

О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, Д. В. РИНДЮК, В. А. ПЕШКО

ТЕПЛОВИЙ ТА НАПРУЖЕНИЙ СТАН РОТОРА СЕРЕДНЬОГО ТИСКУ ЕНЕРГОБЛОКУ № 11 БУРШТИНСЬКОЇ ТЕС

ТЕС виробляють біля третини загальної кількості електричної енергії в ОЕС України та забезпечують маневрені потужності. В роботі представлено результати досліджень спрямованих на аналіз надійності роботи теплоенергетичного обладнання. Досліджено тепловий та напружений стан ротора середнього тиску енергоблоку № 11 Бурштинської ТЕС. При проведенні розрахункових експериментів враховано як проектну геометрію так і вибірки металу ротора в місцях виникнення тріщин. Розраховано розподіл температур та їх градієнтів для вирішення задачі напружено-деформованого стану. Найвищі значення амплітуд інтенсивності напружень спостерігаються у зоні кінцевих ущільнень, що пояснюється більш значним впливом накопичення малоциклової втоми, як механізму руйнування, у порівнянні з вичерпанням довготривалої міцності металу на стаціонарному режимі роботи.

Ключові слова: теплові електростанції, енергоблок, Об'єднана Енергетична Система України, тепловий та напружений стан, нерівномірності температурних полів, інтенсивності напружень.

O. CHERNOUSENKO, D. RINDYUK, V. PESHKO

THERMAL AND STRESS STATE OF THE INTERMEDIATE PRESSURE ROTOR OF THE POWER UNIT № 11 OF BURSHTYN TPP

Thermal power plants produce about a third of the total electricity generation in the United Energy System of Ukraine and provide maneuvering capacity. The work presents the results of research aimed at analyzing the reliability of thermal power equipment. The thermal and stress state of the medium-pressure rotor of power unit No. 11 of the Burshtyn TPP was investigated. When conducting calculation experiments, both the design geometry and samples of the rotor metal in the places where cracks appeared were taken into account. The temperature distribution and their gradients were calculated to solve the problem of the stress-strain state. The highest values of stress intensity amplitudes are observed in the zone of end seals, which is explained by the more significant influence of the accumulation of low-cycle fatigue as a mechanism of destruction, compared to the exhaustion of the long-term strength of the metal in the stationary mode of operation.

Key words: thermal power plants, power unit, United Energy System of Ukraine, thermal and stress state, unevenness of temperature fields, stress intensity.

Вступ

Відомо, що ТЕС виробляють біля 27 % електричної енергії, ГЕС та ГАЕС – близько 5 % від загального виробітку електричної енергії в Об'єднаній енергетичній системі України. АЕС виробляють 51 %–53 % електричної енергії, ТЕЦ – близько 9 %, а відновлювальна енергетика забезпечує близько 7 % загального виробітку електричної енергії і є нерегулярною. ТЕС, ГЕС та ГАЕС забезпечують маневрування енергосистеми, тому теплові електричні станції відіграють важливу роль у генерації електричної енергії в Об'єднаній енергетичній системі України. Підтримання ефективності їхньої роботи на високому рівні є стратегічно-важливою задачею.

Станом на 01.09.2021 всі 75 енергоблоків ТЕС України вичерпали свій проектний та парковий ресурс [1]. Науково-технічне обґрунтування можливості продовження терміну їх експлуатації стає гострим та пріоритетним завданням.

Мета роботи

Робота спрямована на дослідження та аналіз впливу теплового та напружено-деформованого стану об'єкту (РСТ), при основних пускових режимах роботи турбіни в нестационарній постановці, на накопичення малоциклової втоми. А також виявлення зон концентрації напружень в роторі

середнього тиску енергоблоку з врахуванням вибірки металу ротора в місцях виникнення тріщин, виявлених під час крайнього планово-попереджувального ремонту.

Аналіз стану питання

Робота енергоблоку ТЕС у маневреному режимі (покриття пікових навантажень) суттєво впливає на надійність експлуатації парових турбін, які є одним з аварійно небезпечних елементів ТЕС. Для покриття мінімальних навантажень використовується зниження навантаження вугільних ТЕС з вимушеною зупинкою на ніч на 4–6 год. та пуском з гарячого стану [7] після таких зупинок. Такі непроекtnі режими підвищують зношення енергоблоків, супроводжуються понад нормативними витратами палива та недопустимі для енергоблоків надкритичного тиску, виходячи з наявності в них товстостінних елементів та особливостей їх прогріву на нерозрахункових режимах роботи.

Напрацювання енергоблоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС становить 297 143 год. при сумарному числу пусків з різних теплових станів 1329. Згідно нормативного документу СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004 «Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій» парковий ресурс турбіни К-200-130 складає 220 тис. год. при парковому числу пусків 800 [2].

Набутий досвід в експлуатації однотипного устаткування на різних електростанціях дозволяє виконувати продовження допустимого терміну роботи турбінного обладнання понад парковий ресурс. В енергетичній галузі наявний ряд нормативних документів [2–6], що визначають порядок та періодичність контролю, а також допустимість продовження строку експлуатації енергетичного устаткування. Першим етапом оцінки залишкового ресурсу є визначення теплового та напруженого стану високотемпературних елементів енергетичного обладнання енергоблоку [4].

Режими роботи і технічний аудит парової турбіни К-200-130 енергоблоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС

При аналізі теплового та напруженого стану роторів та корпусів високого та середнього тиску парових турбін К-200-130 енергоблоків № 3–9 Курахівської ТЕС та енергоблоків № 9–15 Луганської ТЕС встановлено, що найбільш пошкоджуваним є ротор середнього тиску [7, 8]. Тому, при дослідженні теплового та напруженого стану енергоблоку № 11 Бурштинської ТЕС було обрано ротор середнього тиску у якості характерного елемента для подальшого дослідження його ресурсних показників.

Пускові режими роботи енергоблоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС визначалися в залежності від тиску в барабані котла, а також температури паропроводів та металу циліндра високого тиску (ЦВТ) в області регулюючого ступеня (РС) турбіни.

Згідно до Інструкції по пуску блоку з різних теплових станів Бурштинської ТЕС, блок вважається холодним за відсутності тиску в барабані котла p_6 та температурі металу турбіни $t_m \leq 150$ °С; неостиглим при $p_6 < 3$ атм і $t_m = 155$ °С–250 °С; та гарячим при $p_6 \geq 3$ атм і $t_m > 255$ °С.

