

УДК 621.165.62

ЗМІНИ ТЕПЛООВОГО ТА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ РОТОРА ЦВТ ПОТУЖНОЇ ТУРБІНИ АЕС ПІСЛЯ ПОШКОДЖЕННЯ ЛОПАТОК

¹ О. Ю. Черноусенко,

д-р техн. наук

chernousenko20a@gmail.com

ORCID: 0000-0002-1427-8068

¹ В. А. Пешко,

канд. техн. наук

vapeshko@gmail.com

ORCID: 0000-0003-0610-1403

² О. П. Усатий,

д-р техн. наук

alpaus@ukr.net

ORCID: 0000-0002-8568-5007

¹ Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
03056, Україна, м. Київ-56,
пр. Перемоги, 37

² Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»
61002, Україна, м. Харків,
вул. Кирпичова, 2

На практиці при експлуатації парових турбін мають місце аварійні пошкодження робочих лопаток роторів і направляючих апаратів потужних парових турбін. Головними причинами аварійних зупинок парових турбіни були вібраційна втома матеріалу лопаток, ерозійне пошкодження тіла лопаток і резонансні проблеми при роботі енергообладнання. Виходячи з цього дослідження, по'язані з оцінкою змін теплового й напружено-деформованого стану елементів енергетичного обладнання, які на АЕС значно впливають на продовження експлуатації турбіни після її пошкодження, є досить актуальними. Розглянуто й проаналізовано зміни теплового й напружено-деформованого стану, які можуть виникнути після пошкодження ротора циліндра високого тиску (ЦВТ) турбіни К-1000-60/3000 енергоблоку ЛМЗ в умовах станції і забезпечать можливість оцінки індивідуального ресурсу й продовження роботи енергоблоку. При розрахунковій оцінці змін теплового та напружено-деформованого стану ротора ЦВТ, беручи до уваги дані технічного аудиту щодо пошкоджень, створена геометрична модель ротора. Проведені дослідження для трьох варіантів конструкції: вихідний варіант (п'ять ступенів ротора ЦВТ), варіант без робочих лопаток останнього ступеня і варіант без п'ятого ступеня (з чотирма першими ступенями). Для проектної конструкції при роботі на номінальних параметрах пари найбільш напруженими областями є розвантажувальні отвори 5-го ступеня ($\sigma_i=202,8$ МПа), осьовий отвір ротора в області 5-го ступеня ($\sigma_i=195,2$ МПа), а також галтель 5-го ступеня з боку кінцевих ущільнень ($\sigma_i=200,3$ МПа) і розвантажувальні отвори 4-го і 3-го ступенів з інтенсивністю напружень близько 170–185 МПа. Високі значення інтенсивності напружень в області 5-го ступеня можна пояснити суттєвим зосередженням маси як самого ступеня, так і його робочих лопаток, що провокують значні відцентрові зусилля при роботі на номінальній частоті обертання. Для ротора ЦВТ без робочих лопаток 5-го ступеня спостерігається зміщення максимумів інтенсивності напружень в область розвантажувальних отворів 4-го і 3-го ступенів, а також осьового отвору валу під цими ж ступенями. Максимальне значення напружень складає $\sigma_{i,max}=184,8$ МПа. У той же час інтенсивність напружень в області розвантажувальних отворів 5-го ступеня зменшилася майже вдвічі, до рівня в 124 МПа.

Ключові слова: атомна електростанція, парова турбіна К-1000-60/3000, ротор циліндра високого тиску, потужність, тиск, температура, втрата, парковий ресурс, нестаціонарна теплопровідність, тепловий стан, напружено-деформований стан, малоциклова втома, довготривала міцність, залишковий ресурс, допустиме число пусків.

Вступ

При експлуатації парових турбін нерідко виникають аварійні пошкодження робочих лопаток роторів і направляючих апаратів потужних парових турбін [1]. Головними причинами аварійних зупинок парових турбіни були вібраційна втома матеріалу лопаток, ерозійне пошкодження тіла лопаток та резонансні проблеми при роботі енергообладнання, які ґрунтовно розглянуті в [2–4]. Наведені фізичні значення вібраційних навантажень на робочі лопатки викликані низьким навантаженням ступеня турбіни, низьким вакуумом за останнім ступенем, наявністю малих масових витрат пари на пускових режимах роботи й циркуляційних течій, зон різного тиску та ін. Через вищезазначені фактори можуть розви-

Статтю ліцензовано на умовах Ліцензії Creative Commons «Attribution» («Атрибуція») 4.0 Міжнародна.
© О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко, О. П. Усатий, 2023

нутися вібраційні напруги, сили збудження пера лопатки, що призведе до руйнування. Реальне пошкодження може виникнути в процесі одночасної дії ерозійного пошкодження тіла лопатки від вологи, кавітації та взаємодії між відцентровими силами Коріоліса на поверхні робочої лопатки [4].

Особливої уваги заслуговують роботи, по'язані з оцінкою змін теплового й напружено-деформованого стану елементів енергетичного обладнання, які мають значний вплив в умовах АЕС на продовження експлуатації турбіни після її пошкодження. У статті розглядаються й аналізуються зміни теплового й напружено-деформованого стану, які можуть виникнути після пошкодження ротора ЦВТ турбіни К-1000-60/3000 енергоблоку ЛМЗ в умовах станції і дозволять оцінити індивідуальний ресурс та перспективи продовження роботи енергоблоку.

Для кожного конкретного випадку аварійного пошкодження лопаток ротора потрібно враховувати тип турбіни і її призначення, потужність і місце пошкодження робочих лопаток, ремонтні можливості електростанцій та іншу важливу інформацію.

Мета роботи

Метою роботи є аналіз й оцінка теплового й напружено-деформованого стану ротора ЦВТ турбіни К-1000-60/3000 енергоблоку ЛМЗ для подовження його експлуатації в умовах напруженого стану роботи енергосистеми. Для досягнення поставленої мети була розроблена відповідна методика, удосконалена математична модель теплового й напружено-деформованого стану ротора ЦВТ потужної парової турбіни і проведені відповідні дослідження.

Виклад основного матеріалу

Після аварійного пошкодження робочих лопаток останнього ступеня ротора ЦВТ турбіни К-1000-60/3000 енергоблоку ЛМЗ виникла необхідність оцінки змін теплового й напружено-деформованого стану ротора ЦВТ. У процесі досягнення поставленої мети були проведені дослідження для трьох варіантів конструкцій: вихідний варіант (п'ять ступенів ротора ЦВТ), варіант без робочих лопаток останнього ступеня і варіант без п'ятого ступеня (з чотирма першими ступенями).

