універсальної характеристики, що полегшує пошук прийнятних варіантів проточної частини;

- приймається рішення про необхідність розробки нових меридіональних обрисів порожнини робочого колеса.

Якщо це потрібно, такий порядок розрахунку застосовується і для нових обрисів меридіональної порожнини. Такий підхід до багатоваріантного аналізу на основі формул оптимального режиму дозволяє вибрати найбільш прийнятні варіанти проточної частини гідротурбіни і є важливою складовою процесу її проєктування.

Представлені залежності використано для розрахункової оцінки кінематичних та енергетичних характеристик проточних частин гідротурбін РО230, РО310, РО500, а також високонапірних оборотних гідромашин ОРО200 та ОРО500 (як для базових, так і для модифікованих варіантів проточної частини). Результати розрахунків зведені у табл. 1.

Таблиця 1 – Кінематичні та енергетичні характеристики проточних частин гідротурбін та оборотних гідромашин

Тип проточної частини/ Параметри	РО230	РО310	РО500	ОРО200	ОРО500 базовий варіант	ОРО500 модифікований варіант
K_Q	12,15	17,9	30	31,18	53,49	54,80
n'_i	65	64,7	62,76	92,16	80	79
Q'_i	0,561	0,379	0,219	0,309	0,147	0,150
η_{Γ}	94,5	95,2	95,3	94,8	87,3	89,5
λ	0,69	0,6	0,52	0,53	0,46	0,45
μ	9,3	10	11,9	10,79	15,6	15,6
μ_m	2,4	3,6	3,9	3,3	3,9	4,6
$\text{ctg}\beta_1$	0,702	0,614	0,402	3,719	2,150	2,456
$\text{ctg}\beta_2$	3,4	3,41	2,66	2,961	2,487	2,487
$\text{ctg}\alpha_1$	2,352	2,76	3,368	3,136	3,511	3,345
$\text{ctg}\alpha_2$	0,08	0,04	0,17	0,721	0,292	0,360

Висновки: Підтверджено доцільність використання нового підходу до вибору геометричних параметрів РК, заснованого на прогнозуванні та аналізі кінематичних і енергетичних характеристик робочих коліс оборотних гідромашин в оптимальному режимі. Розрахунковий аналіз узгодженості елементів РК виконується за допомогою безрозмірних кінематичних параметрів, що дозволяє уникнути складних обчислень обтікання лопатевих систем. Також запропоновано методичну схему чисельного експерименту для пошуку раціональних варіантів лопатевої системи РК, яка забезпечує необхідні параметри для оптимального режиму. В подальшому уточнюються енергетичні характеристики за допомогою програм чисельного дослідження просторового потоку. Застосування програмних комплексів дозволяє більш ефективно аналізувати характер течії в елементах водопроводу оборотних гідромашини, забезпечуючи тим самим коректні результати досліджень.

Список літератури

1. Про затвердження Національного плану дій з відновленої енергетики на період до 2030 року та плану заходів з його виконання. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/761-2024-%D1%80#Text> (дата звернення: 08.10.2024).
2. Україна – енергетичний хаб Європи. Уряд схвалив Енергетичну стратегію до 2050 року. URL: <https://mev.gov.ua/novyna/ukrayina-enerhetychnyy-khab-yevropy-uryad-skhalvaly-enerhetychnu-stratehiyu-do-2050-roku> (дата звернення: 08.10.2024).
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: 08.10.2024).
4. Відновлення та розвиток відновленої енергетики після війни. Дискусія. URL: <https://lcf.ua/news/1196> (дата звернення: 08.10.2024).
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. А. Основные тенденции развития гидроэнергетики Украины. *Научные работы.* Харьков. 2014. Т. 53, вып. 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. Stefan D., Rudolf P. Proper Orthogonal Decomposition of Pressure Fields in a Draft Tube Cone of the Francis (Tokke) Turbine Model. *Journal of Physics: Conference Series.* 2015. Vol. 579.
12. Cavazzini G., Houdeline J., Pavesi G., Teller O., Ardizzone G. Unstable behaviour of pump-turbines and its effects on power regulation capacity of pumped-hydro energy storage plants. *Renewable and Sustainable Energy Reviews.* 2018. Vol. 94. P. 399–409.
13. Дедков В. Н. Определение расчетных параметров обратимых гидромашин для диапазона напоров $H = 70\text{--}700$ м. *Проблемы машиностроения.* 2008. Т. 11, № 1. С. 7–11.
14. Hasmatuchi V. *Hydrodynamics of a pump-turbine operating at off-design conditions in generating mode.* Lausanne: École polytechnique fédérale de Lausanne, 2012. 168 p.
15. 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.
16. Khorev O. Numerical study of fluid flow in a spiral chamber of aradial-axial hydraulic machine. *East European Journal of Advanced Technology.* 2013. No. 1/8. P. 41–45.
17. Yang W., Xiao R. Multiobjective Optimization Design of a Pump–Turbine Impeller Based on an Inverse Design Using a Combination Optimization Strategy. *Journal of Fluids Engineering.* 2014. Vol. 136. P. 014501-1–014501-9.
18. 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. doi: 10.20998/2411-3441.2021.1.07
19. Кольчєв В. А., Дранковський В. Э., Мараховський М. Б. *Расчет гидродинамических характеристик направляющих аппаратов гидротурбины.* Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. 216 с.
20. 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
21. Tynianova I., Rezvaya K., Drankovskiy V., Savenkov D., Tynyanov 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