Карта пуску енергоблоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС для режиму навантаження з холодного (ХС), неостиглого (НС) та гарячого станів (ГС) представлена в табл. 1.

Станом на 01.08.2021 р. напрацювання енергоблоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС становить 297 143 год. при сумарному числу пусків з різних теплових станів 1329. Попередній капітальний ремонт енергоблоку проходив у період часу з березня до липня 2011 р. Від 31.07.2011 р. до 01.08.2021 р. енергоблок пропрацював 62 275 год при 397 пусках.

Інформація щодо дольового розподілу пусків за тепловими станами наявна за період часу з грудня 1975 р. до поточного моменту та виглядає наступним чином: 231 пуск з холодних станів (20,6 %), 540 пусків з неостиглих станів (48,2 %) та 350 пусків з гарячих станів (31,2 %). Оскільки ана-

логічна статистика пусків за період з 1969 р. до 1975 р. відсутня, доцільно припустити, що протягом даного періоду енергоблок експлуатувався в приблизно аналогічному режимі.

Враховуючи вищевказане, можна вважати, що за весь час експлуатації енергоблоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС кількість пусків з холодних станів складає 274, з неостиглих станів – 640 та з гарячих – 415.

З метою оцінки стану металу високотемпературних елементів ротора середнього тиску (РСТ) та урахування наявних пошкоджень (тріщини, розтріскування, тощо) було проведено вивчення і систематизацію експлуатаційної та ремонтної документації, щодо результатів контролю металу елементів енергетичного обладнання та його пошкоджуваності.

Під час попереднього капітального ремонту енергоблоку № 11 в період 01.03.2011 – 31.07.2011 рр. проведено контроль деталей проточної частини турбіни К-200-130 (Висновок № 17664 Лабораторії металів Бурштинської ТЕС ВАТ «ЗАХІДЕНЕРГО» від 25.08.2011 р.). Зокрема, за результатами проведеного візуального огляду та кольорової дефектоскопії суцільно-кованої частини валу РСТ, насадних дисків, діафрагм, направляючих та робочих лопаток, а також бандажних кріплень, дефекти були виявлені лише на діафрагмах № 18н та № 20н, що були вибрані та заварені. На суцільно-кованій частині валу дефектів не виявлено.

При проведенні крайнього капітального ремонту енергоблоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС в 2021 р., підрядною організацією ТОВ «ІНТЕРЕНЕРГОСЕРВІС» виконано технічне діагностування металу ротора середнього тиску турбіни К-200-130. Згідно програми технічного діагностування проведено наступні види контролю:

- візуально-оптичний та вимірювальний контроль кінцевих частин вільних від ущільнень, ободу, гребнів, полотен дисків, розвантажувальних отворів, галтелей, напівмуфт та осьового каналу РСТ;

- капілярний контроль ободу, гребнів, полотен дисків, напівмуфт, розвантажувальних отворів, галтелей дисків ротора;

- ультразвуковий контроль з боку осьового каналу ротора.

За результатами проведеного візуального та капілярного контролю стану металу ротора середнього тиску (зав. № 48716-1-253222400) було виявлено декілька кільцевих тріщин в області перших сегментів передніх кінцевих ущільнень (ПКУ) до першої камери ущільнень включно, а також в зоні між 13-им ступенем і проміжним діафрагмовим ущільненням (технічний звіт ТОВ «ІНТЕРЕНЕРГОСЕРВІС» № 34063592-09-ІЭС-70-21). При проведенні ультразвукового контролю з боку осьового каналу ротора дефектів не встано-

влено. Виявлені кільцеві тріщини були проточені згідно до вимог [6]. Результати виконаних ремонтних відновлень були враховані при проведенні розрахунку ресурсу ротора середнього тиску турбіни блоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС.

Додатково були проведені випробування на твердість за Брінеллем фланця напівмуфти, а також полотен дисків 13-го та 23-го ступенів (Протокол № 27418 Лабораторії металів Бурштинської ТЕС від 07.2021 р.). Встановлено що твердість металу в досліджуваних областях відповідає вимогам [6].

Виконані металографічні дослідження аналогічних областей (Висновок № 2057 Служби технічного діагностування устаткування ВП «ГАЛРЕМЕНЕРГО» АТ «ДТЕК ЗАХІДЕНЕРГО» від 08.2021 р.) показали незначний ступінь деградації металу та допустимий рівень феритних утворень в структурі. Згідно до вимог нормативних документів [2, 3] поточний стан металу РСТ блоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС може вважатися задовільним.

Геометрична та скінченно-елементна модель ротора СТ парової турбіни К-200-130 енергоблоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС

Дослідження теплового і напружено-деформованого станів ротора середнього тиску на

типових режимах роботи здійснено в тривимірній постановці з використанням програмного комплексу SolidWorks, з урахуванням основних конструктивних особливостей ротора, результатів виконаних ремонтних відновлень та головних механічних навантажень, що їх зазнає обладнання.

Ротор середнього тиску парової турбіни К-200-130 виготовлений зі сталі Р2МА (25Х1М1ФА). Перші сім ступенів (від 13-ої до 19-ої) відковано спільно з ротором. Інші чотири диски насаджуються на вал ротора в гарячому стані з натягом.

Передні кінцеві ущільнення РСТ виготовлені без насадних втулок: на валу виконані ступінчасті виточки, а ущільнюючі сегменти встановлені в обоймах. Аналогічно виконані і діафрагмові ущільнення.

При розробці геометричного аналогу ротора середнього тиску було проведено побудову всіх кованих поверхонь ротора між осями передніх вкладишів підшипників, включаючи галтели і радіусні переходи дисків ступенів, розвантажувальних отворів, хвостових кріплень робочих лопаток і повної геометрії кінцевих і діафрагмових ущільнень, без врахування насадних дисків і втулок задніх кінцевих ущільнень (враховано за допомогою граничних умов).

