

ІМІТАЦІЙНА МОДЕЛЬ ГІДРОТУРБИНИ ДЛЯ КОМПЛЕКСНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ ГЕС

Отримано 23 трав. 2023; рекомендовано до публікації 22 чер. 2023
Доступно онлайн 30 чер. 2023

О. М. Попович¹, І. В. Головань²

Автор для кореспонденції: Олександр Попович,
e-mail: popovich1955@ukr.net

¹ д-р техн. наук.
<https://orcid.org/0000-0002-9238-5782>

² канд. техн. наук.
<https://orcid.org/0000-0002-5250-6981>

^{1, 2} Інститут відновлюваної енергетики НАН України, м. Київ;

^{1, 2} Інститут електродинаміки НАН України, м. Київ.

Розроблено імітаційну математичну модель гідравлічної турбіни для комплексного дослідження і проектування електромеханічної системи гідравлічної електричної станції. Модель призначено для досліджень у системі імітаційного моделювання з урахуванням взаємного впливу складових системи і з визначенням величини критерію ефективності всього електро-технічного комплексу, як відношення величини кінцевої корисної дії системи до обсягу спожитих ресурсів. Модель турбіни визначає величини її напору і моменту відповідно до вхідної інформації про подачу, швидкість, відкриття лопатей напрямного апарату. Модель турбіни інтегровано до комплексної моделі гідравлічної електричної станції для визначення величин витрат води і швидкості обертання рухомих частин системи за результатами розрахунку рівнянь рівноваги рухомих частин електро-механічної і гідравлічної складових системи. Модель турбіни побудовано за довідниковою інформацією про її універсальні характеристики у межах припущень теорії подоби турбомашин. Модель являє собою поліноміальні залежності другого порядку для напору і ККД у функції витрат, швидкості, величини відкриття напрямного апарату. Алгоритм побудови поліномів передбачає апроксимацію напірних характеристик за сталих величин відкриття напрямного апарату із визначенням коефіцієнтів поліномів і з подальшою апроксимацією залежностей зміни цих коефіцієнтів у функції величини цього відкриття. Розрахунок величин коефіцієнтів апроксимаційних поліномів здійснено з мінімізацією середньоквадратичного відхилення від вихідної табличної залежності. Апробацію моделі здійснено на прикладі малої ГЕС із пропелерною турбіною потужністю 250 кВт. Показано можливість оптимізаційних досліджень конструктивних і режимних параметрів складових системи ГЕС при зміні її статичного напору, електричного навантаження, величини відкриття напрямного апарату.

Ключові слова: гідравлічна турбіна, імітаційна модель, комплексне проектування, електромеханічна система, поліноміальна апроксимація, динамічні математичні моделі, усталені режими роботи.

IMMIMATION MODEL OF A HYDRO TURBINE FOR COMPREHENSIVE MODELING OF HYDROELECTRIC POWER PLANT ELECTROMECHANICAL SYSTEM

Received 03 Mar. 2023; accepted 22 Mar. 2023
Available online 31 Mar. 2023

O. Popovych¹, I. Golovan²

Author for correspondence: Oleksandr Popovych,
e-mail: popovich1955@ukr.net

¹ Doctor of Tech. Sciences.
<https://orcid.org/0000-0002-9238-5782>

² Cand. of Tech. Sciences.
<https://orcid.org/0000-0002-5250-6981>

^{1, 2} Institute of Renewable Energy NAS of Ukraine, Kyiv, Ukraine;

^{1, 2} Institute of Electrodynamics NAS of Ukraine, Kyiv

An imitation mathematical model of a hydraulic turbine has been developed for comprehensive research and design of the electromechanical system of a hydraulic power plant.

The model is intended for studies in the simulation modeling system, taking into account the mutual influence of the components of the system and determining the efficiency criterion of the entire electrical complex, which is the ratio of the final useful action of the system to the volume of consumed resources. The turbine model determines the values of its head and torque based on input information about the flow rate, velocity, and guide vane opening. The turbine model is integrated into a comprehensive model of the hydraulic power plant to

determine water flow rates and rotational speeds of the moving parts of the system based on the calculation of equations of motion equilibrium for the electromechanical and hydraulic components of the system. The turbine model is constructed using reference information on its universal characteristics within the assumptions of turbomachinery similarity theory. The model consists of second-order polynomial dependencies for head and efficiency as functions of flow rate, velocity, and guide vane opening. The algorithm for constructing polynomials involves approximating the head characteristics at constant guide vane openings to determine the polynomial coefficients and further approximating the dependencies of these coefficients as a function of the guide vane opening value. The calculation of the coefficient values of the approximation polynomials is performed by minimizing the mean square deviation from the original tabular dependence. The model has been tested on a small-scale hydroelectric power plant example with a 250 kW propeller turbine. The possibility of optimization studies of the structural and operational parameters of the hydroelectric power plant components is demonstrated by varying its static head, electrical load, and guide vanes opening.

Key words: hydraulic turbine, imitation model, comprehensive design, electromechanical system, polynomial approximation, dynamic mathematical models, steady-state operating conditions.

Перелік використаних скорочень та позначень

ГЕС – гідравлічна електрична станція

ГТ – гідравлічна турбіна

ГАЕС – гідроакumuлююча електрична станція

ККД – коефіцієнт корисної дії

ЕМС – електромеханічна система

АД – асинхронний двигун

H – напір

Q – подача

n – швидкість обертання

η – ККД турбіни

a_0 – відкриття лопатей осьового напрямного апарату.

Вступ. Гідроенергоресурси складають значну частку альтернативної, до вуглецевої, енергетики. Для корисного використання даних ресурсів частіше всього, за допомогою гребель ГЕС, створюють умови виникнення перепадів статичних напорів стовпів води, які є джерелом енергії живлення гідротурбін (ГТ) – пристроїв перетворення гідравлічної енергії на механічну. В умовах рівнинної місцевості України задача утилізації гідроенергоресурсів часто є супутньою до задачі накопичування резервів води для зрошувального землеробства та інших галузей господарської діяльності. При цьому накопичуються значні обсяги води, які підтримують стабільність режимів ГТ протягом тривалого часу. Відповідно до умов виконання цього завдання визначаються основні робочі режими функціонування обладнання ГЕС та здійснюється його конструювання й проектування з використанням відповідних методик.

В умовах реальної експлуатації ГЕС режими їх роботи відхиляються від оптимальних як внаслідок сезонних або погодних змін, так під впливом вимог забезпечення оптимальної роботи енергосистеми – споживача енергії ГЕС. Особливо це стосується малих ГЕС і ГАЕС внаслідок обмежених об'ємів їх водосховищ. Крім того, при цьому важливим чинником відхилення режимів від оптимальних є задача мінімізації шкідливого впливу на навколишнє середовище за коливань рівня води водосховища. Відхилення режимів роботи обладнання ГЕС від оптимальних призводить до зниження енергетичної ефективності як складових системи, так і всього енергетичного комплексу.