Режими роботи, технічний аудит і геометрична модель ротора ЦВТ парової турбіни К-1000-60/3000

Пускові режими енергоблоку АЕС диференціюються залежно від температури зовнішньої поверхні фланця ЦВТ в області паровпуску. Згідно з інструкцією з експлуатації парової турбіни К-1000-60/3000 енергоблоку АЕС можна виділити 3 основних пускових режими роботи [1]:

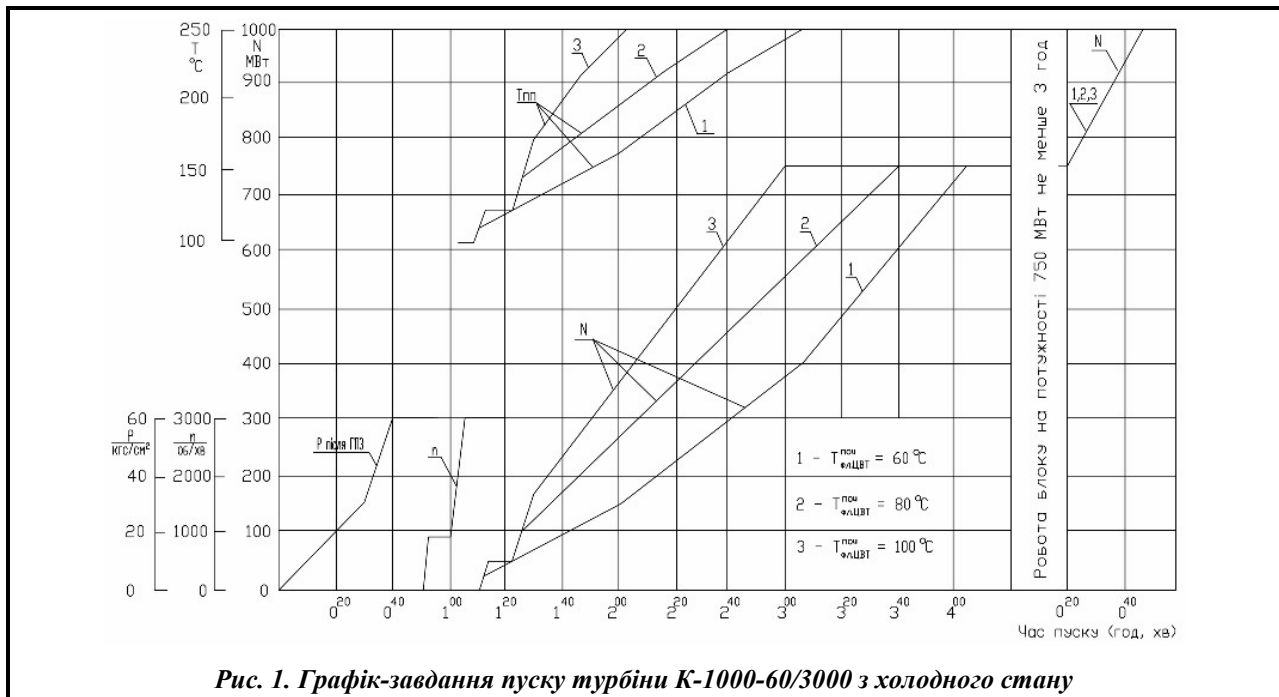


Рис. 1. Графік-завдання пуску турбіни К-1000-60/3000 з холодного стану

- а) пуск з холодного стану при температурі металу зовнішньої поверхні фланця ЦВТ в зоні паровпуску $T_{\text{фл ЦВТ}}^{\text{воєн}} < 100$ °С;
- б) пуск з неостиглого стану при температурі $T_{\text{фл ЦВТ}}^{\text{воєн}} = 100-150$ °С;
- в) пуск з гарячого стану при температурі $T_{\text{фл ЦВТ}}^{\text{воєн}} > 150$ °С.

При розрахунку теплового стану ротора ЦВТ під час роботи на пускових режимах вирішується нестационарна задача теплопровідності, що потребує встановлення граничних умов теплообміну I–IV роду, які мають обов'язково відповідати графікам-завданням пуску турбіни К-1000-60/3000 з різних теплових станів. Графіки пуску з холодного стану представлені на рис. 1.

Технічний аудит парової турбіни К-1000-60/3000 енергоблоку АЕС

Під час проведення пускових випробувань системи автоматичного регулювання турбіни на холостому ходу сталася подія, пов'язана з руйнуванням 5-го ступеня лівого потоку ротора ЦВТ турбіни, внаслідок руйнації несучого гребню робочого диска з боку впуску пари через виникнення утомних пошкоджень у районі отворів для штифтів кріплення лопаток. Виконувалися післяремонтні випробування системи автоматичного регулювання турбоустановки (САР ТУ).

Під час огляду були виявлені наступні пошкодження 5-го ступеня лівого потоку ротора ЦВТ: руйнування диска робочих лопаток у місцях кріплення робочих лопаток; механічні пошкодження (задири, кольори мінливості) торця робочого диска з боку входу пари; обрив усіх направляючих лопаток від нижньої та верхньої половини ободу й тіла діафрагми; поворот обоими діафрагми на ~50 мм проти годинникової стрілки; обрив чотирьох болтів, які з'єднують верхню й нижню обоими діафрагми; сліди тертя «метал по металу» (з характерними кольорами мінливості) на верхньому тілі діафрагми й торці робочого диска; механічні пошкодження (задири, забоїни, наволікання металу) лабіринтових ущільнень діафрагми ротора ЦВТ; по всій поверхні нижнього й верхнього ободу і тіла діафрагми в місцях кріплення направляючих лопаток механічні пошкодження (задири, забоїни, наволікання металу); зруйнований профіль верхньої та нижньої ободів діафрагм в районі робочих лопаток.

За результатами обстеження корозійного стану після розкриття ЦВТ встановлено, що поверхня лопаток ротора ЦВТ і внутрішня поверхня корпусу ЦВТ покриті тонким рівномірним шаром дрібнодисперсних відкладень коричневого кольору, що легко знімаються. Проведений аналіз вказує, що пошкодження лопаткового апарату ротора ЦВТ на АЕС відбувається досить рідко. Подібний випадок мав місце у 1995 році і був спричинений відривом направляючих лопаток діафрагми між 4-им і 5-им ступенем із боку генератора. Після обриву направляюча лопатка потрапила в зазор між діафрагмою й робочими лопатками 5-го ступеня, що призвело до виламування всіх лопаток нижньої половини діафрагми і двох лопаток верхньої половини діафрагми (у нашому випадку виламани як нижні, так і верхні лопатки діафрагми). Після руйнування лопаток діафрагми тіло діафрагми впало на її обід і вдарило по робочих лопатках 5-го ступеня. Через удар робочі лопатки 5-го ступеня ротора ЦВТ й обід диска були зруйновані. Причиною даної події відповідно до заключення заводу-виробника є надрив направляючих лопаток діафрагми внаслідок дії навантажень у процесі експлуатації, тобто завод-виробник визнав можливий конструктивний недолік турбіни К-1000-60/3000.