Таблиця 1 – Карта пуску енергоблоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС з різних теплових станів

Назва етапу або параметра	Пуск блоку з холодного стану		Пуск блоку з неостиглого стану		Пуск блоку з гарячого стану				
	до 100	105–150	155–200	205–250	255–300	305–350	355–420	430–460	465–500
Температура металу ЦВТ перед поштовхом, °С	до 100	105–150	155–200	205–250	255–300	305–350	355–420	430–460	465–500
Перевірка ізоляції кабелів і ел. двигунів, захистів блоку, хв.	180	180	180	180	–	–	–	–	–
Деаерація води, заповнення котла, хв.	60	60	60	60	60	–	–	–	–
Набір вакууму, хв.	40	40	40	40	40	40	40	40	40
Від розпалювання до поштовху, хв.	70		85	90	110	120	120	120	120
До 500 об/хв / витримка, хв.	3 / 10	3 / 7	3 / 4	3 / 3	2 / 2	2 / 2	1 / 1	1 / 1	1 / 1
До 1200 об/хв / витримка, хв.	5 / 10	3 / 7	3 / 5	3 / 4	3 / 2	3 / 2	2 / -	2 / -	2 / -
До 3000 об/хв / витримка, хв.	5 / 20	5 / 15	5 / 5	3 / 4	3 / 3	3 / 3	3 / 3	3 / 3	3 / 3
Від розпалення до включення в ел. мережу, г. хв.	2 ⁰³	1 ⁵⁰	1 ⁵⁰	1 ⁵⁰	2 ⁰⁵	2 ¹⁵	2 ¹⁰	2 ¹⁰	2 ¹⁰
Початкове навантаження, МВт	5–7	7–8	8	10	12	15	18–20	20–25	25–30
Витримка при початковому навантаженні, хв.	25	20	20	15	10	10	5	5	5
Підняття параметрів до 30 МВт, хв.	25	20	20	15	15	10	5	5	5
Навантаження від 30 до 150 МВт, хв.	160	150	130	115	90	75	45	35	20
Загальний час пуску блоку, г. хв.	10 ¹³	9 ⁴⁰	9 ²⁰	8 ⁵⁵	5 ⁴⁰	4 ³⁰	3 ⁴⁵	3 ³⁵	3 ¹⁰

Розроблена геометрична модель (рис. 1) враховує вибірки металу ротора в місцях виникнення тріщин згідно до технічного звіту ТОВ «ІНТЕРЕНЕРГОСЕРВІС» № 34063592-09-ИЭС-70-21.

Для вирішення крайової задачі нестационарної теплопровідності та термонапруженого стану на типових експлуатаційних режимах роботи використано метод скінченних елементів. Загально-відомо, що точність та достовірність таких розрахункових досліджень напряму залежить від якості дискретизації розрахункового простору. Розрахункова модель ротора в тривимірній постановці була дискретизована більш ніж на 10 мільйонів скінченних елементів зі згущенням сітки в радіальному напрямку та, особливо, в зонах, що є концентраторами напружень (рис. 2). До таких областей віднесено кореневі зони теплових канавок ущільнень, придоскові кільцеві канавки ротора, тощо.

Значну увагу приділено місцям, в яких було виявлено кільцеві дефекти. Сітка скінченних елементів згущується до вершини вибірки тріщини за законом геометричної прогресії, коли кожен ближчий до вершини вибірки скінченний елемент є меншим попереднього в 1,4 рази. Розмір найменшого елемента у вершинах вибірок тріщини складає 0,5 мм.

Технологічні особливості досліджуваних режимів роботи турбоустановки враховувались тепловими граничними умовами I–IV роду, тиском парового середовища і відцентровими зусиллями у розрахункових елементах ротора.

Математична модель розрахунку теплового та напружено-деформованого стану ротора середнього тиску енергоблоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС.

Граничні умови теплообміну визначались на основі детального розрахунку парових відсіків ротора середнього тиску на номінальному та змінних режимах роботи, з врахуванням реальних схем течії пари в проточній частині та ущільненнях.

Крайова задача нестационарної теплопровідності вирішується за допомогою рівняння виду:

$$\operatorname{div}[\lambda(T) \cdot \operatorname{grad}(T)] = c(T) \cdot \gamma(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau}, \quad (1)$$

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, II, III, IV роду.

Граничні умови I роду задаються коли відома температура поверхні тіла в поточний момент часу та мають вигляд:

$$T_{\text{ст}} = f(x, y, z, \tau). \quad (2)$$

Граничні умови II роду задаються по тепловому потоку на поверхні тіла q для ізольованих поверхонь:

$$q = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right) = f_2(x, y, z, \tau). \quad (3)$$

Граничні умови III роду задаються по температурі пари і закономірності теплообміну між середовищем та поверхнею тіла у вигляді:

$$-\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right) = \alpha (t_{\text{сеп}} - t_{\text{ст}}). \quad (4)$$

Граничні умови IV роду відповідають ідеальному контакту твердих тіл, коли обидва тіла на межі їх дотику мають однакові температури та теплові потоки:

$$\begin{cases} T_{\text{ст1}} = T_{\text{ст2}} \\ -\lambda_1 \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_1 = -\lambda_2 \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_2 \end{cases}. \quad (5)$$

При визначенні граничних умов теплообміну РСТ необхідно мати інформацію, щодо його характерних розмірів та виконати детальний розрахунок проточної частини на номінальному режимі експлуатації. В ході детального розрахунку відсіку визначають основні термодинамічні параметри пари (тиск, температура, питомий об'єм), перепади ентальпій, величини втрат та 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 № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС.

Після визначення основних параметрів на номінальному та змінних режимах експлуатації можна безпосередньо перейти до визначення граничних умов I–IV роду, порядок розрахунку яких визначається нормативними документами [2-6] та залежить від досліджуваної поверхні ротора.

Так, для частини поверхні ротора, що знаходиться в підшипниках, коефіцієнт тепловіддачі визначається за допомогою рівняння подібності:

$$\text{Nu} = 6(\text{Re}_m \text{Pr}_m)^{0,23} \frac{d_{\text{ш}}}{l_{\text{ш}}}, \quad (6)$$

де $d_{\text{ш}}$ – діаметр шийки валу ротора;

$l_{\text{ш}}$ – довжина поверхні шийки валу РСТ, що омивається маслом.

При чому в даному випадку, для визначення критеріїв подібності Рейнольдса та 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 та виході з підшипника t_m .