Засобом забезпечення ефективної роботи ЕМС ГЕС в умовах широкого варіювання меж робочих режимів є комплексне проектування. Воно передбачає оптимізаційний проектний синтез складових системи [1] за комплексними критеріями ефективності й урахування взаємного впливу складових системи зі знаходженням синергетичних ефектів. Комплексні критерії ефективності визначаються, як відношення величини корисної дії системи за кінцевим результатом до обсягу спожитих ресурсів [1]. Умовою здійснення комплексного проектування є наявність комплексних математичних моделей (вони часто програмно реалізуються у середовищі імітаційного моделювання, наприклад системи МАТЛАВ), які забезпечують розрахунок інтегральної величини комплексних критеріїв ефективності ЕМС за досліджуваній період зміни параметрів робочих режимів з урахуванням взаємного впливу складових системи. Для реалізації задачі комплексного проектування обладнання ГЕС треба отримати імітаційну модель ГТ.

Існуюча довідникова інформація про характеристики ГТ орієнтована на традиційні підходи до вибору ГТ, визначення величини їх конструктивних параметрів і параметрів усталених робочих режимів. Ці підходи були розроблені з використанням можливостей графоаналітичних методів інженерних розрахунків, що вплинуло на форму представлення довідникової інформації у вигляді універсальних характеристик, які, за заданої величини напору, в графічному вигляді зручно дають інформацію про швидкість, ККД, кавітаційні властивості ГТ при зміні

подачі й кутів повороту лопатей робочих коліс та напрямного апарату. Розвиток обчислювальної техніки, сучасних програмних засобів аналізу процесів у ЕМС створив передумови вдосконалення проєктних рішень комплексу обладнання ГЕС завдяки оптимізації їх конструктивних і режимних параметрів за комплексними критеріями ефективності системи й при широкому варіюванні конструктивних схем обладнання, поля їх робочих режимів.

Метою роботи є розробка імітаційної моделі ГТ, яка будується за наявною довідниковою інформацією і забезпечує потреби комплексного математичного моделювання ЕМС ГЕС з урахуванням взаємного впливу складових системи, визначення величини інтегральних показників ефективності системи і використання їх при оптимізаційних дослідженнях за комплексними критеріями ефективності.

Вихідні дані дослідження визначимо для прикладу застосування пропелерної гідротурбіни Пр 15/1100-5-25. Її універсальні характеристики [2] наведено на рис. 1 із позначенням ліній робочих режимів для чотирьох значень величини a_0 – відкриття лопатей осьового напрямного апарату. Відповідно до даних ліній визначимо масиви величин параметрів робочих режимів (ККД, зведені величини продуктивності та швидкості обертання):

$$a_{01} = 30 \text{ мм}; \eta = 10^{-2} \cdot [82 \ 84 \ 85 \ 84 \ 82 \ 80];$$

$$Q_1' = 10^{-3} \cdot [2020 \ 2050 \ 2100 \ 2153 \ 2180 \ 2200] \text{ м}^3/\text{с};$$

$$n_1' = [162 \ 171 \ 184 \ 197.6 \ 207.5 \ 210] \text{ об/хв};$$

$$a_{02} = 28 \text{ мм}; \eta = 10^{-2} \cdot [84 \ 85 \ 86 \ 87 \ 87 \ 86 \ 85 \ 84 \ 82 \ 80];$$

$$Q_1' = 10^{-3} \cdot [1850 \ 1860 \ 1870 \ 1890 \ 1940 \ 1957 \ 1970 \ 1980 \ 1988 \ 1992] \text{ м}^3/\text{с};$$

$$n_1' = [142.5 \ 146 \ 150.2 \ 156.2 \ 174.5 \ 180.5 \ 184 \ 187.6 \ 191.5 \ 193] \text{ об/хв};$$

$$a_{03} = 26 \text{ мм}; \eta = 10^{-2} \cdot [86 \ 87 \ 87 \ 86 \ 85 \ 84 \ 82 \ 80]; Q_1' = 10^{-3} \cdot [1732 \ 1745 \ 1800 \ 1810 \ 1815 \ 1825 \ 1830 \ 1840] \text{ м}^3/\text{с};$$

$$n_1' = [134.7 \ 139 \ 161 \ 165 \ 167 \ 170 \ 173 \ 176] \text{ об/хв};$$

$$a_{04} = 24 \text{ мм}; \eta = 10^{-2} \cdot [87 \ 87 \ 86 \ 85 \ 84]; Q_1' = 10^{-3} \cdot [1640 \ 1660 \ 1675 \ 1685 \ 1690] \text{ м}^3/\text{с};$$

$$n_1' = [132 \ 141 \ 147 \ 150 \ 154] \text{ об/хв};$$

Дослідження виконаємо для величини робочого напору і подачі: $H_p = 4,9 \text{ м}$; $Q_T = 5,8 \text{ м}^3/\text{с}$. При цьому потужність становить [2]: $N_T = 9.81 \cdot Q_T \cdot H_p \cdot \eta = 9.8 \cdot 0.9 \cdot 7 \cdot 9 = 250,7 \text{ кВт}$, а номінальний діаметр робочого колеса визначається:

$$D_1 = (N_T / (9.81 \cdot Q_1' \cdot \eta \cdot H_p^{3/2}))^{0.5} = 1,19 \text{ м},$$

де величина зведеної продуктивності $Q_1' = 1,85 \text{ м}^3/\text{с}$, визначена відповідно до [2] з універсальних характеристик турбіни для лінії кута 5° за збільшення оптимальної швидкості до 161 об/хв. Обираємо діаметр $D_1 = 1,2 \text{ м}$, і при цьому частота обертання турбіни становить:

$$n_T = 161 \cdot H_p^{1/2} / D_1 = 297 \text{ об/хв}.$$

Для обумовлених вище величин відкриття лопатей осьового напрямного апарату і наведених масивів

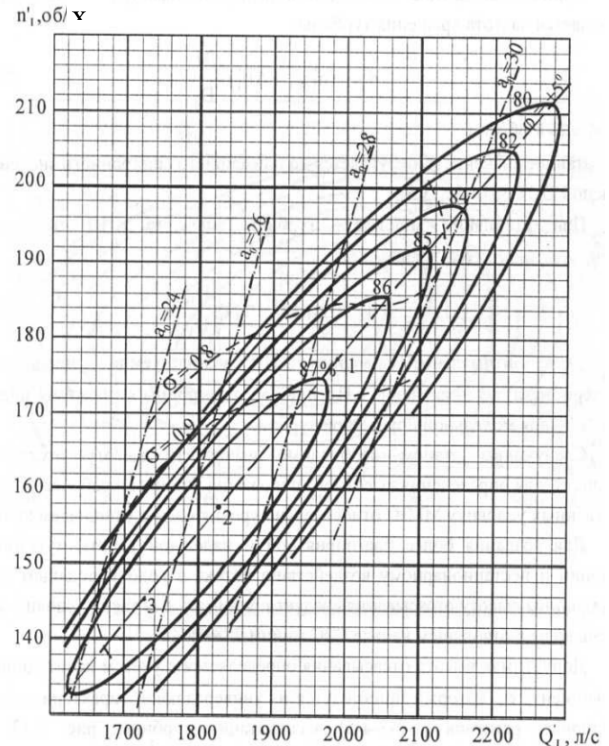


Рис. 1. Універсальні характеристики ГТ

Fig. 1. Universal characteristics of a HT

координат відповідних точок універсальних характеристик отримаємо масиви координат напірних характеристик для швидкості $n_T = 300 \text{ об/хв}$ з використанням співвідношень [3]:

