

**С. Р. ЛІЩУК, В. А. ПЕШКО**

### **ДОСЛІДЖЕННЯ РЕСУРСНИХ ПОКАЗНИКІВ РОТОРА СЕРЕДНЬОГО ТИСКУ ТУРБІНИ К-200-130**

Робота присвячена дослідженню ротора середнього тиску турбіни К-200-130, який вичерпав парковий ресурс у 220 тис. год та 800 пусків, а саме проводиться прогнозування довговічності роботи даного обладнання та продовженні експлуатації на понадпарковий термін служби. Розроблено геометричну модель найбільш навантаженої частини ротора – від середини шийки валу в зоні опорно-упорного підшипника до диску п'ятого ступеня. Головною зоною дослідження обрано галтель 13 ступеня з боку 14 ступеня. Причиною дослідження даної зони є те, що це найбільш навантажена зона по досвіду авторів та аналогічних досліджень. Аналіз стану сталі показав, що при роботі в типовому напівбазовому режимі експлуатації, накопичене пошкодження в металі ротора за циклічними механізмами руйнування складає 27 %. Статичне пошкодження становить 49 %. Таким чином, сумарна пошкодження металу знаходиться на рівні 76 %, що встановлює залишковий ресурс ротора середнього тиску турбоагрегату К-200-130 63300 год.

**Ключові слова:** теплова електростанція (ТЕС), парова турбіна, ротор, індивідуальний ресурс, пошкодження металу, залишковий ресурс.

**S. LISHCHUK, V. PESHKO**

### **INVESTIGATION OF THE RESOURCE INDICATORS OF THE INTERMEDIATE PRESSURE ROTOR OF THE K-200-130 TURBINE**

The paper is devoted to the study of the medium-pressure rotor of the K-200-130 turbine, which has exhausted its park life of 220 thousand hours and 800 starts, namely, the prediction of the durability of this equipment and the extension of its operation beyond the park life. A geometrical model of the most loaded part of the rotor was developed - from the middle of the shaft neck in the area of the thrust bearing to the 5th stage disc. The main study area was the 13th stage fillet on the 14th stage side. The reason for studying this zone is that it is the most loaded zone according to the authors' experience and similar studies. The analysis of the steel condition showed that when operating in a typical semi-basic operating mode, the accumulated damage in the rotor metal due to cyclic fracture mechanisms is 27 %. The static damage is 49 %. Thus, the total metal damage is 76 %, which sets the residual service life of the medium-pressure rotor of the K-200-130 turbine unit at 63300 hours.

**Key words:** thermal power plant, steam turbine, rotor, individual service life-time, metal damage, residual resource.

#### **Вступ**

Система енергопостачання України має свої особливості, зокрема, вона має недостатню кількість маневрових енергоблоків і перенавантажена базовими енергетичними потужностями. Це призводить до того, що енергоблоки потужністю 200-300 МВт, спочатку призначені для роботи у базовому режимі, активно використовуються для компенсації коливань у споживанні електроенергії. Це призводить до частих пусків-зупинок цих енергоблоків [1], що призводить до швидкого зношення і руйнування основного обладнання ТЕС.

Відповідно до [2] ротор парової турбіни є одним з ключових елементів енергоблоків, і його міцність є критичним аспектом конструкції. Умови навантаження, зокрема температурні перехідні процеси під час пуску та зупинки, а також постійна швидкість ротора під час роботи в режимі, створюють різноманітні комбінації статичних і динамічних навантажень. Це спричиняє велику різноманітність умов, які впливають на взаємодію повзучості та втоми. Особливо важливо вивчати цю взаємодію при високих температурах, оскільки вона вважається критичною для забезпечення надійності та довговічності ротора.

Авторами [3] було підтверджено, що зростаючий попит на часті пуски-зупинки і переривчасту роботу електростанцій великої потужності також постійно кидає виклик безпечній експлуатації ро-

торів парових турбін в умовах взаємодії повзучості і втоми. Таким чином, більшої гнучкості та більшої ефективності експлуатації можна досягти за допомогою надійних оцінок безпеки шляхом використання адекватного структурного аналізу та випробувань матеріалів.

