

**О. П. УСАТИЙ, О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, В. А. ПЕШКО**

## **ПОШУК МОЖЛИВИХ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ ДЛЯ ПРОДОВЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЦВТ ПОТУЖНОЇ ТУРБИНИ АЕС ПІСЛЯ ПОШКОДЖЕННЯ ЛОПАТОК РОТОРА**

Можливість швидкого відновлення роботи потужної турбоустановки в умовах АЕС після аварійного пошкодження робочих лопаток є вельми актуальною задачею, особливо в умовах дефіциту генеруючих потужностей в енергосистемі. Для прийняття відповідних рішень щодо зміни конструкції турбіни були проведені необхідні розрахункові дослідження циліндру високого тиску (ЦВТ) турбіни К-1000-60/3000 в проектній конструкції та без робочих лопаток п'ятого ступеня і з чотирма першими ступенями (без п'ятого ступеня) обох потоків турбіни. Результати дослідження термо- та газодинамічних параметрів потоку показали наявність відмінностей в умовах роботи усіх ступенів турбіни та найбільш значимими вони є для 4-го і 5-го ступенів. Відмічено суттєве зменшення внутрішньої потужності ЦВТ турбіни відповідно 35,5 МВт і 6,6 МВт та його внутрішньої ефективності відповідно на 11,8 % і 2,1 %. Враховуючи усі аспекти, які пов'язані з роботою енергоблоку найбільш вдалим рішенням щодо швидкого відновлення роботи потужної турбоустановки в умовах АЕС після аварійного пошкодження робочих лопаток є варіант конструкції ЦВТ без робочих лопаток п'ятого ступеня.

**Ключові слова:** АЕС, парова турбіна, пошкоджені лопатки, проточна частина, ККД, тепловий стан.

**O. USATYI, O. CHERNOUSENKO, V. PESHKO**

## **SEARCHING FOR POSSIBLE DESIGN SOLUTIONS TO EXTEND THE SERVICE LIFE OF THE HPC OF A POWERFUL NPP TURBINE AFTER DAMAGE TO THE ROTOR BLADES**

The aim of this research was to analyze and evaluate possible design solutions for the flow path of the high-pressure cylinder (HPC) of the K-1000-60/3000 turbine and the possibility of their short-term implementation in a nuclear power plant after an accidental destruction of the working blades of the last stage of the HPC in conditions of the shortage of generating capacities and a tense operation state of the power system. To achieve the set goals, an appropriate methodology was developed; a mathematical model of thermo-and gas dynamic processes in the flow path of a steam turbine was improved. To make appropriate decisions on changing the design of the turbine, the necessary computational studies of the HPC of the K-1000-60/3000 turbine of the designed structure, the structure without rotor blades of the 5th stage and the structure with four first stages (without the fifth stage) were carried out for both turbine steam flows. The results of the study of thermo- and gas dynamic parameters of the flow showed the presence of differences in the operating conditions of all turbine stages, and these are the most significant for the 4th and 5th stages. A significant redistribution of thermal differences in the stages, and a decrease in the internal power of the HPC of the turbine by 35.5 MW and 6.6 MW respectively, as well as a decrease in their internal efficiency by 11.8 % and 2.1 %, respectively, were noted. Taking into account all the aspects related to the operation of the power unit, the most successful solution for the rapid resumption of operation of a powerful turbine plant used by a nuclear power plant after an accidental damage to the working blades is a HPC design without the working blades of the fifth stage. It is planned to carry out additional studies of the HPC design by replacing the nozzle apparatus of the fifth stage with an appropriate simulator.