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

$$\text{Nu} = 0,11(0,5 \text{Re}^2 + \text{Gr})^{0,33}. \quad (7)$$

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

Рівняння подібності для розрахунку теплообміну на стінках дисків ступенів ротора:

$$\begin{cases} \text{Nu} = 0,36 \text{Re}^{0,5}, \text{ при } \text{Re} < 1 \cdot 10^6 \\ \text{Nu} = 0,015 \text{Re}, \text{ при } \text{Re} \geq 1 \cdot 10^6 \end{cases} \quad (8)$$

Визначаючий розмір – радіус розрахункового перерізу; визначаюча швидкість – колова швидкість на даному радіусі; визначаюча температура – температура середовища, що омиває диск.

Коефіцієнт тепловіддачі від пари до міжлопаткових поверхонь ротора визначається:

$$\begin{cases} \text{Nu} = 0,32 \text{Re}^{0,8}, \text{ при } \text{Re} \geq 10^5 \\ \text{Nu} = 0,66 \text{Re}^{0,5}, \text{ при } \text{Re} < 10^5 \end{cases} \quad (9)$$

Визначаючий розмір – довжина поверхні у напрямку лопатки; визначаюча швидкість – середньоарифметичне значення відносної швидкості на вході та виході з робочої лопатки; визначаюча температура – середньоарифметична температура середовища, на вході та виході з робочої лопатки.

Для ділянок ротора з прямоточними ущільненнями, рівняння конвективного теплообміну використовувались у вигляді:

$$\begin{cases} \text{Nu} = \frac{0,256 \text{Re}^{0,6} \text{Pr}^{0,43}}{\left(\frac{s}{\delta}\right)^{0,085} \left(\frac{h}{\delta}\right)^{0,075}}, \text{ при } \text{Re} < 8,7 \cdot 10^3 \\ \text{Nu} = \frac{0,0454 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43}}{\left(\frac{s}{\delta}\right)^{0,1} \left(\frac{h}{\delta}\right)^{0,1}}, \text{ при } \text{Re} \geq 8,7 \cdot 10^3 \end{cases} \quad (10)$$

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

Для ступінчатих ущільнень:

$$\begin{cases} \text{Nu} = 2,04 \text{Re}^{0,5} \left(\frac{h}{\delta}\right)^{-0,56} \text{Pr}^{0,43}, \text{ при } \text{Re} < 10^4 \\ \text{Nu} = 0,476 \text{Re}^{0,7} \left(\frac{h}{\delta}\right)^{-0,56} \text{Pr}^{0,43}, \text{ при } \text{Re} \geq 10^4 \end{cases} \quad (11)$$

Для діафрагмових та проміжних ущільнень з прямоточними, або ступінчатими лабіринтами використовується рівняння вигляду:

$$\text{Nu} = \frac{0,052}{k} \text{Re}^{0,9} \left(\frac{\delta}{h}\right)^{0,7} \text{Pr}^{0,43}, \quad (12)$$

де k – коефіцієнт витрати для даного типу ущільнення,

$$k = \frac{G}{f \sqrt{g \frac{p_1^2 - p_2^2}{zRT}}}, \quad (13)$$

де z – кількість гребнів ущільнень;
 p_1, p_2 – повний тиск перед лабіринтом та за

ним.

Для наведених вище типів ущільнень визначаючим розміром є подвійна величина зазору 2δ . Визначаюча швидкість – середня швидкість пари в ущільненні:

$$W_{\text{cp}} = \frac{G_y v_{\text{cp}}}{F_y}, \quad (14)$$

де G_y – витрата ущільнюючої пари,

$$G_y = \mu_y F_y \sqrt{\frac{p_0}{v_0} \sqrt{1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^2}}; \quad (15)$$

F_y – робоча площа ущільнень,

$$F_y = \pi d_y \delta. \quad (16)$$

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

На теплообмінних поверхнях моделі ротора граничні умови III роду задавалися з використанням гіперболічної інтерполяції. На поверхні осьового каналу задавалися граничні умови II роду.

Нестационарний напружено-деформований стан ротора середнього тиску блоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС встановлювався на базі рівнянь рівноваги, сумісності деформацій і закону пружності.

Рівняння рівноваги в тензометричній формі має вигляд:

$$\{\sigma_i\}_j + \rho X_i = 0; i, j = 1, 2, 3; p_i = f(x, y, z, 0). \quad (17)$$

де $\{\sigma_i\}_j$ – нормальні та дотичні напруження в елементах ротора середнього тиску;

X_i – масова сила, що діє в елементах ротора (сила тяжіння, відцентрова сила, тощо);

p_i – зовнішнє розподілене навантаження;

ρ – густина сталі турбіни.

Рівняння сумісності деформацій і закону пружності в матричній формі має вигляд:

$$\{\varepsilon_{ij}\} = [a] \{\sigma_{ij}\} + \{\beta \cdot \Delta T\}, \quad (18)$$

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 середнього тиску протягом експлуатації.

При розрахункових дослідження теплового і напружено-деформованого стану ротора середнього тиску, всі теплофізичні і фізико-механічні характеристики сталі Р2МА (25Х1М1ФА) визначалися в залежності від температури [5].

Розрахункове дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротора СТ турбіни К-200-130 енергоблоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС. Числове дослідження теплового (ТС) і напружено-деформованого стану (НДС) ротора сере-

днього тиску турбіни К-200-130 блоку № 11 Бурштинської ТЕС виконано для найбільш типових експлуатаційних режимів роботи, а саме: номінального при електричній потужності 200 МВт, пусків з холодного, нестиглого та гарячого станів металу.

Температурне поле РСТ блоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС на номінальному режимі роботи представлено на рис. 3.

Найвища температура спостерігається в області регулюючого ступеня $t_i = 508$ °С, яка поступово зменшується в напрямку руху пари до значення в 353 °С на 19-му ступені тиску. В області передніх кінцевих ущільнень помітне більш значне падіння температури металу від 463 °С до 145 °С. Температура валу в області передніх та задніх підшипників складає близько 58 °С.

Отримані дані щодо розподілу температур, а також нерівномірності температурних полів є початковими даними при вирішенні задач напружено-деформованого стану. Додатково враховуються зусилля від тиску парового середовища, відцентрові сили, реакції опор, контактні напруження у валі від гарячої посадки елементів, тощо.

НДС ротора середнього тиску блоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС на номінальному режимі роботи представлений на рис. 4.