В [4] зазначають, що зниження навантаження енергоблока із зупинкою на ніч на 4–6 год. та подальшим пуском з гарячого стану підвищує темпи зношення роторів енергоблоків, виходячи з особливостей їх прогріву на маневрених режимах експлуатації.

Враховуючи вище вказану інформацію прихоро до висновку, що робота ротора залежить від значної кількості факторів і в залежності від них може мати неабияку розбіжність у максимальному і мініальному часі експлуатації.

#### **Мета роботи**

Метою даної роботи є розрахункове обґрунтування можливості експлуатації ротора середнього тиску турбіни К-200-130. Для цього проведено дослідження в області галтелі 13 ступеня з боку 14 ступеня, де спостерігаються найбільші напруження основного металу ротора. В даній зоні відбувається накопичення малоциклової втоми та статичних пошкоджень для типових режимів роботи. А в подальшому розраховуються ресурсні показники експлуатації.

© С. Р. Ліщук, В. А. Пешко, 2024

### Математична модель розрахунку залишкового ресурсу ротора середнього тиску турбіни К-200-130

Ресурсні показники енергетичного обладнання визначаються статичними та циклічними механізмами пошкодження, які встановлюють допустимий час роботи металу та допустиму кількість циклів пуску відповідно. Враховуючи [5], [6] відбувається розрахунок накопиченої малоциклової втоми в роторі середнього тиску.

Для подальших обчислень нам необхідно визначити допустиме число пусків.

Кількість циклів навантаження до виникнення тріщин визначається на основі експериментальних кривих малоциклової втоми, отриманих під час випробувань зразків на розтяг-стискання за жорстким симетричним циклом і при постійній температурі, обираючи менше з двох значень:

$$N_d = \min \left\{ \frac{N_1}{n_N}; N_2 \right\}, \quad (1)$$

де  $N_1, N_2$  – кількість циклів навантаження, відповідних кривим малоциклової втоми для амплітуд інтенсивності деформації  $\varepsilon_{a,пр.}$  та  $n_\varepsilon \cdot \varepsilon_{a,пр.}$ ;

$n_N, n_\varepsilon$  – коефіцієнт запасу міцності по числу циклів і деформації;

Розрахунок приведеної до симетричного циклу навантаження амплітуди інтенсивності деформації відбувається за рівнянням:

$$\varepsilon_{a,пр.} = \frac{1+\nu}{1,5E} (C\sigma_a + \sigma_{-1} - \sigma_N), \quad (2)$$

де  $\nu$  – коефіцієнт Пуассона;

$E$  – модуль пружності сталі;

$C$  – коефіцієнт поточного числа циклів;

$\sigma_a$  – амплітуда інтенсивності напружень,

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}; \quad (3)$$

$\sigma_{-1}$  – межа втомлюваності сталі при симетричному навантаженні;

$\sigma_N$  – межа втомлюваності сталі при несиметричному навантаженні, що відповідає певному пусковому режиму:

$$\sigma_N = \frac{\sigma_{-1}}{1 + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B} \frac{1+r}{1-r}}; \quad (4)$$

$\sigma_B$  – межа міцності сталі на розтяг,

$$\sigma_B = \frac{\sigma_{-1}}{0,4}; \quad (5)$$

$r$  – коефіцієнт асиметрії циклу навантаження.

Враховуючи зростання температури, починає проявлятися повзучість матеріалу на номінальному режимі експлуатації, тоді для визначення допустимого числа циклів використовується рівняння:

$$N_d = \left[ 1 - \left| \frac{1,25\sigma^c}{\sigma_{д.м.}} \right|^q \right] \cdot \min \left\{ \frac{N_1}{n_N}; N_2 \right\}, \quad (6)$$

де  $\sigma^c$  – напруження в області, що вивчається, за умови постійної повзучості;

$\sigma_{д.м.}$  – граничне значення міцності довготривалого навантаження відповідно до визначених технічних умов на певний момент часу;