$$[H] = \left(n_T D_1 / [n_1'] \right)^2;$$

$$[Q] = [Q_1'] n_T D_1^3 / [n_1']; \quad (1)$$

Результат кусково-лінійної інтерполяції отриманих табличних залежностей показано на рис. 2 пунктирними лініями. Апроксимація за межі таблиці виконана зі збереженням крайніх величин функції. Подібним чином виконано апроксимацію табличних залежностей ККД, результат показано пунктирними лініями на рис. 3.

Апроксимація табличних залежностей напірних характеристик виконана, для побудови блоку ГТ у складі імітаційної моделі системи гідроелектростанції, за допомогою полінома другого порядку [4]:

$$H = H_0 + AQ + BQ^2. \quad (2)$$

Вихідною інформацією для апроксимаційного визначення зв'язку поточних значень напору H і подачі Q є крайні точки табличної залежності й точка максимуму ККД з координатами: (Q_1, H_1) ; (Q_2, H_2) ; (Q_n, H_n) . Відповідно до значень цих координат отримано систему трьох рівнянь на основі (2). Розв'язок такої системи відносно коефіцієнтів полінома (2) дозволив отримати вирази:

$$H_0 = H_1 - AQ_1 - BQ_1^2; \quad A = \frac{H_1 - H_2 - B(Q_1^2 - Q_2^2)}{Q_1 - Q_2};$$

$$B = \frac{(H_1 - H_2)(Q_2 - Q_n) - (H_2 - H_n)(Q_1 - Q_2)}{(Q_1^2 - Q_2^2)(Q_2 - Q_n) - (Q_2^2 - Q_n^2)(Q_1 - Q_2)}. \quad (3)$$

Залежності ККД турбомашин можна апроксимувати [5], наприклад із використанням синусоїдних функцій. Вихідною інформацією для апроксимації отриманих табличних залежностей ККД ГТ є координата точки максимуму (Q_n, η_n) та коефіцієнти зменшення періоду косинусоїди зліва і справа від координати максимуму α_{mi}, α_{ma} . Визначення цих величин здійснюється підбором для отримання максимального співпадіння із вихідною залежністю за табличними даними (рис.3). При цьому вираз апроксимаційної залежності ККД має вигляд:

$$\eta = \eta_n \cos \frac{(Q/Q_n - 1)\pi/2}{\alpha_{mi} \left(\frac{1}{2} - \frac{Q - Q_n}{2|Q - Q_n| + 10^{-7}} \right) + \alpha_{ma} \left(\frac{1}{2} + \frac{Q - Q_n}{2|Q - Q_n| + 10^{-7}} \right)}. \quad (4)$$

За заданої величини швидкості n_T результат апроксимації напірних характеристик і залежності ККД за використання виразів (2), (3) і (4) показаний суцільними лініями на рис. 2, 3, відповідно. З аналізу даних рисунків видно, що отримані апроксимаційні залежності забезпечують високу збіжність із табличними залежностями (які отримано перерахунком за допомогою (1) даних [2]) напору і ККД у функції подачі. Порівняння здійснено для чотирьох значень величини відкриття лопатей осьового напрямного апарату. Зміна величини коефіцієнтів апроксимаційних залежностей виразів (2), (4) у функції величини відкриття a_0 універсальних характеристик показана на рис. 4 штриховими лініями.

Отримані у табличному вигляді закономірності зміни коефіцієнтів апроксимаційних функцій (рис. 4, штрихові лінії) доцільно представити у вигляді поліноміальних залежностей для використання при моделюванні режимів роботи ГТ за плавної зміни швидкості, подачі й величини відкриття лопатей осьового напрямного апарату:

$$F(a_0) = f_0 + f_1 a_0 + f_2 a_0^2, \quad (5)$$

де величини коефіцієнтів f_0, f_1, f_2 для кожної з семи функцій на рис.4 визначаються за критерієм мінімуму середньоквадратичного відхилення значень функції $F[a_0]$ (при заданому масиві значень величин $[a_0]$) від вихідних значень коефіцієнтів апроксимаційних функцій (рис. 4) $F_z[a_0]$. Даний мінімум відхилення визначається:

$$\delta = \min \left\{ \sqrt{\sum_{[a_0]} [F[a_0] - F_z[a_0]]^2} \right\}. \quad (6)$$

Для випадку турбіни, яку розглянуто, вказані масиви $[a_0]$ і $F_z[a_0]$ становлять:

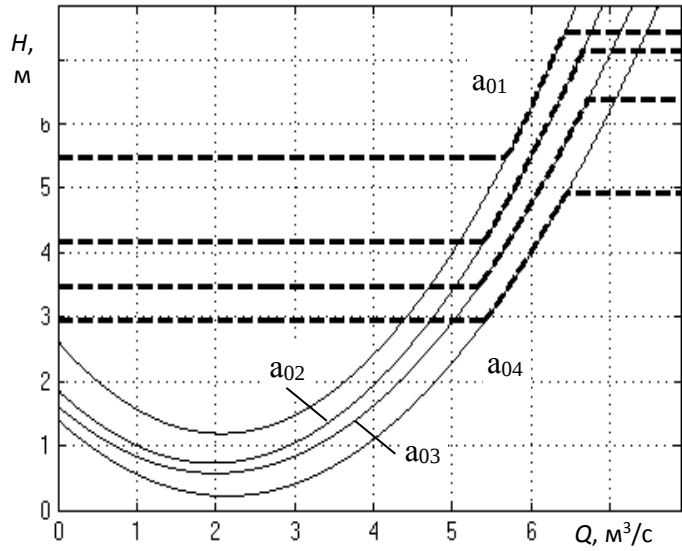


Рис. 2. Апроксимація характеристик $H(Q)$
Fig. 2. Approximation of the characteristics of $H(Q)$