Максимальні інтенсивності напружень по Мізесу на номінальному режимі роботи спостерігаються в області осьового отвору під регулюючим ступенем $\sigma_i = 122,9$ МПа. Така величина пояснюється значними відцентровими силами та високою температурою металу диска, що призводить до значних розтягуючих зусиль, які діють на осьовий канал. В той же час, високі інтенсивності напружень помітні в проточці кільцевої тріщини в галтелі регулюючого ступеня з боку 14-го ступеня тиску ($\sigma_i = 121,2$ МПа), а також в розвантажувальних отворах дисків ступенів ($\sigma_i = 102\text{--}118$ МПа).

В області передніх кінцевих ущільнень рівень напружень на номінальному режимі є відносно невисоким (62–85 МПа в зоні 8–9 сегментів). Однак при подальшому аналізі пускових режимів, найвищі значення амплітуд інтенсивності напружень спостерігатимуться, як раз в зоні кінцевих ущільнень (рис. 10). Ця обставина пояснюється більш значним впливом накопичення малоциклової втоми, як механізму руйнування, у порівнянні з вичерпанням довготривалої міцності металу на стаціонарному режимі роботи.

Як зазначалось вище, змінні режими роботи турбоустановки розраховані за технологіями пуску, що використовуються на енергоблоці № 11 Бурштинської ТЕС. При цьому, через нестаціонарність процесу нагрівання та навантаження турбоустановки, задача теплопровідності теж має вирі-

шуватись у нестаціонарній постановці. Початковий температурний стан для задач пуску визначається з врахуванням інформації про час простою енергоблоку і режиму охолодження турбіни.

У відповідності до карти пуску енергоблоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС (табл. 1) загальний розрахунковий час пусків при дослідженні теплових та напружено-деформованих станів прийнятий на рівні: 18780 с (313 хв.) при пуску з холодного стану металу, 12900 с (215 хв.) при пуску з нестиглого стану та 6000 с (100 хв.) при пуску з гарячого стану. При цьому пусковий режим вважається завершеним при виході енергоблоку на 150 МВт електричної потужності.

Слід відмітити, що для пускових режимів роботи високотемпературного обладнання значний інтерес представляє інформація про нерівномірність температурних полів у вигляді нестаціонарних градієнтів температур. В роторі середнього тиску блоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС обрано наступні характерні області дослідження градієнтів температур (рис. 5):

- 1 – осьовий канал в області 13-го ступеня;
- 2 – 11-ий сегмент переднього кінцевого ущільнення (між 2-ою і 3-ою камерами ущільнень);
- 3 – перша камера передніх кінцевих ущільнень;
- 4 – теплова канавка між 5-им і 6-им сегментами ущільнень (в області вибірки тріщини);
- 5 – галтельне заокруглення між 1-им сегментом ущільнення і 13-им ступенем (в області вибірки тріщини);
- 6 – галтель 13-го ступеня з боку 14-го ступеня (в області вибірки тріщини);
- 7 – розвантажувальний отвір 15-го ступеня.

При пуску з холодного стану металу високі значення градієнтів температур (рис. 6) в більшості досліджуваних областей спостерігаються з моменту часу 4400 с, що відповідає моменту поштовху ротора. Максимальне значення градієнту температур протягом всього пуску $\text{grad}T = 4140$ К/м спостерігається в області вибірки тріщини в галтельному заокругленні між 1-им сегментом ущільнення і 13-им ступенем в момент часу 6300 с (робота на холостому ході). Таке високе значення можна обґрунтувати обставиною несформованої контактної течії перетікань ущільнюючої пари дросельованої в попередніх сегментах ущільнень та втрат гострої пари після соплового апарату 13-го ступеня. На подальших етапах пуску, разом з нормалізацією характеру течії в проточній частині турбіни та кінцевих ущільненнях, а також стабілізацією теплового поля ротора середнього тиску, значення градієнтів температур суттєво зменшуються.

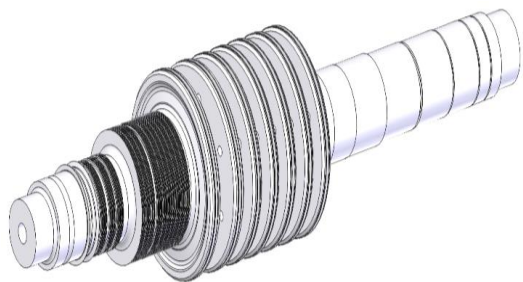


Рис. 1 – Геометрична модель ротора середнього тиску турбіни К-200-130 блоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС

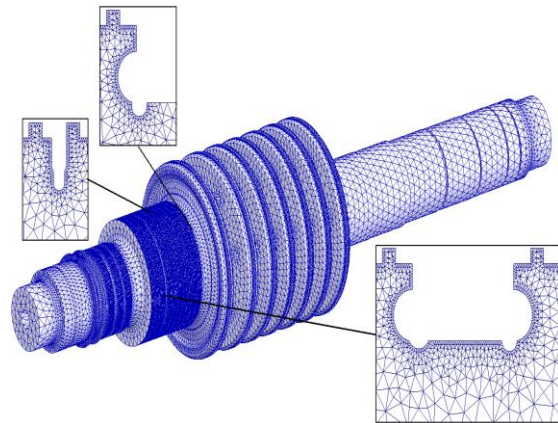


Рис. 2 – Скінченно-елементна модель ротора середнього тиску турбіни К-200-130 ст. № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС

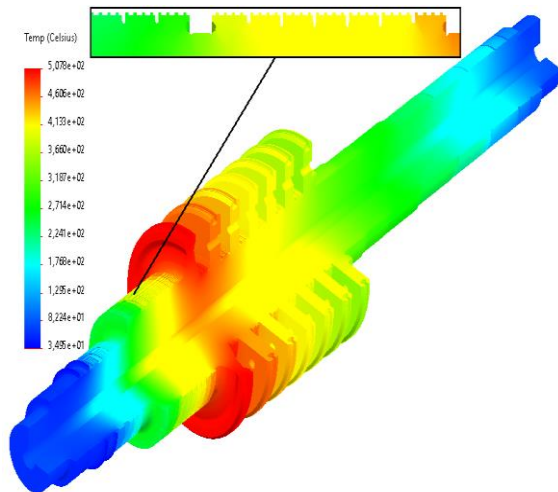


Рис. 3 – Розподіл температур в РСТ блоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС на номінальному режимі роботи (200 МВт електричної потужності)