**Key words:** NPP, steam turbine, damaged blades, flow path, efficiency, and the thermal state.

### **Вступ**

Проблемам підвищення надійності та запобігання аварійних пошкоджень робочих лопаток ротора парової турбіни присвячено досить багато експериментальних і розрахункових досліджень [1] – [3]. Головними причинами раптових і аварійних зупинок парових турбіни були вібраційна втома матеріалу лопаток, ерозійне пошкодження тіла лопаток та резонансні аспекти їх роботи. В цих роботах досить детально розглянуті фізичні основи виникнення вібраційних навантажень на робочі лопатки: низьке навантаження ступеня турбіни, низький вакуум за останнім ступенем, малі масові витрати пари, радіальні, зустрічні і різного роду циркуляційні течії, зони різного тиску та інші. Такі умови роботи можуть розвинути надмірні вібраційні напруження та сприяти виникненню сил збудження пера лопатки, які можуть призвести до їх втомного руйнування. Вважається, що реальне пошкодження виникає в результаті одночасної дії ерозійного пошкодження тіла лопатки від впливу вологи, кавітації через наявність певної кількості

розчинених газів у парі та взаємодію між відцентровими силами Кориоліса на поверхні робочої лопатки [3]. Не зважаючи на досить потужне вивчення причин аварійних пошкоджень робочих лопаток і діючих нормативних механізмів їх запобігання, на жаль, такі випадки трапляються в практиці експлуатації парових турбін.

Однією із важливих проблем, яка виникає в результаті аварійного пошкодження робочих лопаток є суттєвий термін виконання ремонтних робіт, як правило, з залученням виробничих потужностей виробників цих турбін.

В екстремальних умовах сьогодення, робота енергосистеми нашої держави перебуває в надзвичайно напруженому стані. Це накладає особливі вимоги щодо можливості виведення з експлуатації та проведення довготривалих капітальних ремонтів турбін електростанцій, особливо це стосується потужних турбін АЕС, які несуть базове навантаження та мають аварійні пошкодження елементів проточної частини. Тому особливої уваги потребують роботи пов'язані з пошуком можливих конструктивних рішень, які мають бути досить

© О. П. Усатий, О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко, 2023

швидко реалізовані в умовах АЕС для продовження експлуатації турбіни після її пошкодження. В статті розглядаються та аналізуються конструктивні рішення, які можуть бути реалізовані в короткий термін після пошкодження ротора ЦВТ турбіни К-1000-60/3000 енергоблоку ЛМЗ в умовах станції і забезпечать можливість продовження роботи енергоблоку.

Подібна проблема не є унікальною. Так в роботі [4] наведено обговорення практичного досвіду, пов'язаного з дослідженням когенераційного турбоблоку, в якому на одній з чотирьох парових турбін відбувається аварійне пошкодження робочих лопаток низького тиску під час пікових навантажень у літні місяці на Тайвані в 2007 році. Розглядаються різні сценарії, що полягають у зупинці пошкодженого агрегату на ремонт та продовженні роботи агрегату за рахунок зняття лопаток низького тиску та заміни соплового апарату буферними щитами.

Особливість вирішення цієї проблеми полягає в тому, що вона потребує індивідуального підходу для кожного конкретного випадку аварійного пошкодження лопаток ротора. Для цього потрібно враховувати тип турбіни і її призначення, її потужність і на якому ступені відбулося руйнування робочих лопаток, ремонтні можливості електростанцій та іншу важливу інформацію.

### Мета роботи

Метою роботи є аналіз та оцінка конструктивних рішень щодо можливості їх впровадження в короткострокові терміни в умовах АЕС для продовження експлуатації енергоблоку в умовах напруженого стану роботи енергосистеми. Для реалізації поставленої мети була розроблена відповідна методика, удосконалена математична модель термота газодинамічних процесів в проточній частині парової турбіни та проведені відповідні дослідження.

### Виклад основного матеріалу

Поставлена задача розв'язується стосовно ЦВТ турбіни К-1000-60/3000 енергоблоку ЛМЗ.

Проблема виникла після аварійного пошкодження робочих лопаток останнього ступеня. Безумовно, найкращим рішенням цієї проблеми було б проведення модернізації проточної частини (ПЧ) цього циліндру в заводських умовах, але такий підхід потребує зупинки енергоблоку потужністю 1000 МВт та виключення його з енергосистеми на досить тривалий термін. Зрозуміло, що його виконання призвело б до суттєвого погіршення умов роботи усієї енергосистеми та підвищило б вірогідність введення режиму в'ялового відключення споживачів електроенергії. Тому виникла задача пошуку конструктивного рішення для ЦВТ турбіни К-1000-60/3000, яке можна було б реалізувати в короткостроковий термін в умовах АЕС та визначити рівень втрат потужності енергоблоку при реалізації такого рішення. Вигляд ПЧ ЦВТ турбіни К-1000-60/3000 наведено на рис. 1.