References (transliterated)

1. Про затвердження Національного плану дій з відновленої енергетики на період до 2030 року та плану заходів з його виконання [On approval of the National Renewable Energy Action Plan for the period up to 2030 and the action plan for its implementation]. Available at: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/761-2024-%D1%80#Text> (accessed 08.10.2024).
2. Україна – енергетичний хаб Європи. Уряд схвалив Енергетичну стратегію до 2050 року [Ukraine is the energy hub of Europe. The government has approved the Energy Strategy until 2050]. Available at: <https://mev.gov.ua/novyna/ukrayina-enerhetychnyy-khab-yevropy-uryad-skhalvaly-enerhetychnu-stratehiyu-do-2050-roku> (accessed 08.10.2024).
3. Чи зможе «зелена» енергетика стимулювати відновлення бізнесу під час та після війни [Can "green" energy stimulate business recovery during and after the war]. Available at: <https://mind.ua/publications/20254393-chi-zmozhe-zelena-energetika-stimulyuvati-vidnovlennya-biznesu-pid-chas-ta-pislya-vijni> (accessed 08.10.2024).
4. Відновлення та розвиток відновленої енергетики після війни. Дискусія [Restoration and development of renewable energy after the war. Discussion]. Available at: <https://lcf.ua/news/1196> (accessed 08.10.2024).
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]. *Vymiryuvalna ta obchyslyuvalna tekhnika v tekhnolohichnykh protsesakh.* Kyiv. 2014, no. 2, pp. 167–170.
7. Kucheryava I. M., Sorokina N. L. Shlyakhy rehulyvannya hrifikiv 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.
8. Landau Yu. A. Osnovnye tendentsii razvitiya gidroenergetiki Ukrainy [The main trends in the development of hydropower in

- Ukraine]. *Nauchnye raboty*. Kharkov. 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. Stefan D., Rudolf P. Proper Orthogonal Decomposition of Pressure Fields in a Draft Tube Cone of the Francis (Tokke) Turbine Model. *Journal of Physics: Conference Series*. 2015, vol. 579.
 12. Cavazzini G., Houdeline J., Pavesi G., Teller O., Ardizzon G. Unstable behaviour of pump-turbines and its effects on power regulation capacity of pumped-hydro energy storage plants. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2018, vol. 94, pp. 399–409.
 13. Dedkov V. N. Opredelenie raschetnykh parametrov obratimyykh gidromashin dlya diapazona naporov $N = 70\text{--}700$ m [Determination of the design parameters of reversible hydraulic machines for the range of head $H = 70\text{--}700$ m]. *Problemy mashinostroeniya*. 2008, vol. 11, no. 1, pp. 7–11.
 14. Hasmatuchi V. *Hydrodynamics of a pump-turbine operating at off-design conditions in generating mode*. Lausanne, École polytechnique fédérale de Lausanne Publ., 2012. 168 p.
 15. 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.
 16. Khorev O. Numerical study of fluid flow in a spiral chamber of aradial-axial hydraulic machine. *East European Journal of Advanced Technology*. 2013, no. 1/8, pp. 41–45.
 17. Yang W., Xiao R. Multiobjective Optimization Design of a Pump–Turbine Impeller Based on an Inverse Design Using a Combination Optimization Strategy. *Journal of Fluids Engineering*. 2014, vol. 136, pp. 014501-1–014501-9.
 18. Tyn'yanova I. I., Ryezva K. S., Drankovskyy V. E. Vyznachennya hidrodinamichnykh kharakterystyk oborotnykh 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. doi: 10.20998/2411-3441.2021.1.07
 19. Kolychev V. A., Drankovskiy V. E., Marakhovskiy M. B. *Raschet gidrodinamicheskikh kharakteristik napravlyayushchikh apparatov gidroturbiny* [Calculation of the hydrodynamic characteristics of the wicket gate of the hydraulic turbine]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2002. 216 p.
 20. 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
 21. 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

Надійшла (received) 11.10.2024

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

Дранковський Віктор Едуардович (Drankovskiy Viktor) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9011-2094>; e-mail: drankovskiy50@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

Савенков Дмитро Анатолійович (Savenkov Dmytro) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-8654-627X>; e-mail: dmytro.savenkov@gmail.com