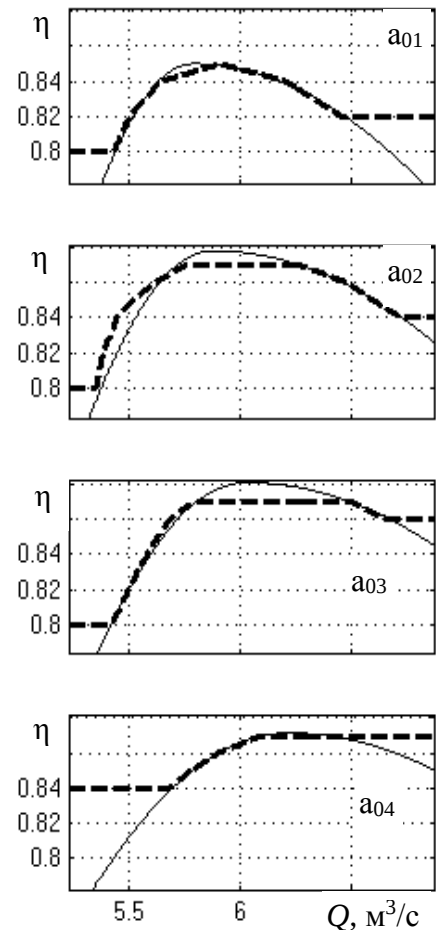


Рис. 3. Апроксимація характеристик $\eta(Q)$

Fig. 3. Approximation of the characteristics of $\eta(Q)$

$$\begin{aligned}
[a_0] &= [24 \ 26 \ 28 \ 30]; & [\alpha_{mi}] &= [.49 \ .37 \ .32 \ .28]; & [\alpha_{ma}] &= [.75 \ .77 \ .77 \ .70]; \\
[\eta_n] &= [.8715 \ .881 \ .878 \ .85]; & [Q_n] &= [6.22 \ 6.03 \ 5.88 \ 5.79]; \\
[H_0] &= [2.619 \ 1.871 \ 1.625 \ 1.412]; & [A] &= [-1.373 \ -1.154 \ -1.047 \ -1.104]; & [B] &= [.3296 \ .292 \ .2609 \ .2555].
\end{aligned}$$

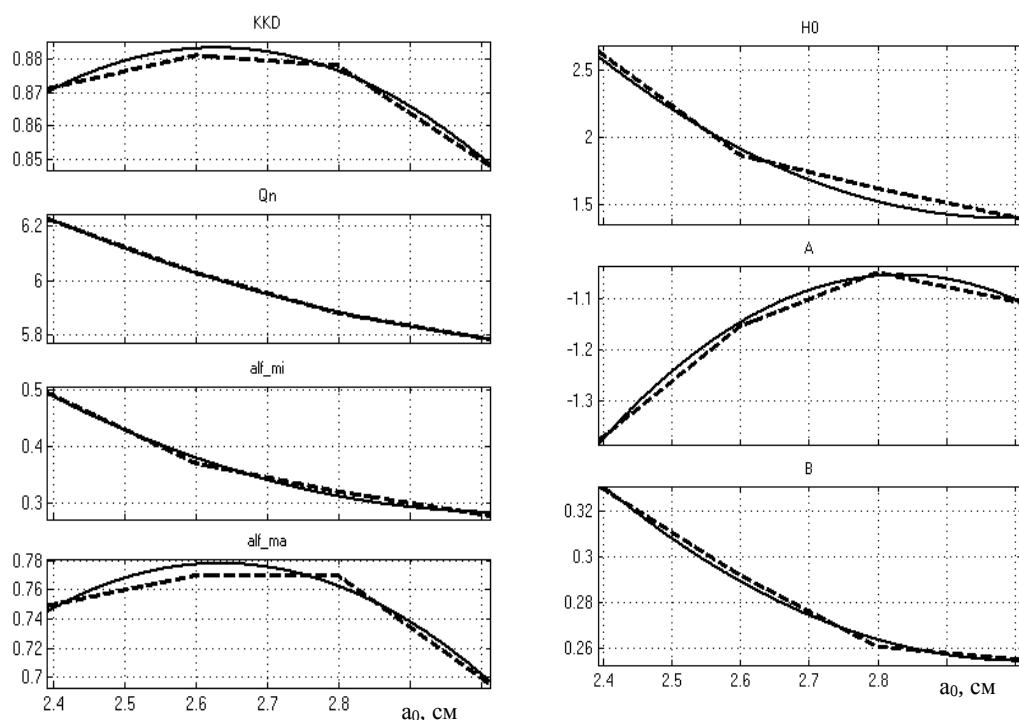


Рис. 4. Залежності зміни коефіцієнтів апроксимаційних функцій
Fig. 4. Dependencies of changes in coefficients of approximation functions

Визначення коефіцієнтів виразів (5) для апроксимації табличних залежностей H_0 , A , B , α_{mi} , α_{ma} , η_n , Q_n у функції величини a_0 здійснено за результатами реалізації пошуку мінімуму функції (6). Ефективним інструментом досягнення поставленої цілі є реалізація параметричної оптимізації за алгоритмом Nelder-Mead, що оснований

на пошуку з використанням симплексного методу. Для розв'язку задачі за даним алгоритмом скористаємось функцією *fminsearch* системи *Matlab*. Для прикладу створимо Matlab функцію Q для представлення цільової функції $Q_n(a_0)$:

function $\delta=Q(f_0,f_1,f_2)$

$$\delta = \sqrt{((6.22 - (f_0 + f_1 \times 24 + f_2 \times 24))^2 + (6.03 - (f_0 + f_1 \times 26 + f_2 \times 26))^2 + (5.88 - (f_0 + f_1 \times 28 + f_2 \times 28))^2 + (5.79 - (f_0 + f_1 \times 30 + f_2 \times 30))^2)}.$$

За початкові умови шуканих коефіцієнтів прийнято одиничні їх значення $fp=[1;1;1]$. Але слід зауважити, що використаний метод може бути чутливим до вибору початкового наближення, тобто результат пошуку може зійтись до локального мінімуму, а не до глобального. Для досягнення результату, який би відповідав глобальному мінімуму, було організовано ітераційний пошук за функцією

$f = \text{fminsearch}(@f \ Q(f(1), f(2), f(3)), fp)$,

із задаванням, в кожній наступній ітерації, в якості початкових умов fp результатів попереднього пошуку коефіцієнтів $fp=[f(1); f(2); f(3)]$. Ітераційний процес пошуку глобального мінімуму завершувався у разі мінімізації різниці між попередніми і поточними значеннями отриманих коефіцієнтів до $< 1e^{-5}$. Результат зведено до таблиці, графічна інтерпретація показана на рис. 4 суцільними лініями.