Виходячи з досвіду експлуатації і враховуючи висновки, зроблені комісією під час розслідування події в 1995 році, запропоновано: виконати вимірювання прогину під контрольним навантаженням діафрагми 5-го ступеня й діафрагми 4-го ступеня обох потоків пари (лівого і правого); провести аналогічні перевірки на усіх турбінах К-1000-60/3000, які експлуатуються в Україні; організувати виготовлення й заміну діафрагм, які мають прогин вище допустимого, на вдосконалені.

Згідно з актом дефектації ЦВТ турбоагрегату К-1000-60/3000 і з огляду на руйнування 5-го ступеня лівого потоку ротора ЦВТ основними пошкодженнями ротора високого тиску турбіни АЕС, виявленими під час діагностичного контролю технічного стану, є: пошкодження кріплення робочих лопаток 5-го ступеня лівого потоку з відокремленням від диску й руйнування гребнів диску валу ротора 5-го ступеня лівого потоку в місцях кріплення робочих лопаток; механічне пошкодження (риски, задири) на торцевих поверхнях дисків валу 5-го ступеня лівого потоку зі сторони паровпуску та 4-го ступеня лівого потоку зі сторони регулятора; механічне пошкодження (зношення) на валу ротора ла-

біринтового ущільнення діафрагми 5-го ступеня лівого потоку; інші пошкодження робочих лопаток 4-го ступеня та бандажів робочих лопаток 3-го, 4-го ступенів.

Стосовно даних пошкоджень були виконані наступні ремонтні відновлення: проточено гребні 5-их ступенів лівого та правого потоку до їх повного видалення; виконано шліфування пошкоджених торцевих поверхонь дисків 4-го та 5-го ступенів лівого потоку; проточено діафрагмове лабіринтне ущільнення 5-го ступеня до усунення пошкоджених місць; встановлено нові робочі лопатки 3-го і 4-го ступенів із вжиттям супутніх технічних заходів. За результатами проведеного неруйнівного контролю стану металу ротора високого тиску інших дефектів не виявлено.

При розрахунковій оцінці змін теплового й напружено-деформованого стану ротора високого тиску з урахуванням даних технічного аудиту створена геометрична модель ротора ЦВТ. Для конструктивно складного ротора ЦВТ геометрична модель виконана у тривимірній постановці з урахуванням основних конструктивних елементів на базі паспортного креслення турбіни К-1000-60/3000 (рис. 2).

У зв'язку із симетрією потоків ЦВТ для проведення числових досліджень дозволяється розглядати один потік [5, 6]. При розробці розрахункового аналогу ротора ЦВТ проведено побудову всіх кованих поверхонь лівого потоку ротора від центральної площини симетрії між двома потоками пари до останнього сегмента кінцевих ущільнень. Всі конструктивні елементи, включаючи галтели і радіусні переходи дисків ступенів, розвантажувальні отвори, хвостові кріплення робочих лопаток, геометрія кінцевих і діафрагмових ущільнень відтворені відповідно до промислових креслень заводу-виготовлювача (рис. 3, а).

Додатково розроблено ще один геометричний аналог ротора ЦВТ, що враховує результати ремонтних відновлень згідно з актом дефектації. Основними

змiнами, внесеними до проектної конструкції, є проточка гребнів хвостових кріплень робочих лопаток 5-го ступеня до їх повного видалення, проточка лабіринтового ущільнення діафрагми 5-го ступеня на валу, зачистка і шліфування торців дисків 5-го і 4-го ступенів тощо (рис. 3, б).

Дослідження теплового й напружено-деформованого стану роторів ЦВТ парових турбін АЕС

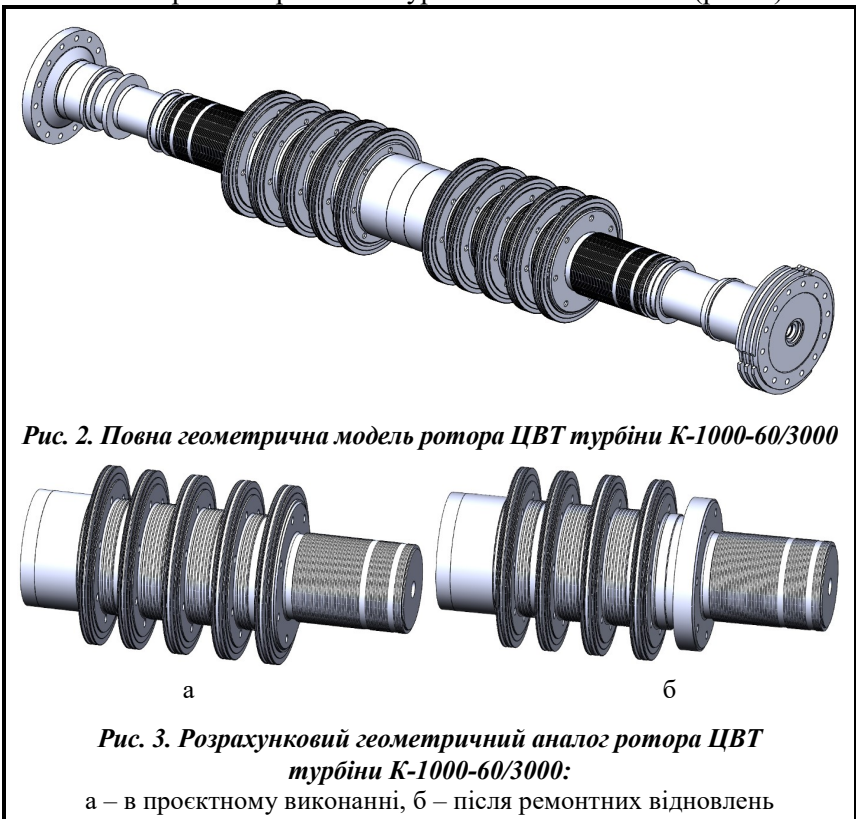
Розрахункова оцінка теплового й напружено-деформованого стану ротора ЦВТ містить рівняння нестационарної теплопровідності з граничними умовами теплообміну на поверхнях ротору згідно з розробленим програмним комплексом [1].