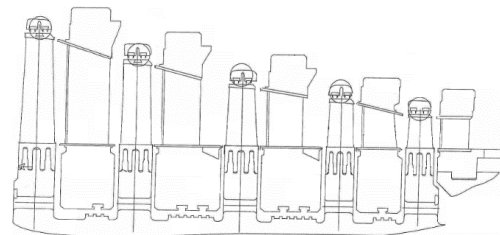


Рис. 1 – Проточна частина ЦВТ турбіни К-1000-60/3000 енергоблоку ЛМЗ

Для розгляду та оцінки впливу можливих конструктивних рішень на протікання термо- та газодинамічних процесів в проточній частині в даній роботі використовувалась одномірна теорія течії водяної пари в прямій постановці. Основні рівняння математичної моделі одномірної течії пари в проточній частині осевої турбіни в прямій постановці наведено нижче.

У перетині за сопловою решіткою рівняння нерозривності з врахуванням рівнянь енергії, процесу і стану має вигляд:

$$G_1 = \rho_1 C_{1z} F_1 = \rho_1 \left( p_1 \left( \bar{h}_0 - \frac{C_1^2}{2\varphi^2}; S_0(\bar{p}_0; \bar{h}_0) \right); \bar{h}_0 - \frac{C_1^2}{2} \right) C_1 \sin \alpha_1 F_1, \quad (1)$$

де  $G_1$  – масова витрата пари;  
 $F_1$  – торцева кільцева площа;  
 $\rho_1$  – густина пари;  
 $C_{1z}$  – осьова складова абсолютної швидкості пари;  
 $p_1$  – тиск пари;  
 $\bar{h}_0$  – ентальпія;  
 $C_1$  – абсолютна швидкість пари;  
 $\varphi$  – коефіцієнт швидкості соплової решітки;

$S_0$  – ентропія;  
 $\alpha_1$  – кут виходу потоку пари з соплової решітки.

Тут і надалі всі параметри з індексом «0» стосуються параметрів потоку пари на вході в соплову решітку, з індексом «1» – на виході з соплової та на вході в робочу решітку, з індексом «2» – на виході з робочої решітки. Параметри з рискою – параметри повного гальмування потоку.

Аналогічно, у перетині за робочою решіткою:

$$G_2 = \rho_2 W_{2z} F_2 = \rho_2 \left( p_2 \left( \mathbf{H} + \frac{u^2 - W_2^2}{2\psi^2}; S_1(p_1; h_1) \right); \mathbf{H} + \frac{u^2 - W_2^2}{2\psi^2} \right) W_2 \sin \beta_2 F_2, \quad (2)$$

де  $W_{2z}$  – осьова складова відносної швидкості;  
 $u$  – окружна швидкість;  
 $W_2$  – відносна швидкість виходу пари з робочої решітки;  
 $\psi$  – коефіцієнт швидкості робочої решітки;  
 $\beta_2$  – кут виходу потоку пари з робочої решітки.

Для задачі прямого одновимірного розрахунку в даній постановці, замикаючі співвідношення мають наступний вигляд

$$p_2 \left( \mathbf{H} + \frac{u^2 - W_2^2}{2\psi^2}; S_1 \right) = p_{2\text{зад}}, \quad (3)$$

де  $p_{2\text{зад}}$  – задане значення протитиску;  
 $\mathbf{H}$  – ротальпія за сопловою решіткою:

$$\mathbf{H} = h_1 + \frac{C_1^2}{2} - u_1 C_{1u}.$$

Таким чином, маємо систему з трьох рівнянь (1) – (3) з трьома невідомими  $G$ ,  $C_1$ ,  $W_2$ . Для зручності, отриману систему рівнянь можна записати в символічному вигляді:

$$\begin{cases} \Delta_{g1}(G, C_1) = 0; \\ \Delta_{g2}(G, C_1, W_2) = 0; \\ \Delta_h(G, C_1, W_2) = 0. \end{cases} \quad (4)$$

Наведена система рівнянь розв’язується числовим методом, шляхом мінімізації суми квадратів нев’язок  $\Delta_{g1}^2 + \Delta_{g2}^2 + \Delta_h^2$  методом сполучених градієнтів Флетчера-Рівза.