Таблиця. Величини коефіцієнтів апроксимаційних функцій

Table. Values of coefficients of approximation functions

	H_{0a}	A_a	B_a	α_{mia}	α_{maa}	η_{na}	Q_{na}
f_0	31.3109	-14.892	2.0836	4.9030	-3.1225	-0.73562	12.449
f_1	-1.9990	0.9772	-0.12134	-0.3040	0.29625	0.12319	-0.4095
f_2	0.0334	-0.01725	0.0020125	0.0050	-0.005625	-0.0023437	0.00625

У результаті цієї апроксимації отримано поліноми для інтерполяції в межах вихідного діапазону зміни величини відкриття лопатей осьового напрямного апарату:

$$\begin{aligned} H_{0a} &= f_{0H0} + f_{1H0}a_0 + f_{2H0}a_0^2; \\ A_a &= f_{0A} + f_{1A}a_0 + f_{2A}a_0^2; \\ B_a &= f_{0B} + f_{1B}a_0 + f_{2B}a_0^2; \\ \alpha_{mi_a} &= f_{0ami} + f_{1ami}a_0 + f_{2ami}a_0^2; \\ \alpha_{ma_a} &= f_{0ama} + f_{1ama}a_0 + f_{2ama}a_0^2; \\ \eta_{na} &= f_{0\eta n} + f_{1\eta n}a_0 + f_{2\eta n}a_0^2; \\ Q_{na} &= f_{0Qn} + f_{1Qn}a_0 + f_{2Qn}a_0^2. \end{aligned} \quad (7)$$

Для дослідження режимів роботи ГТ за зміни швидкості

обертання робочого колеса n апроксимацію напірної характеристики можна здійснити з використанням закономірностей пропорційності. Відповідно до коефіцієнта зміни швидкості n/n_T скорегуємо у (3) координати вихідних точок (Q_1, Q_2, H_0, H_1, H_2). Змінюючи подачу пропорційно швидкості, а напір – пропорційно її квадрату, виходячи з (2) отримуємо апроксимаційну залежність напору з урахуванням зміни швидкості обертання робочого колеса [4]:

$$H = H_0(n/n_T)^2 + A Q n / n_T + B Q^2. \quad (8)$$

Подібним чином, виходячи з (4), отримано вираз ККД з урахуванням зміни швидкості обертання ротора ГТ (за припущення незмінності величини максимуму ККД зі зміною швидкості):

$$\eta = \eta_n \cos \frac{[Q n_T / (n Q_n) - 1] \pi / 2}{\alpha_{mi} \left(\frac{1}{2} - \frac{Q - n Q_n / n_T}{2|Q - n Q_n / n_T| + 10^{-7}} \right) + \alpha_{ma} \left(\frac{1}{2} + \frac{Q - n Q_n / n_T}{2|Q - n Q_n / n_T| + 10^{-7}} \right)}. \quad (9)$$

У випадку функціональної залежності коефіцієнтів виразів (8), (9) від величини a_0 , відповідно до залежностей (7), дані вирази набувають вигляду:

$$H = H_{0a} \frac{n^2}{n_T^2} + A_a Q \frac{n}{n_T} + B_a Q^2. \quad (10)$$

$$\eta = \eta_{na} \cos \frac{[Q n_T / (n Q_{na}) - 1] \pi / 2}{\alpha_{mi_a} \left(\frac{1}{2} - \frac{Q - n Q_{na} / n_T}{2|Q - n Q_{na} / n_T| + 10^{-7}} \right) + \alpha_{ma_a} \left(\frac{1}{2} + \frac{Q - n Q_{na} / n_T}{2|Q - n Q_{na} / n_T| + 10^{-7}} \right)}. \quad (11)$$

Отримані залежності (10), (11) забезпечують дослідження режимів ГТ за зміни подачі, швидкості, величини відкриття лопатей осьового напрямного апарату. Для демонстрації їх роботи на рис. 5 побудовані залежності зміни від подачі величин напору і ККД для $[a_0] = [24 \ 25 \ 26 \ 27 \ 28 \ 29 \ 30]$ суцільними лініями. Також штриховими лініями показано напірні характеристики за довідниковими даними, як на рис. 2 для $[a_0] = [24 \ 26 \ 28 \ 30]$. Аналогічним чином на рис. 6 суцільними лініями наведено графіки залежностей ККД за виразом (11) у порівнянні з ККД за довідниковою інформацією (штрихові лінії) як на рис. 3. Аналіз рис. 5, 6 дозволяє зробити висновки про достатню для практичних потреб точність застосованих апроксимаційних залежностей характеристик ГТ.

Формування системи рівнянь енергетичних зв'язків ГТ з іншими складовими ГЕС для побудови імітаційної математичної моделі виконаємо з урахуванням того, що потужність потоку енергії на вході турбіни обумовлюється величинами напору і витрат, потужність на виході визначається швидкістю і механічним моментом. Величина ККД визначає співвідношення даних потужностей з урахуванням особливостей конструктивного виконання турбіни і режиму її роботи. Імітаційна модель ГТ повинна працювати як у взаємодії із гідравлічними

складовими систем ГЕС і ГАЕС, так і з елементами, що створюють механічне навантаження на валу турбіни. Дослідження гідравлічних процесів, за відомого напору водосховища і гідравлічних опорів каналів на вході й виході турбіни, повинне забезпечити визначення продуктивності. Для цього потрібна інформація про падіння напору на турбіні, яка визначається за допомогою виразу (10). Величини моменту опору на валу турбіни, що створюється приєднанням до нього обладнанням, з урахуванням його режиму роботи, і механічного моменту турбіни є необхідною інформацією для дослідження умов механічної рівноваги на валу турбіни і визначення швидкості обертання.

Сумісний аналіз процесів ГТ з каналами підводу і відводу води дає можливість визначити координати робочої точки (Q_p, H_p). У випадку аналізу усталених режимів роботи знаходження рішення зводиться до розв'язку системи алгебраїчних рівнянь. Але при комплексному аналізі процесів у ЕМС ГЕС, з урахуванням взаємного впливу всіх складових системи, має місце ускладнення знаходження такого рішення. Це пов'язано зі збільшенням порядку системи рівнянь, урахуванням нелінійних властивостей складових системи, особливо електричного генератора за зміни швидкості обертання.

Крім того, знаходження рішення за використання моделей статистики складових системи, з урахуванням їх нелінійних властивостей, пов'язано з ітераційними методами розв'язання систем алгебраїчних рівнянь,

застосуванням ітераційних функцій, що часто викликає значні складнощі розв'язку внаслідок відсутності збіжності ітераційних процесів.