$q$  – показник степені в рівнянні довготривалої міцності:

$$t = B\sigma^{-q}. \quad (7)$$

Сумарна пошкоджувальність, накопичена в металі роторів визначається з використанням гіпотези Пальмгрена-Майнера за рівнянням виду:

$$\Pi' = \Pi'_{ст} + \Pi'_{ц}, \quad (8)$$

де  $\Pi'_{ст}, \Pi'_{ц}$  – статична та циклічна пошкоджувальність, накопичена в досліджуваній зоні ротора на момент дослідження допустимості продовження строку експлуатації;

Залишкове напрацювання до появи тріщини  $[\tau]_{зал}$  визначається за формулою:

$$[\tau]_{зал} = \frac{1 - \Pi'}{\Pi''_r}, \quad (9)$$

де  $\Pi''_r$  – прогнозована на наступний за оцінкою період експлуатації осереднена годинна пошкоджувальність (швидкість вичерпання ресурсу), яка буде накопичуватись в досліджуваній зоні ротора при чергуванні  $q''$  типів сталих режимів та  $k''$  типів циклів з різними циклічними навантаженнями.

Оскільки проводиться розрахунок ресурсу для проектного ротору то ми не маємо інформації по напрацюванню ротору, що нам потрібно для розрахунку. Лише беремо до уваги те, що ротор вичерпав парковий ресурс. А по нормативним документам це становить 220000 год і 800 пусків. Для наших розрахунків розглядаються пуски з різних теплових станів.

#### Розрахункове дослідження пошкодження та залишкового ресурсу ротора середнього тиску турбіни К-200-130 блока № 11 ДТЕК Бурштинська ТЕС

Оскільки найбільш навантаженою та високо-температурною областю ротора середнього тиску турбіни К-200-130 є зона регулюючого ступеня, його розрахункову модель було скорочено. Розглядається частина ротора від середини шийки валу в зоні опорно-упорного підшипника до диску п'ятого ступеня (рис. 1).

Динаміка зміни інтенсивності напружень в характерній області протягом циклів пуску визначена на основі даних, щодо напружено-деформованого стану для всіх моментів часу, що отримані авторами раніше та представлена на рис. 2.

Головною зоною дослідження обрано (область *A*) галтель 13 ступеня з боку 14 ступеня. Враховуючи отриману інформацію, приходимо до висновку, що область *A* під час пускових режимів роботи перебуває в складних умовах експлуатації.

Пускові режими роботи теплоенергетичного устаткування ТЕС прийнято класифікувати в залежності від температури металу перед початком пуску. Для визначення типу пуску використовують температуру металу першого ступеня циліндра високого та середнього тиску, фланців в області паровпуску, або паровпускних патрубків [7].

В залежності від вказаної температури розрізняють три основні групи пусків: пуск з холодного, або близьких до нього стану (ХС), з неостиглого стану (НС) та гарячого стану (ГС).

Для даних типів пуску амплітуда напруження в розрахунковій області ротора турбіни К-200-130 становить:

- для пуску з ХС  $\sigma_a = 282,15$  МПа;
- для пуску з НС  $\sigma_a = 241,6$  МПа;
- для пуску з ГС  $\sigma_a = 221,7$  МПа.

Зведена табл. 1 відображає результати розрахунку досліджень для області *A* при пусках з різних теплових станів.

Для визначення амплітуди напружень  $\sigma_a$  було використано інформацію, що відображається на рис. 2, а саме динаміка зміни інтенсивності напружень в роторі середнього тиску при пуску з різних теплових станів.

Для подальшого встановлення значення приведенного до симетричного циклу навантаження амплітуди інтенсивності деформації  $\varepsilon_{a,пр}$  також було розраховано інші показники малоциклової втоми.