Розрахунок багатоступінчатої ПЧ методично не відрізняється від наведеного розрахунку одиночного ступеня турбіни. При цьому рівняння (4) записуються для кожного ступеня, що призводить до системи рівнянь виду:

$$\begin{cases} \Delta_{g1(j)}(G, C_{1(j)}) = 0; \\ \Delta_{g2(j)}(G, C_{1(j)}, W_{2(j)}) = 0; (j = 1); \\ \Delta_{g1(j)}(G, C_{1(j)}, W_{2(j-1)}) = 0; \\ \Delta_{g2(j)}(G, C_{1(j)}, W_{2(j)}) = 0; (j = 2); \\ \dots \\ \Delta_{g1(n)}(G, C_{1(n)}, W_{2(n-1)}) = 0; \\ \Delta_{g2(n)}(G, C_{1(n)}, W_{2(n)}) = 0; (j = n); \\ (j = 1, \dots, n); \\ \Delta_h \left( G, C_{1(n)}, C_{1(n-1)}, \dots, C_{1(1)}, W_{2(n)}, W_{2(n-1)}, \dots, W_{2(1)} \right) = 0, \end{cases} \quad (5)$$

де  $j$  – номер ступеня турбіни;  
 $n$  – кількість ступенів.

В даному випадку, чисельне розв’язання системи (5) здійснюється мінімізацією функції  $\sum_{j=1}^n (\Delta_{g1(j)}^2 + \Delta_{g2(j)}^2) + \Delta_h^2$  з невідомими  $(2n + 1)$  змінним  $G, C_{1(j)}, W_{2(j)}$ .

Масова витрата пари в перетинах вздовж осі ПЧ може відрізнятися внаслідок наявності надбандажних і прикореневих перетікань робочого тіла, теплофікаційних або регенеративних відборів пари, сепарації вологи і т. п. Тому в рівняннях (5) замість витрати  $G$  у відповідних перетинах береться його поточне значення:

$$G_k = G_{k-1} + \Delta G_k, \quad (6)$$

де  $\Delta G_k$  – задана, або та, що уточнюється в ітераціях зміна витрати при переході від  $(k - 1)$ -го перетину (лопаткового вінця) до  $k$ -го  $(k = 1, \dots, 2n)$ .

Як відомо, застосування такої моделі дозволяє розв’язувати задачі аналізу конструкцій з заданою геометрією ПЧ та розраховувати значення термо- та газодинамічних параметрів і інтегральних показників якості ПЧ. Більш детально математична модель одномірної течії пари в проточній частині осевої турбіни в прямій постановці описана в роботах [5–7].

Розв’язання цієї задачі зажадало проведення додаткових досліджень для визначення деяких відсутніх даних щодо вихідної конструкції ЦВТ. В першу чергу це стосувалося значень ефективних кутів виходу соплових і робочих решіток. Для отримання їх значень була розв’язана задача попереднього проектування ПЧ ЦВТ за умови збереження масової витрати пари, параметрів на вході в ПЧ, тиску за останнім ступенем ЦВТ та отримання параметрів пари в місцях відбору відповідно до їх значень на тепловій схемі енергоблоку, фрагмент якої наведено на рис. 2. Отримані значення ефективних кутів наведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Ефективні кути соплових і робочих решіток

Парам.	Ступ. 1	Ступ. 2	Ступ. 3	Ступ. 4	Ступ. 5
$\alpha_{1e}$ , град.	12,08	14,98	15,48	17,86	15,36
$\beta_{2e}$ , град.	22,5	23,3	23,0	22,8	22,1