Граничні умови теплообміну визначалися на основі детального розрахунку парових відсіків ЦВТ для різних конструктивних особливостей ротора ЦВТ.

Рівняння нестационарної теплопровідності має вигляд [7, 8]

$$\operatorname{div}[\lambda(T) \cdot \operatorname{grad}(T)] = c(T) \cdot \gamma(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau},$$

де λ , c , γ – функції температури і координати при початковій умові $T_0 = T(x, y, z, 0) = f_0(x, y, z)$ і граничних умовах I–IV роду.



Граничні умови I–IV роду мають вигляд

$$\begin{aligned} T_{\text{ст}1} &= T_{\text{ст}2}; \\ T_{\text{ст}} &= f(x, y, z, \tau); \\ q &= -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right) = f_2(x, y, z, \tau); \\ -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right) &= \alpha(t_{\text{сеп}} - t_{\text{ст}}); \\ \begin{cases} T_{\text{ст}1} = T_{\text{ст}2} \\ -\lambda_1 \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_1 = -\lambda_2 \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_2 \end{cases} \end{aligned}$$

При визначенні граничних умов теплообміну ротора ЦВТ необхідно мати інформацію щодо його характерних розмірів і виконати детальний розрахунок проточної частини на номінальному режимі експлуатації. У ході детального розрахунку відсіку визначають основні термодинамічні параметри пари (тиск, температуру, питомий об'єм), перепади ентальпій, величини втрат і значення швидкостей на середньому перерізі для соплових і робочих лопаток кожного досліджуваного ступеня. При нестационарних режимах роботи використовується розрахункова оцінка наведених вище параметрів пари для витрат, що відповідають пусковим графікам енергоблоку АЕС (рис. 1–3).

Після визначення основних параметрів пари на номінальному та змінних режимах експлуатації визначали граничні умови згідно нормативного документу [7, 8].

Коефіцієнт тепловіддачі від пари до міжлопаткових поверхонь ротора ЦВТ визначається за формулою

$$\begin{aligned} Nu &= 0,206 \cdot Re^{0,66} \cdot s_r^{-0,58}; \\ s_r &= \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} \sqrt{\frac{2b_0}{\bar{t} \cdot l \cdot \sin(\beta_1 + \beta_2) \cdot \cos^2\left(\frac{\beta_1 - \beta_2}{2}\right)}}. \end{aligned}$$

Для встановлення критеріїв подібності Рейнольдса і Прандтля застосовано довжину поверхні в напрямку лопатки. При цьому швидкість обчислюється як середньоарифметичне значення відносної швидкості на вході й виході з робочої лопатки, а температура – середньоарифметична температура середовища на вході і виході з робочої лопатки.

Для дисків ступенів ротора, що обертаються у великому об'єму, рівняння подібності має вигляд

$$Nu = 0,0197 \cdot (n + 2,6)^{0,2} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,6},$$

де n – показник степені в рівнянні зміни температурного напору по радіусу диску

$$t_{\text{ст}} - t_{\text{ср}} = c \cdot r^n.$$

Для дисків ступенів ротора, що обертаються в кожуху між сусідніми діафрагмами, використовується наступне рівняння подібності:

$$Nu = 0,0256 \cdot (1 - z_\phi)^{0,75} \cdot Re^{0,75} \cdot Pr^{0,6} \cdot \left(\frac{s}{r} \right)^{0,25}.$$

Визначаючим розміром є радіус розрахункового перерізу, визначаюча швидкість – колова швидкість на даному радіусі, визначаюча температура – температура середовища, що омиває диск.

Для ділянок ротора з прямоточними ущільненнями рівняння конвективного теплообміну використовувалися у вигляді

$$\left\{ \begin{array}{l} Nu = \frac{0,256 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,43}}{\left(\frac{s}{\delta}\right)^{0,085} \cdot \left(\frac{h}{\delta}\right)^{0,075}}, \text{ при } Re = 2,4 \cdot 10^2 \dots 8,7 \cdot 10^3 \\ Nu = \frac{0,0454 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43}}{\left(\frac{s}{\delta}\right)^{0,1} \cdot \left(\frac{h}{\delta}\right)^{0,1}}, \text{ при } Re = 8,7 \cdot 10^3 \dots 1,7 \cdot 10^5 \end{array} \right.$$

де s – крок між гребнями ущільнень; h – відстань між поверхнею ротора і корпусу циліндру; δ – зазор між поверхнею ротора та гребнями ущільнень.

Для ступінчатих ущільнень застосовано формулу

$$\left\{ \begin{array}{l} Nu = 2,04 \cdot Re^{0,5} \cdot \left(\frac{h}{\delta}\right)^{-0,56} \cdot Pr^{0,43}, \text{ при } Re \leq 1 \cdot 10^4 \\ Nu = 0,476 \cdot Re^{0,7} \cdot \left(\frac{h}{\delta}\right)^{-0,56} \cdot Pr^{0,43}, \text{ при } 6 \cdot 10^3 < Re < 1,2 \cdot 10^5 \end{array} \right.$$

Для діафрагмових і проміжних ущільнень з прямокутними або ступінчастими лабіринтами використовуються рівняння вигляду

$$Nu = \frac{0,052}{k} \cdot Re^{0,9} \cdot \left(\frac{\delta}{h}\right)^{0,7} \cdot Pr^{0,43}, \text{ при } 3,5 \cdot 10^3 < Re < 2,5 \cdot 10^4,$$

де z – кількість гребнів ущільнень; p_1, p_2 – повний тиск перед лабіринтом і за ним; k – коефіцієнт витрати для даного типу ущільнення, що визначається за рівнянням

$$k = \frac{G}{f \sqrt{\frac{g(p_1^2 - p_2^2)}{z \cdot R \cdot T}}}.$$

Для наведених типів ущільнень визначаючим розміром є подвійна величина зазору $2 \cdot \delta$.

Визначаюча швидкість – середня швидкість пари в ущільненні

$$W_{\text{сер}} = \frac{G_y \cdot v_{\text{сер}}}{F_y},$$

де G_y – витрата ущільнюючої пари

$$G_y = \mu_y \cdot F_y \cdot \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^2},$$

F_y – робоча площа ущільнень

$$F_y = \pi \cdot d_y \cdot \delta.$$

Визначаючою температурою є середньоарифметична температура пари на вході і виході з ущільнень.

Теплообмін на поверхнях валу ротора, що контактують з повітрям, описується критеріальним рівнянням

$$Nu = 0,11 \cdot (0,5 \cdot Re^2 + Gr)^{0,33}$$

для діапазону $10^5 < 0,5 \cdot Re + Gr < 10^9$.