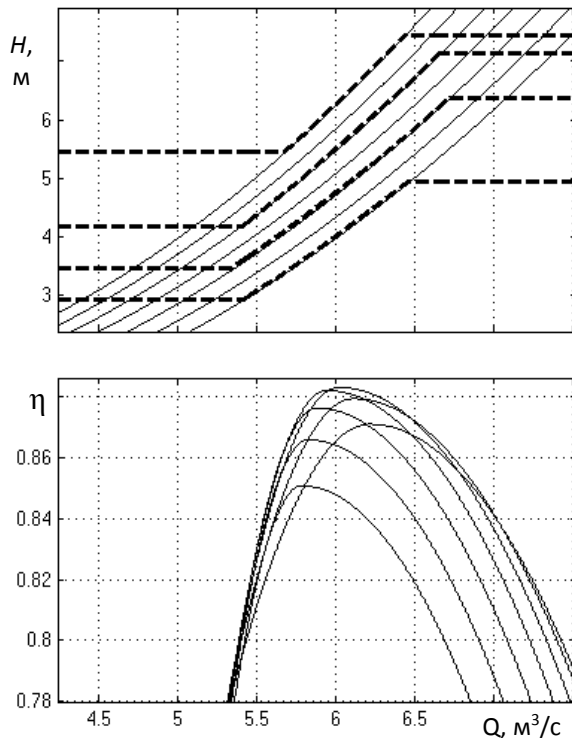


Рис. 5. Апроксимація характеристик $H(Q, a_0)$ та $\eta(Q, a_0)$

Fig. 5. Approximation of the characteristics of $H(Q, a_0)$ and $\eta(Q, a_0)$

Ефективний аналіз складних ЕМС ГЕС можна здійснити із використанням динамічних математичних моделей [6], наприклад у системі МАТЛАБ. При цьому, визначення параметрів усталених робочих режимів здійснюється у процесі розв'язку чисельними методами системи диференціальних рівнянь рівноваги з урахуванням нелінійних властивостей параметрів. Застосування даного підходу до аналізу ЕМС ГЕС потребує формування диференціального рівняння рівноваги напорів за переміщення рідини. Таке диференціальне рівняння визначає зміну у часі продуктивності потоку води гідротурбіни в гідравлічній системі ГЕС відповідно до закономірностей взаємодії зовнішніх сил та інерції за другим законом Ньютона.

Для розв'язку задачі аналізу усталених режимів роботи системи ГЕС точне урахування інерційних властивостей потоку рідини крізь турбіну (що впливає на тривалість перехідних процесів) не є принциповим. Для даної задачі важливим є стійкий розв'язок системи диференціальних рівнянь комплексу обладнання ГЕС до усталеного стану. У такому випадку масу води, що переміщується можна представити умовним циліндром і визначити

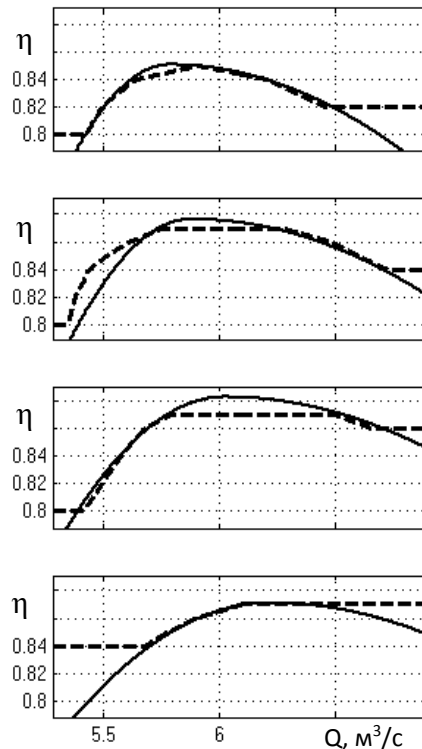


Рис. 6. Апроксимація характеристик $\eta(Q, a_0)$

Fig. 6. Approximation of the characteristics of $\eta(Q, a_0)$

виразом: $\rho L \pi d^2 / 4$, де L , d – його довжина і діаметр, ρ – густина води. Силовий вплив на дану масу є пропорційним добутку площі циліндра на різницю статичного напору водосховища (H_{CT}) і суми напорів турбіни і втрат у гідравлічній системі ГЕС ($H_M = R_M Q^2$, де R_M – опір гідравлічної мережі): $\rho g (H_{CT} - H - H_M) \pi d^2 / 4$. Враховуючи, що $v_c \pi d^2 / 4 = Q$, (v_c – середня швидкість потоку) можна записати вираз взаємодії зовнішніх сил та інерції за другим законом Ньютона:

$$\rho L \frac{dQ}{dt} = \rho g \pi d^2 (H_{CT} - H - R_M Q^2) / 4. \quad (12)$$

Для заданих номінальних умов роботи турбіни (величини робочого напору $H_p = 4,9$ м; $Q_T = 5,8$ м³/с) запишемо співвідношення:

$$k_H H_{CT} = R_M Q_T^2; H_{CT} = (1 + k_H) H_p;$$

$$v_T \pi d^2 / 4 = Q_T; L = k_L H_{CT},$$

(де константи можна задати: $k_H = 0,03$; $v_T = 1,5$ м/с; $k_L = 1,5$). У цьому разі вираз (12) можна перетворити:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{gQ_T}{v_T k_L (1 + k_H) H_p} \left(H_{CT} - H - \frac{k_H (1 + k_H) H_p}{Q_T^2} Q^2 \right). \quad (13)$$

Диференційне рівняння механічної рівноваги для визначення швидкості обертання за величинами моментів турбіни і її навантаження має вигляд:

$$J \frac{d\omega}{dt} = \frac{\rho g H Q \eta}{\omega} - \frac{i}{k_i} M_z, \quad (14)$$

де J – зведений до валу турбіни момент інерції рухомих частин турбіни, електрогенератора, редуктора, з'єднувальних муфт; M_z – момент на валу генератора; i, k_i – передавальне відношення редуктора і його ККД; $\omega = n\pi/30$ – кутова швидкість обертання ротора турбіни, с^{-1} .

Розробку і реалізацію в системі імітаційного моделювання математичної моделі ГТ як складової частини комплексної математичної моделі дослідження енергетичної ефективності малих ГЕС і ГАЕС здійснено з використанням можливостей системи МАТЛАБ. Комплексна імітаційна математична модель ЕМС малої ГЕС наведена рис. 7. Вона складається з блоку пропелерної турбіни Пр 15/1100-5-25, де визначаються її напір та ККД (за виразами (10), (11)) відповідно до вхідних даних величини відкриття лопатей осьового напрямного апарату, швидкості та подачі. Інформація про останні

поступає з виходу інтеграторів розрахунку диференціальних рівнянь механічної й гідравлічної рівноваги (за виразами (13), (14)). Інформація про момент опору на валу гідротурбіни, для розв'язку рівняння (14), поступає з виходу бібліотечного блоку АД системи МАТЛАБ із параметрами номінального режиму Т-подібної заступної схеми АД 4А355М2УЗ, які визначено за параметрами Г-подібної заступної схеми у відносних одиницях [8], відповідно до наступної методики.

