

УДК 621.165.62

## РОЗРАХУНКОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕРМІЧНИХ НАПРУЖЕНЬ У РОТОРІ СЕРЕДЬОГО ТИСКУ ТУРБІНИ К-200-130 ПРИ ПУСКУ З ХОЛОДНОГО СТАНУ

С. Р. Ліщук

[Serg23li231097@gmail.com](mailto:Serg23li231097@gmail.com)

ORCID: 0000-0001-7874-5019

В. А. Пешко, канд. техн. наук

[vapeshko@gmail.com](mailto:vapeshko@gmail.com)

ORCID: 0000-0003-0610-1403

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

*Робота присвячена дослідженню розподілу температур і напружень у роторі середнього тиску турбіни К-200-130, які становлять значний інтерес при прогнозуванні довговічності роботи даного обладнання і продовженні експлуатації на понадпарковий строк служби. Розроблено геометричну модель найбільш навантаженої частини ротора – від середини шийки валу в зоні опорно-упорного підшипника до диску 5-го ступеня. Дослідження теплового й напружено-деформованого стану ротора під час пуску з холодного стану виконано у двовимірній постановці з використанням методу скінченних елементів. Розв'язувалася нестационарна задача теплопровідності під час пуску. Отримані результати свідчать про достатньо рівномірний тепловий стан протягом змінних режимів роботи. Найбільший градієнт температур (1200–2200 К/м) спостерігається в моменти часу від поштовху ротора до синхронізації турбогенератора з енергосистемою. Після навантаження турбогенератора до 30 МВт електричної потужності має місце зменшення нерівномірності температурного поля та його поступова стабілізація. Встановлено, що при роботі на номінальних параметрах пари максимальна температура металу становить 508 °С в області регулюючого ступеня і по мірі віддалення від нього зменшується. Напружено-деформований стан ротора оцінювався з урахуванням нерівномірності температурних полів під час пуску, напружень від температурних розширень і відцентрових сил. Найвищі напруження характерні для моменту виходу турбіни на холостий в зоні термокомпенсаційних канавок ротора й галтелі регулюючого і складають 440–472 МПа. Відмічено, що дані області є найбільш вірогідними зонами зародження кільцевих тріщин під час пускових операцій турбіни. У подальшому рівень напружень плавно зменшується протягом виходу турбоагрегату на номінальну потужність. Встановлено, що найбільш навантаженою зоною ротора під час стаціонарної експлуатації є область осевого отвору під регулюючим ступенем та його діафрагмовим ущільненням (121–134 МПа).*

**Ключові слова:** парова турбіна, ротор, пуск, тепловий стан, напружений стан, градієнт температур, інтенсивність напружень.

### Вступ

Характерними особливостями енергосистеми України є певна переобтяженість базовими енергогенеруючими потужностями і суттєвий дефіцит маневрених енергоблоків. Як наслідок, спроектовані для роботи в базовому й напівбазовому режимах енергоблоки потужністю 200–300 МВт активно залучаються для компенсації піків і провалів споживання електричної енергії [1]. Враховуючи це, спостерігається велика кількість пусків і зупинок даних енергоблоків.

У [2] зазначають, що змінний режим характеризується нерівномірним полем початкової температури, а роторам властиві найскладніші умови експлуатації. Висока температура, інтенсивні статичні й динамічні навантаження в корозійному середовищі – це специфічні фактори експлуатації парових турбін, які неминуче викликають втомне пошкодження елементів конструкції турбіни – валів, дисків, лопаток. Перехідні коливання і періодичний нагрів–охолодження елементів конструкції турбін сприяють розвитку мікродефектів і тріщин. Крім того, через складну геометрію елементів конструкції турбіни з галтелями і канавками термічні напруження є важливими факторами розвитку втомних пошкоджень [3].

До того ж у [4] відмічають, що циклічне напруження й деформація через коливання температури в номінальному режимі спричиняють додаткові пошкодження від втоми. Таким чином, темпера-

Статтю ліцензовано на умовах Ліцензії Creative Commons «Attribution» («Атрибуція») 4.0 Міжнародна.  
© С. Р. Ліщук, В. А. Пешко, 2024

турні перехідні процеси під час фази пуску, стаціонарної роботи й зупинки можуть призводити до передчасної відмови з точки зору допустимого напрацювання.

У [5] наголошують, що термічний градієнт у роторі є ключовим фактором у формуванні напружено-деформованого стану. Флуктуації параметрів пари спричиняють коливання температури металу ротора, що призводить до зміни температурного градієнта й характеру деформування основного обладнання.

Відповідно до [6], коли ротор турбіни поступово охолоджується від робочої температури до температури повторного пуску, зовнішня поверхня охолоджується швидше, ніж внутрішня. І це викликає високий градієнт температур уздовж радіального напрямку, що призводить до розвитку високих поверхневих напружень розтягування. Напруження протилежної природи виникають, коли ротор нагрівається від температури повторного пуску до робочої температури.