Визначаючий розмір – зовнішній діаметр ротора, визначаюча швидкість – колова швидкість ротора на зовнішньому радіусі, визначаюча температура – середня температура граничного шару.

Для частини поверхні ротора, що знаходиться в підшипниках, коефіцієнт тепловіддачі знаходиться з рівняння подібності наступного вигляду:

$$Nu = 6 \cdot (\text{Re}_m \cdot \text{Pr}_m)^{0,33} \cdot \frac{d_{\text{ш}}}{l_{\text{ш}}},$$

де $d_{\text{ш}}$ – діаметр шийки валу ротора; $l_{\text{ш}}$ – довжина поверхні шийки валу ротора, що омивається маслом.

При встановленні критеріїв подібності Рейнольдса і Прандтля визначаючим розміром є діаметр шийки валу $d_{\text{ш}}$, визначаючою швидкістю – колова швидкість на даному діаметрі u , а визначаючою температурою – середньоарифметична температура масла на вході і виході з підшипника t_m .

Таким чином, на теплообмінних поверхнях ротора ЦВТ турбіни К-1000-60/3000 задавалися граничні умови III роду з використанням гіперболічної інтерполяції, а на поверхні осевого каналу – граничні умови II роду. Враховувалися схеми витоків пари у проточній частині й в ущільненнях, а також реальні графіки роботи за типових експлуатаційних режимів, а саме стаціонарного й пусків із холодного, неостиглого й гарячого станів.

Напружено-деформований стан ротора ЦВТ оцінювався у пружно-пластичній постановці з використанням скінченно-елементного методу дискретизації розрахункової області. Бралися до уваги основні типи напружень, а саме температурні, нерівномірність температурних полів, напруження від тиску й відцентрові сили [7, 8].

Рівняння рівноваги в тензометричній формі має вигляд

$$\{\sigma_i\}_j + \rho X_i = 0; i, j=1, 2, 3; p_i = f(x, y, z, 0), \quad (20)$$

де $\{\sigma_i\}_j$ – нормальні та дотичні напруження в елементах ротора ЦВТ; X_i – масова сила, що діє в елементах ротора (відцентрова сила, сила тяжіння, реакції опор тощо); p_i – зовнішнє розподілене навантаження; ρ – густина сталі турбіни.

Рівняння сумісності деформацій і закону пружності в матричній формі має вигляд

$$\{\varepsilon_{ij}\} = [a] \{\sigma_{ij}\} + \{\beta \cdot \Delta T\}, \quad (21)$$

де $\{\varepsilon_{ij}\}$ – вектор деформацій; $[a]$ – матриця коефіцієнтів пружності; $\{\sigma_{ij}\}$ – вектор напружень; $\{\beta \cdot \Delta T\}$ – вектор температурних деформацій; β – коефіцієнт об'ємного розширення; ΔT – зміна температури елементів ротора ЦВТ протягом експлуатації.

При розрахункових дослідження теплового і напружено-деформованого стану ротора ЦВТ всі теплофізичні і фізико-механічні характеристики сталі 30ХНЗМ1ФА (КП-60) визначалися залежно від температури відповідно до нормативних документів [8].

Обговорення результатів

Тепловий та напружено-деформований стан для стаціонарного режиму роботи виконано у квазістаціонарній постановці. Рівень температур складає 270 °С. Максимальна інтенсивність напружень спостерігається в осевому отворі й у розвантажувальних отворах дисків усіх п'яти ступенів і дорівнює 158 МПа, що пояснюється великими значеннями відцентрових сил, які діють на диски ступенів тиску й робочі лопатки. Найбільший рівень напружень має місце у зоні 5-го ступеня, який є найбільш масивним й облопачений найважчими лопатками.

Пускові режими роботи розглянуті у нестаціонарній постановці. Окремий інтерес на змінних режимах роботи становить інформація щодо нерівномірності температурних полів у часі, яка зображена у вигляді динаміки зміни градієнта температур для найбільш характерних областей [9, 10]. Для пуску з холодного стану градієнт температур сягає на початкових етапах пуску 1200–1300 К/м, що свідчить про наявну нерівномірність температур.

Числове дослідження теплового і напружено-деформованого станів ротора ЦВТ турбіни К-1000-60/3000 виконано для найбільш типових експлуатаційних режимів роботи, а саме: номінального при електричній потужності 1000 МВт, пусків з холодного й гарячого станів металу. При цьому розглянуто три варіанти конструктивного виконання ЦВТ: проектна конструкція, без робочих лопаток 5-го ступеня ЦВТ зі штатним сопловим апаратом, без всього 5-го ступеня.

Для вирішення крайової задачі нестационарної теплопровідності й розрахунку термонапруженого стану на типових експлуатаційних режимах роботи використано метод скінченних елементів. Розрахункова модель ротора у тривимірній постановці була дискретизована більше ніж на 10 мільйонів скінченних елементів зі згущенням сітки в радіальному напрямку, особливо в зонах, що є концентраторами напружень, до яких віднесено розвантажувальні отвори й галтельні скруглення дисків ступенів, гребні діафрагмових та кінцевих ущільнень тощо. Додатково значну увагу приділено місцям, в яких згідно з актом дефектації було проведено ремонтні відновлення. Сітка скінченних елементів згущується до зовнішньої поверхні ротора за законом геометричної прогресії, коли кожен ближчий до зовнішньої поверхні валу скінченний елемент менший за попередній в 1,4 рази. Розмір найменшого елемента складає 1 мм.

Розрахункові дослідження теплового і напружено-деформованого станів ротора ЦВТ на номінальному режимі роботи для різних конструктивних виконань ЦВТ проведені в квазістационарній постановці. Теплофізичні й механічні властивості сталі 30ХНЗМ1ФА є температурно залежними й задані за допомогою експоненційної апроксимації.

Для вихідного варіанта найвища температура основного металу характерна для диску 1-го ступеня і складає 264,5 °С (рис. 4, а). Температура металу від 2-го до 5-го ступенів рівномірно знижується від 235,5 до 169 °С. В області кінцевих ущільнень температура металу також поступово зменшується від 146,5 до 114,3 °С. Таким чином, можна стверджувати, що існує рівномірне температурне поле ротора ЦВТ, а також те, що значення градієнтів температур не перевищує 800 °С/м. Найбільші градієнти температур спостерігаються на торцях дисків всіх п'яти ступенів по ходу пари після робочих лопаток і в області камінної камери кінцевих ущільнень.