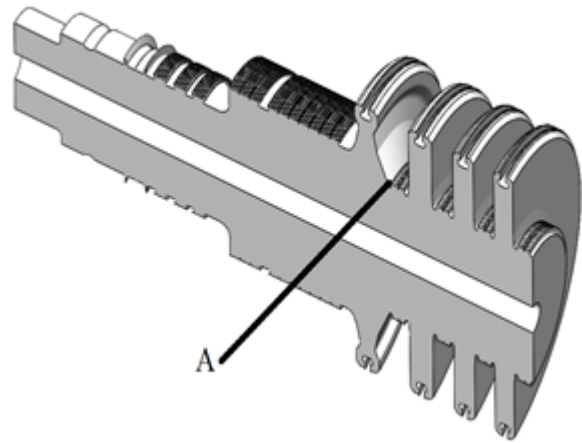


Рис. 1 – Геометрична модель частини ротора середнього тиску турбіни К-200-130:

*A* – галтель 13 ступеня з боку 14 ступеня

Завдяки інформації про тепловий стан ротора середнього тиску було встановлено значення розрахункової температури  $t_{ном}$ .

Відповідно до [6], [8] значення межі міцності  $\sigma_B$  та межі втоми  $\sigma_{-1}$  і модуля пружності  $E$  з'ясувалося експоненціальною апроксимацією експериментальних даних щодо фізико-механічних властивостей сталі 25Х1М1ФА.

Розрахунковими методами визначили і решту показників:

- $r$  – величину коефіцієнтів асиметрії;
- $\sigma_N$  – межу втоми при поточній асиметрії навантаження;
- $\varepsilon_{a,пр}$  – амплітуду інтенсивності деформації.

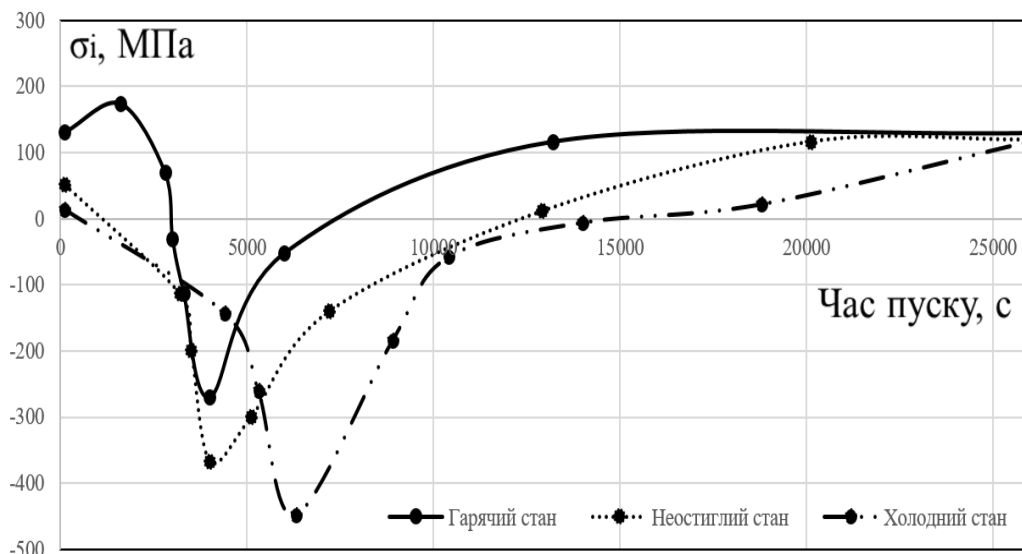


Рис. 2 – Динаміка зміни інтенсивності напружень в роторі середнього тиску при пуску з різних теплових станів

Таблиця 1 – Показники малоциклової втоми досліджуваної області А ротора середнього тиску турбіни К-200-130

Тип пуску	$\sigma_a$ , МПа	$t_{ном}$ , °С	$E$ , ГПа	$r$	$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_{-1}$ , МПа	$\sigma_N$ , МПа	$\epsilon_{a.пр.}$ , %
Холодний стан	282,15	491	187,23	-1	503,68	201,47	201,47	0,13
Неостиглий стан	241,6	491	187,23	-1	503,68	201,47	201,47	0,11
Гарячий стан	221,7	491	187,23	-1	503,68	201,47	201,47	0,102

Знаючи значення  $\epsilon_{a.пр}$  – амплітуди інтенсивності деформації і розрахункову температуру  $t_{ном}$  використовуючи експериментальні криві малоциклової втоми, що представлені в [6] можна визначити допустиме число кількості пусків.