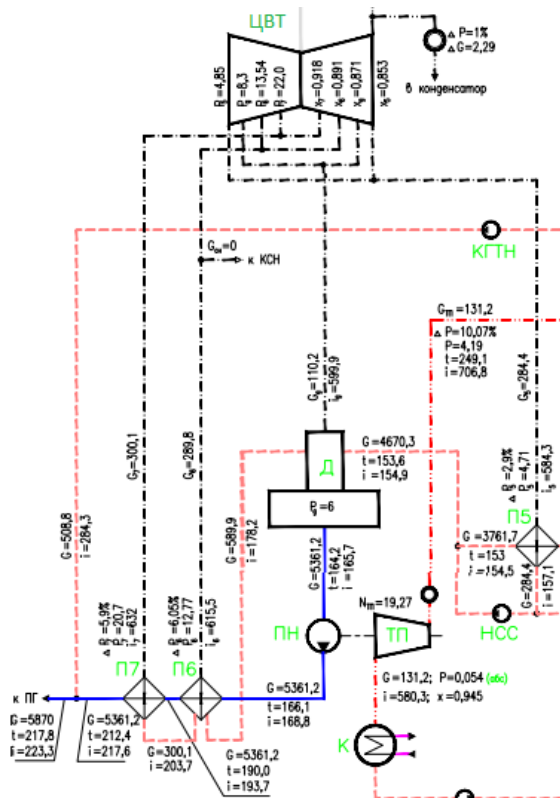


Рис. 1 – Фрагмент теплової схеми енергоблоку К-1000-60/3000

В процесі досягнення поставленої мети були проведені дослідження з оцінки значень інтегральних показників якості та критичних параметрів (значень параметрів в місцях відбору пари для підігріву живильної води). Розраховувалися і порівнювалися три варіанти конструкції: вихідний ва-

ріант (п'ять ступенів, рис. 1), варіант без робочих лопаток останнього ступеня і варіант без п'ятого ступеня (з чотирма першими ступенями). Основні результати розрахункових досліджень наведені в табл. 2, а для кращого розуміння процесів в різних конструктивних варіантах ПЧ ЦВТ на рис. 3 наведені  $h-s$  діаграми процесів розширення пари.

### Обговорення результатів

Слід зауважити, що дослідження виконувались в постановці «з заданим тиском на вході» (5736,98 кПа). В результаті розрахунків отримано незначні відхилення масової витрати в розглянутих варіантах конструкції. Так, для штатного варіанту ЦВТ масова витрата пари становить 744,109 кг/с, для варіанту ПЧ ЦВТ без робочих лопаток 5-го ступеня масова витрата пари складає 744,206 кг/с, для варіанту ПЧ ЦВТ без 5-го ступеня масова витрата пари дорівнює 744,20 кг/с (табл. 2, п. 4).

Як видно з табл. 2 внесення конструктивних змін в ПЧ ЦВТ призводить до суттєвих змін в розподілі наявного теплового перепаду ЦВТ між його ступенями і відповідно до зміни статичного тиску та температур в місцях відбору пари для підігріву живильної води (табл. 2, п. 10–21), що наглядно видно на  $h-s$  діаграмах ЦВТ турбіни К-1000-60/3000 (рис. 3). Такі зміни призводять до зміни умов роботи теплоенергетичного обладнання теплової схеми енергоблоку і потребують додаткових досліджень з оцінки загальних показників ефективності АЕС.