Отриманий напружено-деформований стан свідчить, що для проектною конструкції (рис. 4, б) при роботі на номінальних параметрах пари найбільш напруженими областями є розвантажувальні отвори 5-го ступеня ($\sigma_r=202,8$ МПа), осьовий отвір ротора в області 5-го ступеня ($\sigma_r=195,2$ МПа), а також галтель 5-го ступеня з боку кінцевих ущільнень ($\sigma_r=200,3$ МПа) і розвантажувальні отвори 4-го і 3-го ступенів з інтенсивністю напружень близько 170–185 МПа. Високі значення інтенсивності напружень в області 5-го ступеня можна пояснити значним зосередженням маси як самого ступеня, так і його робочих лопаток, що провокують суттєві відцентрові зусилля при роботі на номінальній частоті обертання.

Для варіанта ЦВТ без робочих лопаток 5-го ступеня (рис. 5, а) температурне поле більшої частини ротора подібне вихідному варіанту. Більш високі температури спостерігаються для торцевої стінки диску 5-го ступеня з боку вихлопу і для металу в області кінцевих ущільнень (від 161,2 до 123,5 °С). Це пов'язано з більш високою температурою гальмування пари після п'яти ступенів циліндру.

Для ЦВТ без робочих лопаток 5-го ступеня спостерігається зміщення максимумів інтенсивності напружень в область розвантажувальних отворів 4-го і 3-го ступенів, а також осьового отвору валу під цими ж ступенями (рис. 5, б). Максимальне значення напружень складає $\sigma_{i \max}=184,8$ МПа. У той же час інтенсивність напружень в області розвантажувальних отворів 5-го ступеня зменшилася майже вдвічі до рівня в 124 МПа.

Варіант ЦВТ без 5-го ступеня відрізняється найбільш суттєво від проектного (рис. 6, а). У зв'язку зі збільшенням теплових перепадів, що спрацьовують 3-й та 4-ий ступені, температури металу дисків є меншими на 2–6 °С. У той саме час температура металу диска 5-го ступеня суттєво знижується до 157 °С (на 12 °С). Температура металу в області кінцевих ущільнень подібна вихідному варіанту (від 151,1 до 115,3 °С). Помітне збільшення градієнтів температур на торцях дисків 3-го і 4-го ступеня до 857 і 943 °С/м відповідно, що все ще є відносно невисоким значенням, але свідчить про ускладнення умов роботи металу даних ступенів.

Геометричні й масові характеристики ротора в конструктивному виконанні ЦВТ без всього 5-го ступеня і без робочих лопаток 5-го ступеня однакові. Проте через суттєві відмінності теплового стану наявні аналогічні відмінності і для напружено-деформованого стану. Так, найбільшими концентраторами напружень і далі лишаються розвантажувальні отвори 4-го і 3-го ступенів й осьовий отвір під ними, але максимальне значення інтенсивності напружень зростає до $\sigma_{i \max}=193,7$ МПа (рис. 6, б), що свідчить про більш складні умови роботи металу 4-го ступеня в даному конструктивному виконанні ЦВТ.

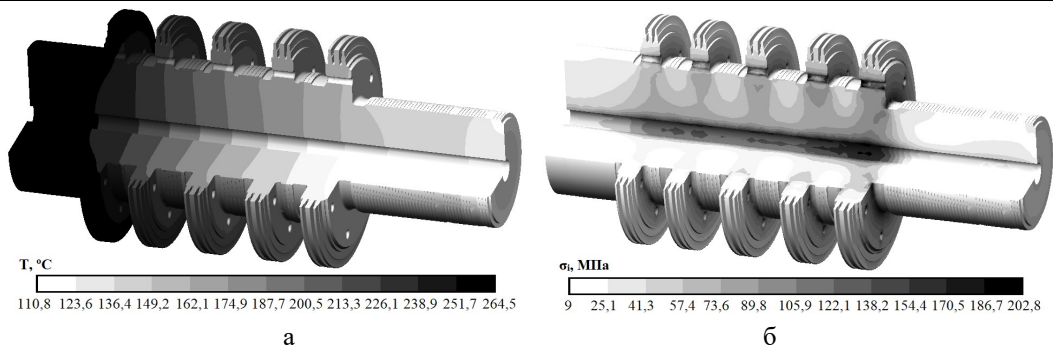


Рис. 4. Тепловий (а) і напружено-деформований (б) стани на номінальному режимі роботи (1000 МВт) ротора ЦВТ турбіни К-1000-60/3000 в проектному виконанні

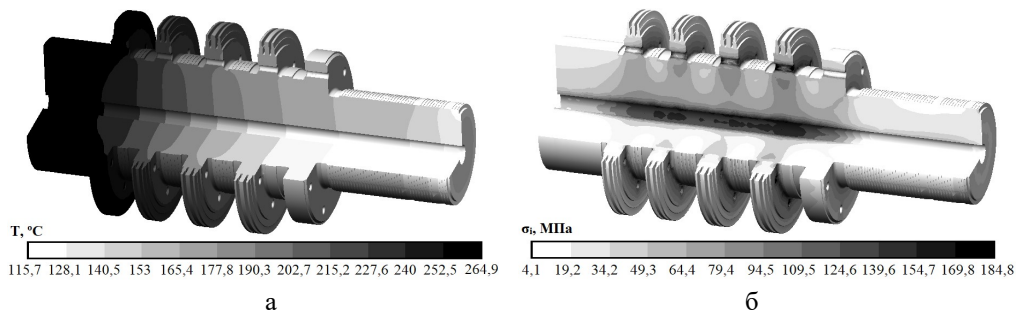


Рис. 5. Тепловий (а) і напружено-деформований (б) стани на номінальному режимі роботи (1000 МВт) ротора ЦВТ турбіни К-1000-60/3000 без робочих лопаток 5-го ступеня тиску зі штатним сопловим апаратом

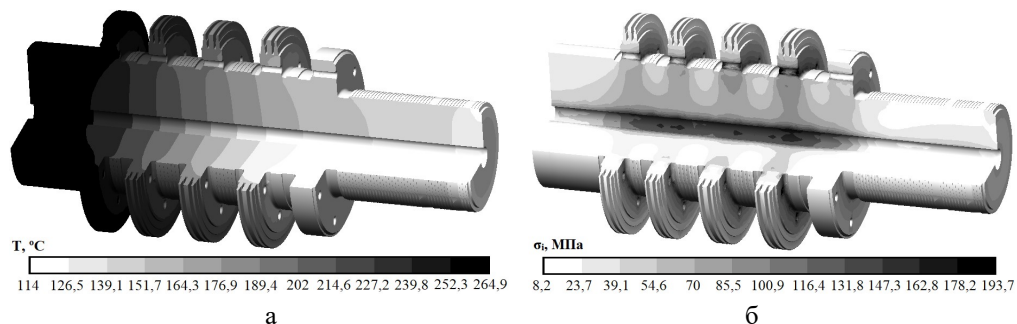


Рис. 6. Тепловий (а) і напружено-деформований (б) стани на номінальному режимі роботи (1000 МВт) ротора ЦВТ турбіни К-1000-60/3000 без всього 5-го ступеня тиску