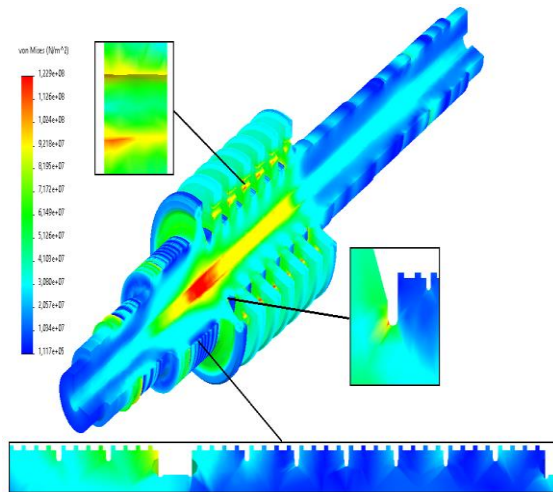


Рис. 4 – Розподіл інтенсивності напружень по Мізесу в РСТ блоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС при роботі на номінальному режимі (200 МВт електричної потужності)

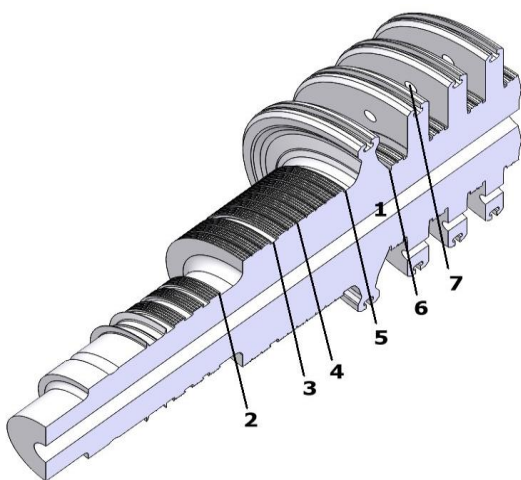


Рис. 5 – Характерні області (контрольні точки) дослідження ротора середнього тиску турбіни К-200-130 блоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС

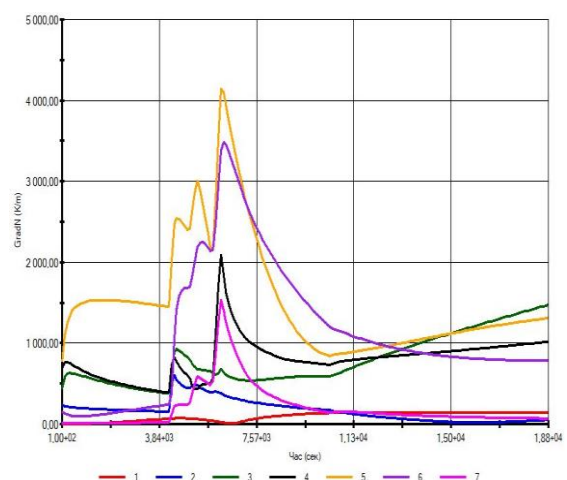


Рис. 6 – Динаміка зміни градієнтів температури в характерних областях (див. рис. 5) РСТ при пуску з холодного стану металу

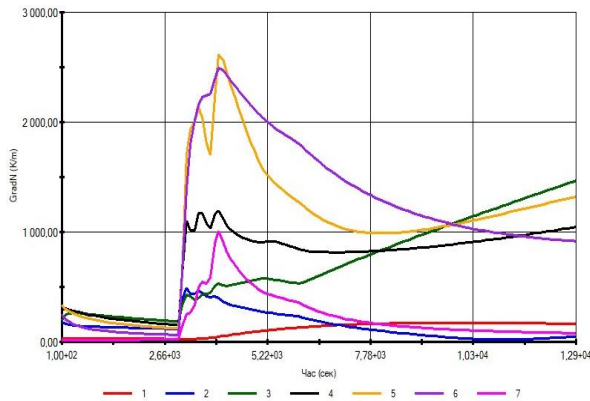


Рис. 7 – Динаміка зміни градієнтів температури в характерних областях (див. рис. 5) РСТ при пуску з неостиглого стану металу

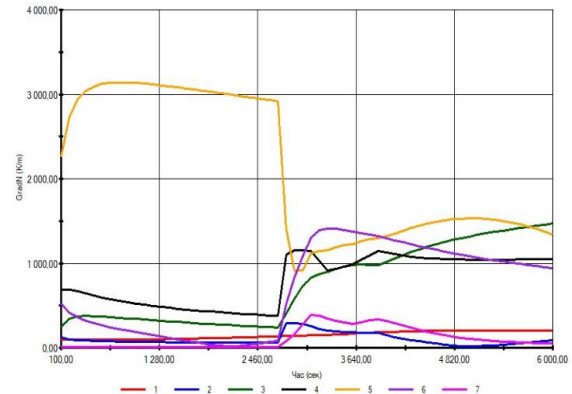


Рис. 8 – Динаміка зміни градієнтів температури в характерних областях (див. рис. 5) РСТ при пуску з холодного стану металу

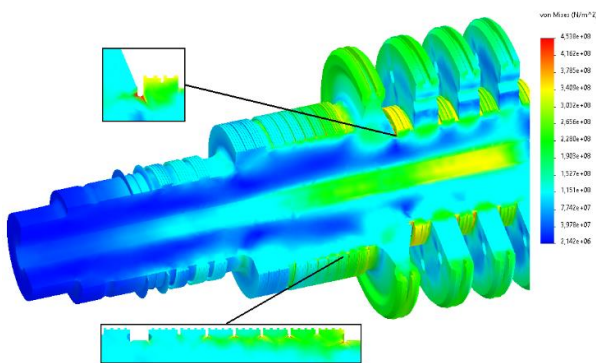


Рис. 9 – Напружено-деформований стан РСТ при пуску з холодного стану в момент часу 6300 с (робота турбіни на холостому ході перед синхронізацією)