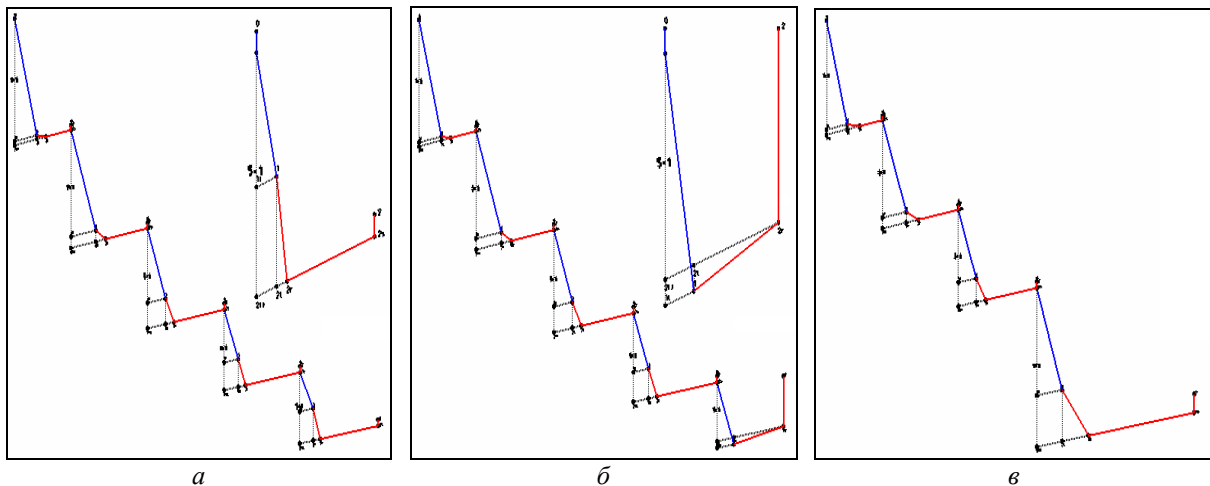


Рис. 3 –  $h-s$  діаграми ЦВТ турбіни К-1000-60/3000:  
а – вихідний варіант; б – без робочих лопаток 5-го ступеня; в – без 5-го ступеня.

Таблиця 2 – Значення основних технічних характеристик для різних конструктивних рішень ПЧ ЦВТ турбіни К-1000-60/3000

Технічні характеристики	Значення характеристик		
	Вихідний варіант ЦВТ	ЦВТ без робочих лопаток 5-го ступеня	ЦВТ без 5-го ступеня
1 Потужність ЦВТ (один потік), МВт	237,06	201,49	230,4
2 Внутрішній відносний ККД, %	77,89	66,07	75,8
3 Найвищий тепловий перепад, кДж/кг	402,88	402,88	403,00
4 Витрата пари, кг/с	744,109	744, 206	744,2
5 Тиск пари на вході в ЦВТ (абс.), кПа	5736,98	5736,98	5736,98
6 Ентальпія на вході в ЦВТ, кДж/кг	2779,3	2779,3	2779,3
7 Тиск пари на виході з ЦВТ (абс.), кПа	573,70	573,70	573,70
8 Ступінь сухості пари після ЦВТ	0,862	0,891	0,867
9 Частота обертання ротора, об/хв	3000	3000	3000
10 Тиск пари в 1-му відборі (абс.), кПа	2261,0	2253,0	2236,0
11 Температура статична пари в 1-му відборі, °С	218,66	218,48	218,07
12 Температура гальмування пари в 1-му відборі, °С	219,8	219,62	219,22
13 Тиск пари в 2-му відборі (абс.), кПа	1428,0	1410,0	1367,0
14 Температура статична пари в 2-му відборі, °С	195,98	195,38	193,95
15 Температура гальмування пари в 2-му відборі, °С	197,17	196,59	195,22
16 Тиск пари в 3-му відборі (абс.), кПа	912,4	871,3	573,7
17 Температура статична пари в 3-му відборі, °С	175,95	174,01	157,09
18 Температура гальмування пари в 3-му відборі, °С	177,08	175,2	160,68
19 Тиск пари в 4-му відборі (абс.), кПа	573,7	573,7	573,7
20 Температура статична пари в 4-му відборі, °С	157,09	157,09	157,09
21 Температура гальмування пари в 4-му відборі, °С	158,19	166,41	160,68
22 Внутрішня потужність турбіни, МВт	1074,5	1003,4	1061,2

### Висновки

В ході розрахунку термо- та газодинамічних параметрів проточної частини та порівняння трьох варіантів конструктивного виконання ЦВТ було встановлено:

1 За відсутності робочих лопаток 5-го ступеня внутрішня потужність енергоблоку АЕС складає близько 1003,39 МВт (падіння потужності на 6,62 %). При цьому, більшість термодинамічних параметрів пари у відборах зберігаються на рівні, близькому до вихідного варіанту, однак температура гальмування пари у вихлопі та, відповідно, у IV відборі складає 166,41 °С (проти 157,09 °С у проєктному варіанті).