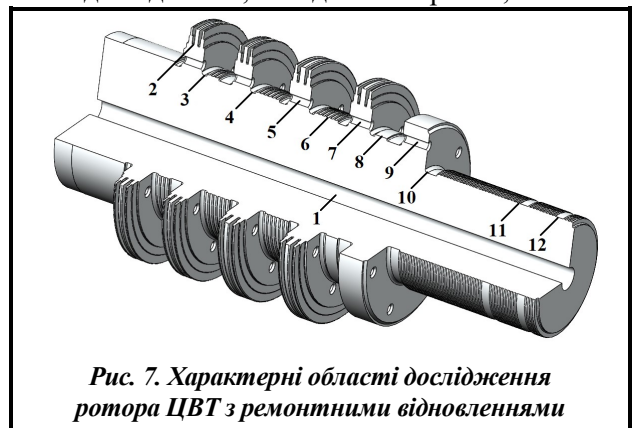
При цьому слід зауважити, що максимальний рівень інтенсивності напружень, який виникає в основному металі ротора ЦВТ, не перевищує межу текучості сталі 30ХНЗМ1ФА ($\sigma_{0,2}=493 \text{ МПа}$) при розрахунковій температурі ($t_{\text{max}}=270 \text{ }^\circ\text{C}$) для всіх трьох варіантів конструктивного виконання ЦВТ.

При дослідженні теплового стану ротора ЦВТ при роботі на номінальних параметрах пари встановлено, що теплове поле досить подібне у трьох варіантах конструктивного виконання проточної частини ЦВТ. Ключовими відмінностями є: для ЦВТ без робочих лопаток 5-го ступеня спостерігається збільшення температури металу в області кінцевих ущільнень від вихлопу до камери А на 9–15 $^\circ\text{C}$; для ЦВТ без 5-го ступеня зменшується температура торцевої частини диску 5-го ступеня на 12 $^\circ\text{C}$.

Вказані зміни теплового стану, а також зміни в геометрії та масових характеристиках валу призводять і до зміни напружено-деформованого стану ротора ЦВТ. Для варіанта ЦВТ без робочих лопаток 5-го ступеня максимальна інтенсивність напружень зменшилася на 8,9%, для варіанта без 5-го ступеня – на 4,5%.

Слід відмітити, що для пускових режимів роботи енергетичного обладнання значний інтерес становить інформація про нерівномірність температурних полів у вигляді нестационарних градієнтів температур. У роторі ЦВТ обрано 12 характерних областей дослідження, наведених на рис. 7, а саме:

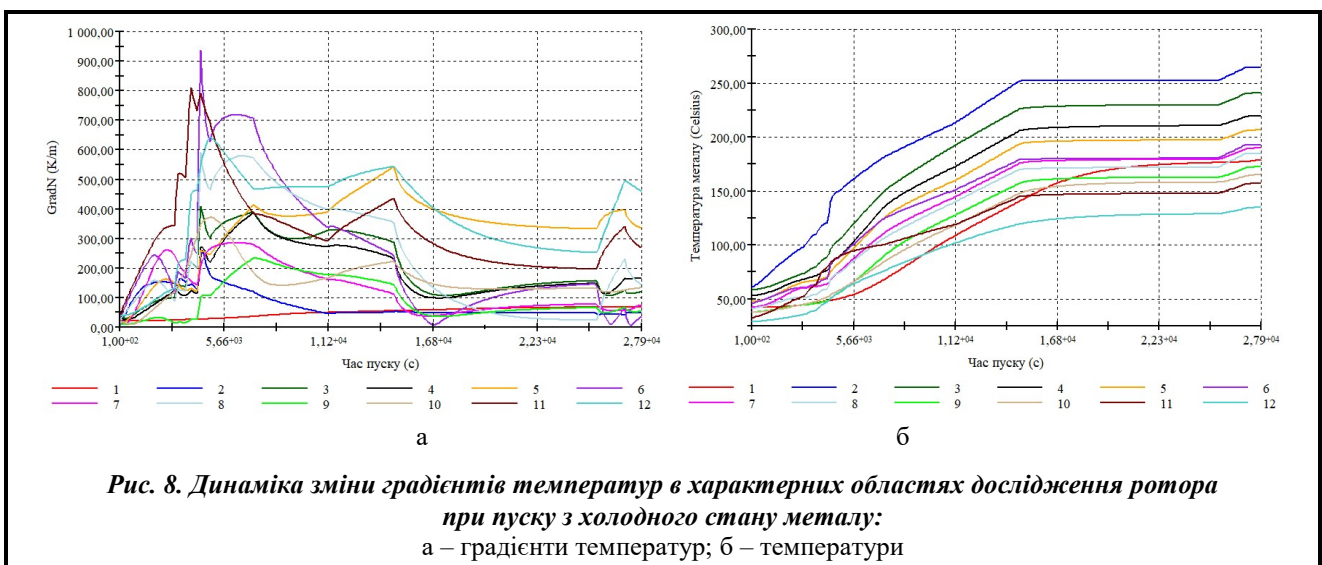
- 1 – осьовий отвір ротора в області 4-го ступеня;
- 2 – хвостове кріплення робочих лопаток 1-го ступеня;
- 3 – галтель 2-го ступеня з боку вихлопу;
- 4 – галтель 3-го ступеня з боку вихлопу;
- 5 – розвантажувальний отвір диску 3-го ступеня;
- 6 – діафрагмове ущільнення 4-го ступеня;
- 7 – розвантажувальний отвір диску 4-го ступеня;
- 8 – діафрагмове ущільнення 5-го ступеня;
- 9 – розвантажувальний отвір диску 5-го ступеня;
- 10 – галтель 5-го ступеня з боку вихлопу;
- 11 – гребні кінцевих ущільнень з боку камери А;
- 12 – вал ротора в області камери В кінцевих ущільнень.



На рис. 8 представлено динаміку зміни градієнтів температур і температури металу протягом пуску з холодного стану в характерних областях дослідження ротора ЦВТ турбіни К-1000-60/3000.