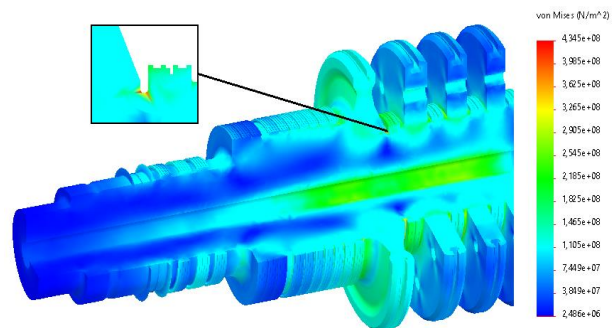


Рис. 10 – Напружено-деформований стан РСТ при пуску з неостиглого стану в момент часу 5100 с (при електричній потужності турбогенератора 10 МВт)

Під час пуску з неостиглого стану (рис. 7) також стрімке зростання градієнтів температур помітне після поштовху ротора (момент часу 3200 с). Максимальне значення градієнта температур $\text{grad}T = 2610 \text{ K/m}$ є суттєво меншим в порівнянні з аналогічною величиною при пуску з холодного стану і характерне для моменту часу 4000 с, що теж відповідає режиму роботи на холостому ході ротора. Із завершенням пуску найвищі градієнти температур складають $\text{grad}T = 800\text{--}1550 \text{ K/m}$ для областей 3–6 (рис. 5), що є помірним значенням.

При пуску з гарячого стану (рис. 8) в усіх досліджуваних зонах ротора середнього тиску помітні невисокі величини градієнтів температур, окрім області 5 (вибірка тріщини в галтельному заокругленні між 1-им сегментом ущільнення і 13-им ступенем). Для даної області від самого початку пуску до моменту часу 2800 с характерні значення градієнтів температур $\text{grad}T = 2280\text{--}3120 \text{ K/m}$, які надалі суттєво зменшуються із завершенням пускового етапу. При виході енергоблоку на 150 МВт електричної потужності найбільші градієнти температур складають $970\text{--}1450 \text{ K/m}$.

Аналіз вказаних вище даних дозволяє встано-

вити моменти часу, в які нерівномірність полів температур має найвищий вплив на напружено-деформований стан ротора середнього тиску. При цьому слід враховувати, що не завжди в ці моменти часу циклічні напруження будуть максимальними, оскільки існують і інші механічні навантаження, яких зазнає метал РСТ, такі як внутрішні напруження від температурних розширень, розтягуючі відцентрові сили обертання валу, сили тиску парового середовища, контактні напруження гарячої посадки дисків 20–23 ступенів та втулок задніх кінцевих ущільнень, реакції опор підшипників та інші.

Напружено-деформований стан ротора середнього тиску блоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС для деяких характерних моментів часу при пуску з холодного, неостиглого та гарячого станів представлений на рис. 9–10.

Як згадувалось раніше, на пускових режимах роботи турбіни помітна суттєва концентрація напружень в областях термокомпенсаційних канавок передніх кінцевих ущільнень, а також галтельних заокруглень ступенів ротора середнього тиску (рис. 9–10). В той же час, порівнюючи зі стаціона-

рним режимом роботи (рис. 4) значні напруження в області розвантажувальних отворів ступенів відсутні.

Окрім зазначених вище, іншими зонами появи високих напружень є осьовий отвір в області 13–15 ступенів тиску, розвантажувальні отвори, розточка ступенів під хвостові кріплення робочих лопаток, сегменти діафрагмових ущільнень та інші.

Аналогічні дані щодо теплового та напружено-деформованого стану ротора наявні для всіх моментів часу пускових режимів енергоблоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС.

Найвищі значення інтенсивності напружень при пускових режимах для всього ротора середнього тиску складають: $\sigma_i = 453,8$ МПа при пуску з холодного стану; $\sigma_i = 434,5$ МПа при пуску з нестиглого стану; $\sigma_i = 270,5$ МПа при пуску з гарячого стану.

Отримані результати досліджень теплового і напружено-деформованого стану РСТ дозволяють провести розрахунки накопиченого пошкодження у металі за механізмами малоциклової втоми та вичерпання довготривалої міцності, а також встановити ресурсні показники ротора середнього тиску блоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС.

Висновки

Станом на 01.08.2021 р. напрацювання енергоблоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС становить 297 143 год. при сумарному числу пусків 1329. При цьому аналогічні паркові показники становлять 200 тис. год і 800 пусків.

При розробці геометричного аналогу ротора середнього тиску було проведено побудову всіх кованих поверхонь ротора між осями передніх вкладишів підшипників, включаючи галтелі і радіусні переходи дисків ступенів, розвантажувальних отворів, хвостових кріплень робочих лопаток і повної геометрії кінцевих і діафрагмових ущільнень, без врахування насадних дисків і втулок задніх кінцевих ущільнень. Розроблена геометрична модель враховує вибірки металу ротора в місцях виникнення тріщин, виявлених під час крайнього планово-попереджувального ремонту. Розрахункова модель ротора в тривимірній постановці була дискретизована більш ніж на 10 мільйонів скінченних елементів зі згущенням сітки в радіальному напрямку та, особливо, в зонах, що є концентраторами напружень.

За результатами дослідження теплового та напружено-деформованого стану РСТ блоку № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС на номінальному режимі роботи встановлено, що найвища температура спостерігається в області регулюючого ступеня $t_i = 508$ °С, яка поступово зменшується в напрямку руху пари до значення в 353 °С на 19-му ступені

тиску. В області передніх кінцевих ущільнень помітне більш значне падіння температури металу від 463 °С до 145 °С. Температура валу в області передніх та задніх підшипників складає близько 58 °С. Максимальні інтенсивності напружень по Мізесу на номінальному режимі роботи спостерігаються в області осьового отвору під регулюючим ступенем $\sigma_i = 122,9$ МПа. В той же час, високі інтенсивності напружень помітні в проточці кільцевої тріщини в галтелі регулюючого ступеня з боку 14-го ступеня тиску ($\sigma_i = 121,2$ МПа), а також в розвантажувальних отворах дисків ступенів ($\sigma_i = 102$ –118 МПа).

Аналіз пускових режимів роботи турбіни виконано в нестационарній постановці. При пусках з усіх теплових станів високі значення градієнтів температур в більшості досліджуваних областей спостерігаються з моменту поштовху ротора. Максимальні значення градієнту температур, зазвичай, припадають на час витримки ротора на холодному ході перед синхронізацією з енергосистемою.