2 За відсутності 5-го ступеня внутрішня потужність енергоблоку АЕС складає близько 1061,21 МВт (падіння потужності на 1,24 %). При цьому, більшість термодинамічних параметрів пари у відборах змінюється через перерозподіл наявних теплових перепадів, що особливо помітно у III відборі пари, параметри якого збігаються з параметрами пари у вихлопі і IV відборі ( $p_{III} = p_{IV} = 573,7$  кПа проти 912,4 кПа та  $t_{III}^* = t_{IV}^* = 160,68$  °С проти 177,08 °С у проєктному варіанті).

3 Для практичної реалізації найбільше підходить варіант конструктивного виконання ЦВТ

турбіни К-1000-60/3000 енергоблоку ЛМЗ без робочих лопаток 5-го ступеня.

4 Планується подальше дослідження цієї проблеми з використанням імітатора соплової решітки 5-го ступеня.

### Список літератури

1. Mazur Z. L-0 Blades Failure Investigation of a 110 MW Geothermal Turbine / Z. Mazur, A. Hernandez-Rossette, R. Garcia-Illesoas // ASME 2006 Power Conference (May 2–4, Atlanta, GA, USA). – 2006. – No. POWER2006-88024. – P. 281–289. – ISBN 0-7918-4205-3. – DOI: <https://doi.org/10.1115/POWER2006-88024>.
2. Suzuki T. Recent Upgrading and Life Extension Technologies for Existing Steam Turbines / T. Suzuki, T. Matsuura, A. Sakuma, H. Kodama, K. Takagi, A. Curtis // ASME 2005 Power Conference (April 5–7, Chicago, Illinois, USA). – 2005. – No. PWR2005-50342. – P. 577–582. – ISBN 0-7918-4182-0. – DOI: <https://doi.org/10.1115/PWR2005-50342>.
3. Sanders, W. P. Turbine Steam Path Engineering for Operations and Maintenance Staff / P. S. William. – Toronto : Turbo-Technic Services Inc., Canada, 1988.
4. Lee Chien-Hsing Operation of Steam Turbines under Blade Failures during the Summer Peak Load Periods / Chien-Hsing Lee, Shih-Cheng Huang, Chia-An Chang and Bin-Kwie Chen // Energies. – 2014. – Vol. 7(11). – P. 7415–7433. – ISSN 1996-1073. – DOI: <https://doi.org/10.3390/en7117415>. – URL: <https://pdfs.semanticscholar.org/d1d5/dda64f771de9402fbdd122e698a4ac1735f3.pdf> (дата звернення 15.03.2023).
5. Boiko, A. Optimization of the Axial Turbines Flow Paths : monograph / A. Boiko, Y. Govorushchenko, and A. Usatyi. –