Протягом пуску з холодного стану металу в більшості досліджуваних областей спостерігаються високі значення градієнтів температур (рис. 8, а) починаючи з моменту часу 3040 с, що відповідає моменту поштовху ротора, а максимальне значення градієнту температур протягом всього пуску $\text{grad } T = 952 \text{ К/м}$ – в області діафрагмового ущільнення 4-го ступеня в момент часу 4400 с (синхронізація з електромережею). Таке високе значення можна пояснити несформованою контактною течією перетікань ущільнюючої пари дросельованої в попередніх сегментах ущільнень і втратами гострої пари після соплового апарату 3-го ступеня. На подальших етапах пуску разом з нормалізацією характеру течії в проточній частині турбіни і кінцевих ущільненнях, а також стабілізацією теплового поля ротора ЦВТ значення градієнтів температур суттєво зменшуються до 400 К/м.

Вивчаючи динаміку зміни температури металу в характерних областях дослідження, можна зазначити, що прогрівання основного металу відбувається достатньо плавно. Найбільш стрімкого нагрівання ротор зазнає протягом 4200–4480 с (із моменту синхронізації з навантаженням до 50 МВт), але при цьому швидкість нагрівання металу $5,2 \text{ }^\circ\text{C/хв}$ все одно не перевищує допустимих значень (7°C/хв). Разом із закінченням пускового терміну майже завершується і стабілізація температурного поля ротора, що пов'язано з достатньо тривалою витримкою ротора при електричній потужності генератора 750 МВт.



Аналіз вказаних вище даних дозволяє встановити моменти часу, в які нерівномірність полів температур має найвищий вплив на напружено-деформований стан ротора ЦВТ. При цьому слід враховувати те, що не завжди в ці моменти часу циклічні напруження будуть максимальними, оскільки існують і інші механічні навантаження, яких зазнає метал ротора ЦВТ, такі як внутрішні напруження від температурних розширень, розтягуючі відцентрові сили обертання валу, сили тиску парового середовища, реакції опор підшипників та інші.

Головними концентраторами напружень на номінальному режимі роботи є розвантажувальні отвори й галтельні скруглення дисків ступенів, а також осьовий отвір валу.

Висновки

1. При дослідженні теплового стану ротора ЦВТ при роботі на номінальних параметрах пари встановлено, що теплове поле досить подібне для трьох варіантів конструктивного виконання проточної частини ЦВТ. Ключовими відмінностями є: для ЦВТ без робочих лопаток 5-го ступеня спостерігається збільшення температури металу в області кінцевих ущільнень від вихлопу до камери *A* на 9–15 °С; для ЦВТ без 5-го ступеня зменшується температура торцевої частини диску 5-го ступеня на 12 °С. Вказані зміни теплового стану, а також зміни в геометрії та масових характеристиках валу призводять і до зміни напружено-деформованого стану ротора ЦВТ.

2. Максимальна інтенсивність напружень для варіанта без всього 5-го ступеня у порівнянні з варіантом ЦВТ без робочих лопаток 5-го ступеня збільшилася на 12%.

3. Для підвищення надійності елементів турбіни, зменшення теплових навантажень і поліпшення умов експлуатації рекомендується провести модернізацію системи контролю основних параметрів турбіни з реєстрацією параметрів, що впливають на надійність і ресурс турбіни; впровадити системи моніторингу віброактивності турбоагрегату з діагностикою стану елементів валопроводу, у тому числі і на наявність тріщин у роторах; дотримуватися графіків-завдань розроблених заводом-виготовлювачем і намагатись звести суттєві відхилення до мінімуму; впровадити системи контролю та технічної діагностики теплового і напружено-деформованого стану роторів ЦВТ, а також корпусів ЦВТ, стопорних і регулюючих клапанів, що базуються на моделюванні теплового і напружено-деформованого стану обладнання в реальному часі.

Література

1. Черноусенко О. Ю., Риндюк Д. В., Пешко В. А. Оцінка залишкового ресурсу та подовження експлуатації парових турбін великої потужності (частина 3): монографія для науковців та докторів філософії за спеціальністю 144 «Теплоенергетика». Київ: НТУУ «КПІ імені Ігоря Сікорського», 2020. 297 с.
2. Mazur Z., Herná'ndez-Rossette A., Garcí'a-Illesoas R. L-0 blades failure investigation of a 110 MW geothermal turbine. ASME 2006 Power Conference proceedings, USA, Atlanta, May 2–4, 2006. No. POWER2006-88024. P. 281–289. <https://doi.org/10.1115/POWER2006-88024>.
3. Suzuki T., Matsuura T., Sakuma A., Kodama H., Takagi K., Curtis A. Recent upgrading and life extension technologies for existing steam turbines. ASME 2005 Power Conference, USA, Chicago, April 5–7, 2005. No. PWR2005-50342. P. 577–582. <https://doi.org/10.1115/PWR2005-50342>.
4. Sanders W. P. Turbine steam path engineering for operations and maintenance staff. Canada, Toronto: Turbo-Technic Services Inc., 1988.
5. Peshko V., Chernousenko O., Nikulenkova T., Nikulenkov A. Comprehensive rotor service life study for high & intermediate pressure cylinders of high power steam turbines. *Propulsion and Power Research*. 2016. Vol. 5. Iss. 4. P. 302–309. <https://doi.org/10.1016/j.jprr.2016.11.008>.
6. Chernousenko O., Butovsky L., Rindyuk D., Granovska O., Moroz O. Analysis of residual operational resource of high-temperature elements in power and industrial equipment. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies – Energy-saving technologies and equipment*. 2017. Vol. 1. No. 8 (85). P. 20–26. <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2017.92459>.
7. СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2021. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій. Типова інструкція. Офіц. вид. Київ: ГРІФРЕ: Міністерство палива та енергетики України, 2021. 214 с.
8. Визначення розрахункового ресурсу та оцінка живучості роторів і корпусних деталей турбін. Методичні вказівки: СОУ- Н МЕВ 40.1–21677681– 52:2011 / М. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровський, Ю. І. Матюхін,

- І. І. Мележик, О. В. Пожидаєв. Київ: ОЕП «ГРІФРЕ»: М-во енергетики та вугільної пром-сті України, 2011. 42 с.
9. Черноусенко О. Ю., Риндюк Д. В., Пешко В. А. Напружено-деформований стан ротора турбіни К-1000-60/3000 при типових режимах експлуатації. *Вісник НТУ «ХПИ». Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. 2019. № 3 (1328). С. 4–10. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2019.03.01>.
10. Chernousenko O. Yu., Peshko V. A. Assessment of resource parameters of the extended operation high-pressure rotor of the K-1000-60/3000 turbine. *Journal of Mechanical Engineering – Problemy Mashynobuduvannia*. 2019. Vol. 22. No. 4. P. 41–47. <https://doi.org/10.15407/pmach2019.04.041.14>.

Надійшла до редакції 08.08.2023