При розрахунку допустимого числа циклів пуску розглядається випадок, який передбачає урахування коефіцієнтів запасу міцності, згідно з рекомендаціями [6], коефіцієнт запасу міцності по числу циклів складає  $n_N = 5$ , а по деформаціях –  $n_\epsilon = 1,5$ . Такі значення отримані у результаті експериментальних досліджень структури і властивостей металу з метою уточнення характеристик довготривалої міцності і запасів міцності по деформаціях  $n_\epsilon$  і числу циклів  $n_N$ .

Оскільки проводиться розрахунок ресурсу для проектного ротору то ми не маємо інформації по напрацюванню ротору, що нам потрібно для розрахунку. Враховуючи те, що ротор вичерпав парковий ресурс. При цьому, можна вважати, що розподіл пусків згідного теплових станів, мають такий вигляд: пуски з холодного стану – 240 (30 %), з неостиглого стану – 160 (20 %), з гарячого стану – 400 (50 %).

Місце дослідження – область А, що характерна виникненням максимальних напружень в роторі середнього тиску. Аналіз стану сталі показав, що накопичене пошкодження в металі ротора за циклічними механізмами руйнування складає 27,2 %. Статичне пошкодження становить 49,44 %. Таким чином, сумарна пошкоджуваність металу знаходиться на рівні 77,65 %, що встановлює залишковий ресурс ротора середнього тиску турбоагрегату К-200-130 – 63312 год. При визначенні статичної пошкоджуваності згідно рекомендацій СОУ-Н МЕН 40.1-21677681-52:2011 допустимий час роботи роторної сталі визначається за експериментальними діаграмами довготривалої міцності і складає 445 тис. год.

Також варто враховувати, що фактичні значення пошкоджуваності можуть зростати з наступних причин:

- 1) Примусове розхолодження під час зупинок може збільшувати рівень напружень;
- 2) Після більш ніж 200 тис. год. роботи обладнання може виявляти певну деградацію металевих властивостей;
- 3) Відхилення фактичних графіків пуску від передбачених в інструкції з експлуатації може відбуватися через вплив людського чинника та інших факторів.

Таблиця 2 – Ресурсні показники ротора середнього тиску турбіни К-200-130

Параметр	Величина	
Коефіцієнти запасу міцності по числу циклів	5	
Коефіцієнти запасу міцності по деформаціях	1,5	
Поточне напрацювання, год	220000	
Поточне число пусків	800	
Поточна кількість пусків	ХС	240
	НС	160
	ГС	400
Інтенсивність напружень на номінальному режимі роботи, МПа	116,9	
Допустиме число циклів пуску	ХС	1920
	НС	3020
	ГС	3840
Циклічне пошкодження, %	27,21	
Статичне пошкодження, %	49,44	
Сумарне пошкодження, %	77,65	
Залишковий ресурс, год	63312	
Залишковий кількість пусків	230	

### Висновки

В роботі представлено математичну модель розрахунку ресурсних показників обертового обладнання ТЕС, що працює в умовах високих температур.

За результатами проведених розрахункових досліджень встановлено, що однією з найбільш навантажених областей ротора середнього тиску є галтель 13 ступеня з боку 14 ступеня.

Сумарна пошкоджуваність металу ротора середнього тиску турбоагрегату К-200-130 енергоблока 77,65 %.

Накопичене пошкодження в металі ротора за циклічними механізмами руйнування складає 27,21 %. Статичне пошкодження становить 49,44 %.

Проаналізувавши приведені дані можна встановити, що залишковий ресурс ротора середнього тиску турбоагрегату К-200-130 на рівні 63300 год.

А залишкова кількість пусків з усіх теплових станів становить 230.