Для блоку АД визначення параметрів його Т-подібної заступної схеми: $r_1, x_1, x_m, r_2', x_2'$ здійснено за даними довідника [8]. Для цього за відомими співвідношеннями параметрів Т- і Г-подібних заступних схем [9] та за довідниковими даними про параметри Г-подібної заступної схеми у відносних одиницях: $R_1', X_1', X_\mu, R_2'', X_2''$ – було визначено параметри Т-подібної заступної схеми в абсолютних одиницях:

$$r_1 = c_{zm} c_{ва} R_1'; \quad x_1 = c_{zm} c_{ва} X_1'; \quad x_m = c_{ва} X_\mu;$$

$$r_2' = c_{zm}^2 c_{ва} R_2''; \quad x_2' = c_{zm}^2 c_{ва} X_2'', \quad (15)$$

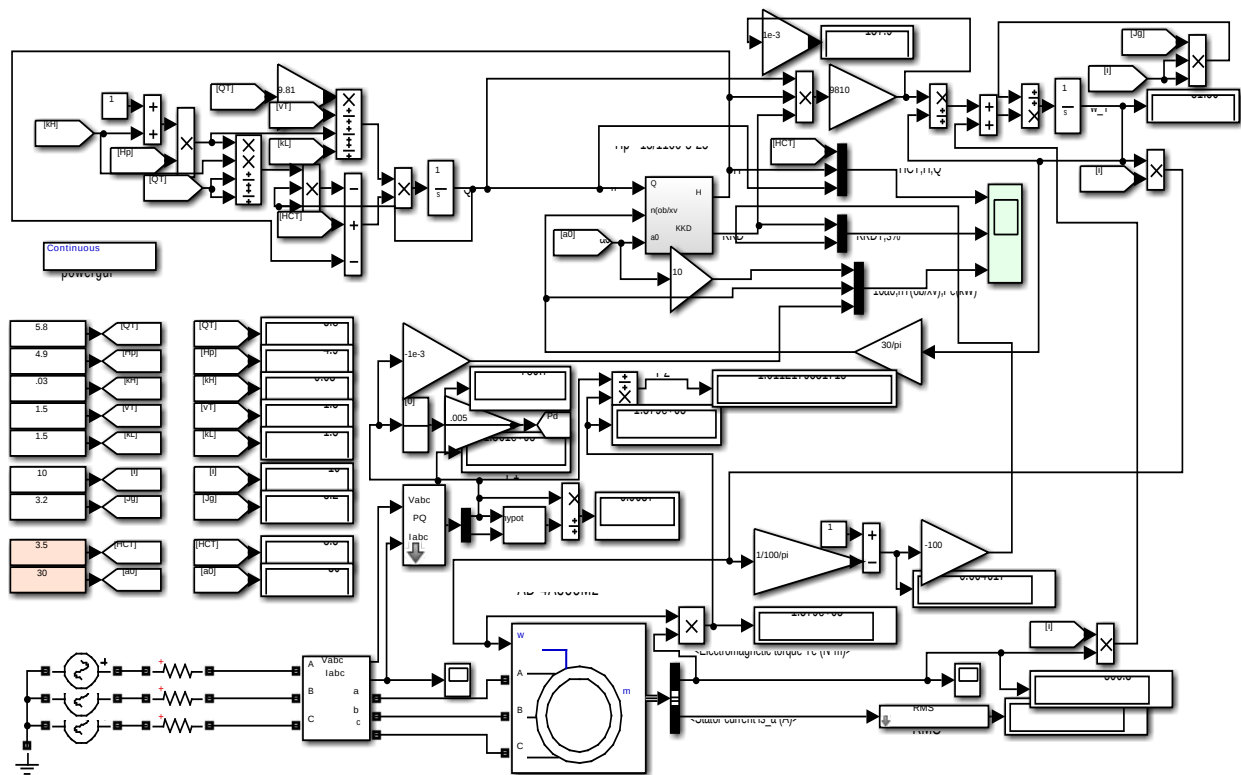


Рис. 7. Комплексна імітаційна математична модель ЕМС малої ГЕС

Fig. 7. Complex simulation mathematical model of the electromechanical system of a small hydropower plant

де $c_{2m} \cong 2X_{\mu} / (X_{\mu} + \sqrt{X_{\mu}^2 + 4X_1'X_{\mu}})$ – коефіцієнт перетворення параметрів Г-подібної заступної схеми до параметрів Т-подібної заступної схеми [8];

$c_{ea} = 3U_{1\phi}^2 \eta_n \cos \varphi_n / P_{2n}$ – коефіцієнт перетворення параметрів у відносних одиницях до їх величин в абсолютних одиницях;

$U_{1\phi}, P_{2n}, \eta_n, \cos \varphi_n$ – довідникові дані номінального режиму: фазна напруга, корисна потужність, коефіцієнти корисної дії та потужності.

Блок AD 4A355M2 (рис.7) працює в режимі генератора. Його підключено до імітаційної моделі трифазної промислової мережі крізь бібліотечний блок вимірювача параметрів електричної енергії. До входу блока АД подається сигнал кутової швидкості обертання, який трансформовано відповідно до передавального відношення редуктора, за розрахунковою інформацією про швидкість обертання турбіни (14).

Ілюстрацію процесу знаходження усталених рішень показано на рис. 8. У процесі моделювання змінювались величини статичного напору і відкриття лопатей осьового напрямного апарату (ці блоки даних на рис. 7 позначено рожевим кольором). При зміні величини цих вхідних даних, а також на початку розрахунку, має місце розрахунок перехідного процесу до усталеного режиму. Результати розрахунку фіксувались осцилографом, який на рис. 7 позначено зеленим кольором. Розрахунок починався за величини статичного напору $H_{ст} = 5,5$ м, який зменшувався до 4,5 м і 3,5 м на 2,4 с і 3,5 с модельного часу, відповідно. Ці зміни супроводжувались зміною параметрів робочих режимів: напору, подачі, ККД, швидкості, ковзання ротора асинхронної машини, потужністю виробленої електричної енергії (рис. 8). До 5 с модельного часу величина $a_0 = 28$, потім була зменшена до $a_0 = 26$ і на 6 с збільшена до $a_0 = 30$. З рис. 8 видно, що при зменшенні статичного напору до $H_{ст} = 3,5$ м ККД гідротурбіни зменшується, а його відновлення може забезпечуватись потрібною зміною величини a_0 . Її зменшення супроводжувалось подальшим зменшенням