- New York : Published by Science Publishing Group 548 Fashion Avenue New York, NY 10018, U.S.A, 2016. – 272 p. – ISBN 978-1-940366-67-8. – URL: <http://www.sciencepublishinggroup.com/book/B-978-1-940366-67-8> (дата звернення: 10.01.2022).
6. Avdieieva O. Optimization of the Flowing Part of the Turbine K-310-240 Based on the Object-Oriented Approach / O. Avdieieva, O. Usatyi, I. Mykhailova // *Innovations in Mechanical Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. – 2022. – P. 201–213. – ISBN 978-3-030-79165-0 (eBook). – DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-030-79165-0\\_20](https://doi.org/10.1007/978-3-030-79165-0_20).
  7. Shvetsov V. L. Improving the high-pressure cylinder of the K-220-44-2M turbine at the Loviisa nuclear power station / V. L. Shvetsov, I. I. Kozheshkurt, V. A. Konev, A. V. Boiko, A. P. Usatyi, V. G. Solodov, A. A. Khandrimailov // *Thermal Engineering (English translation of Teploenergetika)*. – 2013. – Vol. 60, Is. 2. – P. 98–105. – DOI: <https://doi.org/10.1134/S0040601513020079>.
  - 50342, pp. 577–582, ISBN 0-7918-4182-0, <https://doi.org/10.1115/PWR2005-50342>.
  3. Sanders, W. P. (1988), *Turbine Steam Path Engineering for Operations and Maintenance Staff*, Turbo-Technic Services Inc., Toronto, Canada.
  4. Lee Chien-Hsing, Huang Shih-Cheng, Chang Chia-An and Chen Bin-Kwie (2014), “Operation of Steam Turbines under Blade Failures during the Summer Peak Load Periods”, *Energies*, vol. 7(11), pp. 7415–7433, ISSN 1996-1073, <https://doi.org/10.3390/en7117415>, Access mode: <https://pdfs.semanticscholar.org/d1d5/dda64f771de9402fbd122e698a4ac1735f3.pdf> (accessed 15 March 2023).
  5. Boiko A. V., Govorushchenko Yu. N., Usatyi A. P. (2016), *Optimization of the Axial Turbines Flow Paths : monograph*, Published by Science Publishing Group 548 Fashion Avenue New York, NY 10018, U.S.A, 272 p, ISBN 978-1-940366-67-8, URL: <http://www.sciencepublishinggroup.com/book/B-978-1-940366-67-8> (accessed 10 January 2023).
  6. Avdieieva O., Usatyi O., Mykhailova I. (2022), “Optimization of the Flowing Part of the Turbine K-310-240 Based on the Object-Oriented Approach”, *Innovations in Mechanical Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 201–213, ISBN 978-3-030-79165-0 (eBook), [https://doi.org/10.1007/978-3-030-79165-0\\_20](https://doi.org/10.1007/978-3-030-79165-0_20).
  7. Shvetsov V. L., Kozheshkurt I. I., Konev V. A., Boiko A. V., Usatyi A. P., Solodov V. G., Khandrimailov A. A. (2013), “Improving the high-pressure cylinder of the K-220-44-2M turbine at the Loviisa nuclear power station”, *Thermal Engineering (English translation of Teploenergetika)*, vol. 60, is. 2, pp. 98–105, <https://doi.org/10.1134/S0040601513020079>.

#### References (transliterated)

1. Mazur Z., Herna'ndez-Rossette A., Garcí'a-Illesoas R. (2006), “L-0 Blades Failure Investigation of a 110 MW Geothermal Turbine”, *ASME 2006 Power Conference (May 2–4, Atlanta, GA, USA)*, no. POWER2006-88024, pp. 281–289, ISBN 0-7918-4205-3, DOI: <https://doi.org/10.1115/POWER2006-88024>.
2. Suzuki T., Matsuura T., Sakuma A., Kodama H., Takagi K., Curtis A. (2005), “Recent Upgrading and Life Extension Technologies for Existing Steam Turbines”, *ASME 2005 Power Conference (April 5–7, Chicago, Illinois, USA)*, no. PWR2005-

Надійшла (received) 18.05.2023

#### Відомості про авторів / About the Authors

**Усатий Олександр Павлович (Usatyi Oleksandr)** – доктор технічних наук, старший науковий співробітник; завідувач кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: [alpaus@ukr.net](mailto:alpaus@ukr.net); ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8568-5007>.

**Черноусенко Ольга Юрїївна (Chernousenko Olga)** – доктор технічних наук, професор, КПІ ім. Ігоря Сікорського, завідувач кафедри теплової та альтернативної енергетики; м. Київ; тел.: (050) 413–40–50; e-mail: [chernousenko20a@gmail.com](mailto:chernousenko20a@gmail.com); ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1427-8068>. Scopus 6507954096.

**Пешко Віталій Анатолійович (Peshko Vitalii)** – кандидат технічних наук, КПІ ім. Ігоря Сікорського, доцент кафедри теплової та альтернативної енергетики; м. Київ; тел.: (067) 176–54–71; e-mail: [vapeshko@gmail.com](mailto:vapeshko@gmail.com); ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0610-1403>. Scopus 57194077095.