## Список літератури

## References (transliterated)

1. Пешко В. А. Управління витратою палива енергоблока 200 МВт при роботі в режимі частих пусків / В. А. Пешко, С. Р. Лішук // *Енергетика: економіка, технології, екологія*. – 2023. – № 4. – С. 128–133. – ISSN 1813-5420 (print). – ISSN 2308-7382 (on-line). – DOI: <https://doi.org/10.20535/1813-5420.4.2023.290940>.
2. Wang W. Z. The effect of in-service steam temperature transients on the damage behavior of a steam turbine rotor / W. Z. Wang, P. Buhl, A. Klenk, Y. Z. Liu // *International Journal of Fatigue*. – 2016. – Vol. 87. – PP. 471–483. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2016.02.040>.
3. Liu Y., Wang W. Evolution of principal stress of a turbine rotor under cyclic thermo-mechanical loading / Y. Liu, W. Wang // *Engineering Failure Analysis*. – 2020. – Vol. 109. – № 104242. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.104242>.
4. Черноусенко О. Ю. Особливості продовження експлуатації роторів високого та середнього тиску турбіни К-200-130 Луганської ТЕС / О. Ю. Черноусенко, Д. В. Риндюк, В. А. Пешко // *The Problems of General Energy*. – 2018. – No. 2(53). – PP. 65–70. – ISSN 1562-8965 (print). – ISSN 2522-4344 (on-line). – DOI: <https://doi.org/10.15407/pge2018.02.065>.
5. 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).
6. 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).
7. Черноусенко О. Ю. Расчетное исследование теплового и напряженно-деформированного состояния ротора высокого давления турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «ХАРЬКОВСКАЯ ТЭЦ-5» / О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко // *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2017. – № 9(1231). – С. 34–40. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X (print). – ISSN 2707-7543 (on-line). – DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2017.09.05>.
8. 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*. – Vol. 3, No 8(105). – PP. 14–23. – ISSN 1729-3774 (print). – DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.204505>.
1. Peshko V., Lishchuk S. (2023), “Management of Fuel Consumption of 200 Mw Power Unit When Operating in Frequent Start-Up Mode”, *POWER ENGINEERING: economics, technique, ecology*, no. 4, pp. 128-133, ISSN 1813-5420 (print), ISSN 2308-7382 (on-line), <https://doi.org/10.20535/1813-5420.4.2023.290940>.
2. Wang W. Z., Buhl P., Klenk A., Liu Y. Z. (2016), “The effect of in-service steam temperature transients on the damage behavior of a steam turbine rotor”, *International Journal of Fatigue*, vol. 87, pp. 471–483, <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2016.02.040>.
3. Liu Y., Wang W. (2020), “Evolution of principal stress of a turbine rotor under cyclic thermo-mechanical loading”, *Engineering Failure Analysis*, vol. 109, No. 104242, <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.104242>.
4. Chernousenko O. Yu., Rindyuk D. V., Peshko V. A. (2018), “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*, no. 2(53), pp. 65–70, ISSN 1562-8965 (print), ISSN 2522-4344 (on-line), <https://doi.org/10.15407/pge2018.02.065>.
5. (2005), *ND MPE Ukrainy. Kontrol' metalu i prodovzhennja terminu ekspluatatsii' osnovnyh elementiv kotliv, turbin i truboprovodiv teplovyh elektrostancij: SOU-N MPE 40.17.401:2004* [ND of MFE of Ukraine. 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 ta enerhytyky Ukrainy, Kyiv, 76 p.
6. 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* [ND of MFE of Ukraine. Determination of the calculated resource and assessment of the survivability of turbine rotors and casing parts: SOU-N MEV 40.1-21677681-52:2011], GRIFRE, M-vo palyva ta enerhytyky Ukrainy, Kyiv, 27 p.
7. Chernousenko O. Yu., Peshko V. A. (2017), “Computation investigation of the thermal and stress-strain behavior of the rotor of high pressure turbine T-100/120-130; block No. 1 operated by the PJSC Kharkiv CHPP-5”, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 9(1231), pp. 34–40, ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (on-line), <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2017.09.05>.
8. 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, <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.204505>.

Надійшла (received) 23.04.2024

## Відомості про авторів / About the Authors

**Лішук Сергій Русланович (Lishchuk Serhii)** – аспірант кафедри теплової та альтернативної енергетики, КПІ ім. Ігоря Сікорського; м. Київ; тел.: (097) 927–53–45; e-mail: [serg23li231097@gmail.com](mailto:serg23li231097@gmail.com); ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7874-50198068>.

**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.