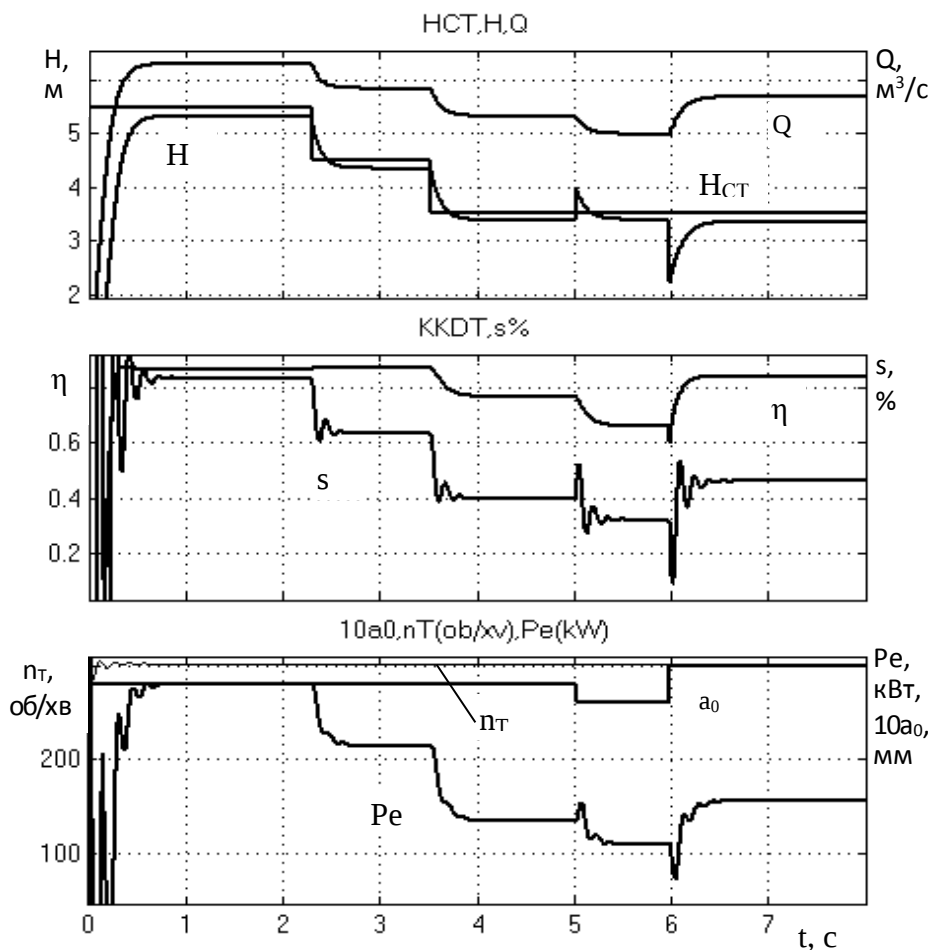


Рис. 8. Моделювання сталих режимів EMC малої ГЕС

Fig. 8. Modeling of steady-state modes of the electromechanical system of a small hydroelectric power plant

ККД, а збільшення на 6 с забезпечило потрібне відновлення ККД.

Наведені результати розрахунків показують можливість виконання комплексного аналізу усталених режимів роботи (фіксуються із закінченням перехідних процесів на рис. 8) ЕМС ГЕС за допомогою розробленої моделі, яка враховує взаємний зв'язок всіх складових ЕМС, забезпечує визначення величин енергетичних потоків на вході й виході системи і, тим самим, визначення величини інтегральних показників ефективності системи та використання їх при оптимізаційних дослідженнях за комплексними критеріями ефективності.

Висновки. Розроблена імітаційна модель ГТ спирається на довідникову інформацію про універсальні характеристики турбіни даного типу і забезпечує прийнятну для практичних розрахунків точність аналізу режимів роботи в межах діапазону зміни даних на універсальних характеристиках із припущенням теорії подоби турбомашин про рівність ККД в подібних режимах. Модель забезпечує потреби комплексного математичного моделювання ЕМС ГЕС з урахуванням взаємного впливу складових системи.

ПОСИЛАННЯ

1. Popovych O. M., Golovan I. V. Complex design tools for improvement of electromechanical systems with induction motors. *Tekhnichna Elektrodynamika*. 2022. – No 2. – Pp. 52-59.
DOI:10.15407/techned2022.02.052
2. Гидроэлектростанции малой мощности: Учеб. пособие / Под. ред. В. В. Елистратова. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. 2005. 432 с.
3. Смирнов И. Н. Гидравлические турбины и насосы. М.: Высш. школа, 1969. 400 с.
4. Шевчук С. П., Попович О. М., Світлицький В. М. Насосні, вентиляторні та пневматичні установки: підруч. К.: НТУУ «КПІ». 2010. – 308 с.
5. Лезнов Б. С. Экономия электроэнергии в насосных установках. М.: Энергоатомиздат, 1991. 144 с.
6. Фильц Р. В. Математические основы теории электро-механических преобразователей / Фильц Р. В. – Киев: Наук. думка. 1979. 206 с.
7. Математична модель електромеханічної системи нафтовидобування для комплексного проектування / О. М. Попович, І. В. Головань, В. М. Сліденко, Л. К. Лістовщик, В. О. Поліщук, Р. В. Яшин // Енергетика: економіка, технології, екологія. 2021. № 3. С. 78–87.
DOI 10.20535/1813-5420.3.2021.251209
8. Асинхронные двигатели серии 4А: Справочник / [Кравчик А. Э., Шлаф М. М., Афонин В. И., Соболенская Е. А.]. М.: Энергоиздат. 1982. 504 с.
9. Домбровский В. В. Асинхронные машины: Теория, расчет, элементы проектирования / В. В. Домбровский, В. М. Зайчик. – Л.: Энергоатомиздат: Ленингр. отделение. 1990. 368 с.

REFERENCE

1. Popovych O. M., Golovan I. V. Complex design tools for improvement of electromechanical systems with induction motors. *Tekhnichna Elektrodynamika*. 2022. No 2. Pp. 52–59.
DOI:10.15407/techned2022.02.052. [in Eng]
2. Hydroelektrostantsii maloy moshnosti, [Small-scale hydroelectric power stations]: Ucheb. posobiye / Pod. red. V. V. Elystratova. SPb.: Izd-vo Politekh. un-ta. 2005. 432 s. [in Rus]
3. Smirnov I. N. Gidravlicheskiye turbiny i nasosy, [Hydraulic turbines and pumps]. M.: Vyssh. shkola. 1969. 400 s. [in Rus]
4. Shevchuk S. P., Popovich O. M., Svitlitsky V. M. Nasosni, ventilyatorni ta pnevmatychni ustanovky, [Pumping, fan, and pneumatic installations]: pidruch. K.: NTUU «KPI», 2010. 308 s. [in Ukr]
5. Leznov B. S. Ekonomiya elektroenergii v nasosnykh ustanovkakh, [Energy saving in pumping installations]. - M.: Energoatomizdat, 1991. - 144 s. [in Rus]
6. Filts R. V. Matematicheskiye osnovy teorii elektromekhanicheskikh preobrazovateley, [Mathematical foundations of the theory of electromechanical converters] / Filts R. V. Kiev: Nauk. dumka. 1979. 206 s. [in Rus]
7. Matematychna model elektromekhanichnoyi systemy naftovidobuvannya dlya kompleksnohoproektuvannya, [Mathematical model of the electromechanical system for oil extraction for comprehensive design]/ O. M. Popovych, I. V. Holovan, V. M. Slidenko, L. K. Listovshchik, V. O. Polishchuk, R. V. Yashyn // Enerhetyka: ekonomika, tekhnolohiyi, ekolohiya. 2021. № 3. S. 78–87.
DOI 10.20535/1813-5420.3.2021.251209. [in Ukr]
8. Asinkhronnyye dvigateli serii 4A, [Asynchronous motors of the 4A series: Handbook]: Spravochnik / [Kravchik A. E., Shlaf M. M., Afonin V. I., Sobolenskaya E. A.]. M.: Energoizdat. 1982. 504 s. [in Rus]
9. Dombrovskiy V. V. Asinkhronnyye mashyny, [Induction machines: Theory, calculation, design elements]: Teoriya, raschet, elementy proektirovaniya / V. V. Domb. [in Rus]