Встановлено, що на пускових режимах роботи турбіни помітна суттєва концентрація напружень в областях термокомпенсаційних канавок передніх кінцевих ущільнень, а також галтельних заокруглень ступенів ротора середнього тиску. Це свідчить про домінуючий вплив накопичення малоциклової втоми, як механізму руйнування, на пошкодження даних областей ротора. Найвищі значення інтенсивності напружень при пускових режимах для всього ротора середнього тиску складають: $\sigma_i = 453,8$ МПа при пуску з холодного стану; $\sigma_i = 434,5$ МПа при пуску з нестиглого стану; $\sigma_i = 270,5$ МПа при пуску з гарячого стану.

Список літератури

1. Черноусенко, О. Ю. Управление ресурсом турбин 200 МВт шляхом оптимізації доли пусків з різних теплових станів / О. Ю. Черноусенко, О. П. Усатий, Д. В. Риндюк, В. А. Пешко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2019. – № 2. – С. 4–11. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line). – DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2019.02.01>.
2. НД МПЕ України. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій: СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004. – Офіц. вид. – Київ: ГРІФРЕ: М-во палива та енергетики України, 2005. – 76 с. – (Нормативний документ Мінпаливенерго України, Типова інструкція).
3. НД МПЕ України. Визначення розрахункового ресурсу та оцінки живучості роторів та корпусних деталей турбіни: СОУ-Н МПЕ 40.1-21677681-52:2011. Методичні вказівки / М. Г. Шульженко. – Офіц. вид., Київ: ГРІФРЕ: М-во палива та енергетики України, 2011. – 27 с. – (Нормативний документ Мінпаливенерго України, Типова інструкція).
4. Chernousenko O., Rindyuk D., Peshko V. Features of prolongation of the service life of high-and intermediate-pressure rotors of K-200-130 steam turbine of Luhansk TPP //The Problems of General Energy. – 2018. – Т. 2. – №. 53. – С. 65-70.
5. РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталость. – Москва, 1985. – №

- A3-002/7382. – 49 с.
6. РД 34.17.440-96. Методические указания о порядке проведения работ при оценке индивидуального ресурса паровых турбин и продлении срока их эксплуатации сверх паркового ресурса. – Офиц. изд. – Москва, 1996. – 98 с.
 7. Chernousenko O. Development of a System for Estimating and Forecasting the Rational Resource-Saving Operating Modes of TPP / O. Chernousenko, D. Rindyuk, V. Peshko, V. Goryazhenko, O. Chernov // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – 2020. – Vol 3, No 8(105). – pp. 14–23. – ISSN 1729-3774. – DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.204505>.
 8. Chernousenko, O.Y., Rindyuk, D.V. i Peshko, V.A. 2019. The Strain-Stress State of K-1000-60/3000 Turbine Rotor for Typical Operating Modes. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. 3 (Груд 2019), 4–10. DOI:<https://doi.org/10.20998/2078-774X.2019.03.01>.
 3. Shul'zhenko M. G. (2011), ND MPE Ukrainy. Vyznachennja rozrahunkovogo resursu ta ocinky zhyvuchosti rotoriv ta korpusnyh detalej turbiny: SOU-N MEV 40.1-21677681-52:2011 [Determination of the calculated resource and assessment of the durability of rotors and turbine body parts: SOU-N MEV 40.1-21677681-52:2011], GRIFRE, M-vo palyva ta energetyky Ukrainy, Kyiv, 27 p.
 4. Chernousenko O., Rindyuk D., Peshko V. Features of prolongation of the service life of high-and intermediate-pressure rotors of K-200-130 steam turbine of Luhansk TPP // *The Problems of General Energy*. – 2018. – Т. 2. – №. 53. – С. 65-70.
 5. (1985), RTM 108.021.103. Detali parovyh stacionarnykh turbin. Raschet na malociklovuju ustalost' [Details of stationary steam turbines. Calculation for low-cycle fatigue], Moscow, no AZ-002/7382, 49 p.
 6. (1996), RD 34.17.440-96. Metodicheskie ukazaniya o porjadke provedeniya rabot pri ocenke individual'nogo resursa parovykh turbin i prodlenii sroka ih jekspluatatsii sverh parkovogo resursa [Guidelines on the procedure for carrying out work in assessing the individual resource of steam turbines and extending their service life in excess of the park resource], Moscow, 98 p.
 7. Chernousenko O., Rindyuk D., Peshko V., Goryazhenko V., Chernov O. (2020), "Development of a System for Estimating and Forecasting the Rational Resource-Saving Operating Modes of TPP", *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, Vol 3, No 8(105), pp. 14–23, ISSN 1729-3774, DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.204505>.
 8. Chernousenko, O. Y., Rindyuk, D. V., & Peshko, V. A. (2019). The Strain-Stress State of K-1000-60/3000 Turbine Rotor for Typical Operating Modes. *NTU "KhPI" Bulletin: Power and Heat Engineering Processes and Equipment*, (3), 4–10. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2019.03.01>

References (transliterated)

1. Chernousenko O., Usaty O., Rindyuk D., Peshko V. (2019), "Upravlinnja resursom turbin 200 MVt shljahom optymizacii doli puskiv z riznyh teplovyh staniv [Establishing Control Over the Residual Resource of 200 MW Steam Turbines by Optimization of Percentage of Launches from Different Thermal States]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 1, pp. 4–11, ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line), <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2019.02.01>.
2. (2005), ND MPE Ukrainy. Kontrol' metalu i prodovzhenija terminu ekspluatatsii osnovnyh elementiv kotliv, turbin i truboprovodiv teplovyh elektrostancij: SOU-N MPE 40.17.401:2004 [Metal control and extension of the service life of the main elements of boilers, turbines and pipelines of thermal power plants: SOU-N MPE 40.17.401:2004], GRIFRE, M-vo palyva

Надійшла (received) 05.01.2022

Відомості про авторів / About the Authors

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

Риндюк Дмитро Вікторович (Rindyuk Dmitro) – кандидат технічних наук, доцент, КПП ім. Ігоря Сікорського, доцент кафедри теплової та альтернативної енергетики; м. Київ; тел.: (099) 055–47–04; e-mail: reletive@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7770-7547>. Scopus 57193402888.

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