Важливим є те що під час роботи в умовах складного термомеханічного навантаження (пуск, стаціонарний режим роботи, зупинка тощо) критичні конструктивні елементи, такі як виймки й канавки, можуть бути схильні до пошкоджень, пов'язаних із взаємодією повзучості і втоми. Крім того, зростаюча доля пусків–зупинок обладнання електростанцій великої потужності також викликає занепокоєння щодо безпечної роботи роторів парових турбін [7].

### Розрахункова модель ротора середнього тиску турбіни К-200-130

Об'єктом дослідження є ротор середнього тиску (РСТ) парової турбіни К-200-130, що являє собою одновальний трициліндровий агрегат, який складається з циліндра високого тиску, циліндра середнього тиску і двопоточного циліндра низького тиску з проміжним перегрівом пари і двома вихлопами, призначеними для безпосередньо приводу генератора змінного струму. В Україні експлуатується 37 енергоблоків із потужністю 200 МВт.

РСТ (рис. 1) комбінованого типу: передня частина ротора суцільнокована зі сталі Р2МА (25Х1М1ФА), останні чотири диска – насадні зі сталі 34ХНЗМ. Лопатки перших семи ступенів кріпляться до дисків Т-подібними хвостовиками, решта чотири – вилчастими. Передні кільцеві ущільнення виконані без насадних втулок, на валу зроблені ступеневі виточки, а ущільнюючі сегменти вставлені в обойми. Задні ущільнення циліндра середнього тиску зроблені на втулках, насаджених на вал у гарячому стані.

Оскільки найбільш навантаженою й високотемпературною областю РСТ 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 5-го ступеня (відмічена лінією А на рис. 1).



Рис. 1. Геометрична модель РСТ турбіни К-200-130  
(лінією А показано частину ротора для дослідження теплового та напруженого стану)

Із метою визначення розподілу термічних напружень у РСТ розв'язується задача нестационарної теплопровідності, яка в загальному випадку може бути описана рівнянням

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

де  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності сталі;  $c$  – питома теплоємність;  $\gamma$  – питома вага, що є функціями температури  $T$  і координат при початкових умовах  $T_0 = T(r, z, \theta, 0)$ ;  $r, z, \theta$  – циліндричні координати;  $\tau$  – розрахунковий час.

Для розв'язання цієї задачі на всіх поверхнях ротора задаються граничні умови теплообміну II і III роду. Граничні умови II роду задаються по тепловому потоку на поверхні ротора

$$q = -\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right) = f(r, z, \theta, \tau).$$

Граничні умови III роду описують закономірності конвективного теплообміну між паровим середовищем і зовнішньою поверхнею металу ротора

$$-\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right) = \alpha (t_{\text{сеп}} - t_{\text{пов}}),$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі;  $t_{\text{сеп}}$  – температура парового середовища;  $t_{\text{пов}}$  – температура зовнішньої поверхні ротора.

Визначення граничних умов теплообміну є складним завданням, яке вимагає детального розрахунку проточної частини турбіни як на стаціонарному, так і при змінних режимах роботи. Також необхідно встановлювати умови теплообміну за допомогою спеціальних експериментальних рівнянь подібності, які істотно відрізняються для кожної поверхні ротора.

Даний розподіл температур у будь-який момент часу, отриманий в результаті досліджень, у подальшому буде використаний як граничні умови при розрахунку напружено-деформованого стану ротора. Додатково беруться до уваги відцентрові сили, що впливають на основний метал, маса робочих лопаток і подібні фактори. Тиск парового середовища на зовнішню поверхню ротора не враховувався через його відносно помірне значення для даного об'єкта, що складає від 0,36 до 2,2 МПа.

Оскільки ротор є осесиметричним, дослідження його теплового й напружено-деформованого стану виконано у двовимірній постановці.

Система диференціальних рівнянь рівноваги для даного випадку має вигляд

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_{rr}}{\partial r} + \frac{\partial \sigma_{rz}}{\partial z} + \frac{\sigma_{rr} - \sigma_{\theta\theta}}{r} + \rho X_r = 0 \\ \frac{\partial \sigma_{rz}}{\partial r} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} + \frac{\sigma_{rz}}{r} + \rho X_z = 0 \end{cases},$$

де  $\sigma$  – компоненти напружень в основному металі;  $\rho$  – густина сталі;  $X_r, X_z$  – компоненти вектора густини масової сили.

Співвідношення закону Гука, записані через деформації, мають вигляд

$$\begin{cases} \sigma_{rr} = \frac{E}{1+\nu} \left[ \frac{\nu}{1-2\nu} (\varepsilon_{rr} + \varepsilon_{zz} + \varepsilon_{\theta\theta}) + \varepsilon_{rr} \right] \\ \sigma_{zz} = \frac{E}{1+\nu} \left[ \frac{\nu}{1-2\nu} (\varepsilon_{rr} + \varepsilon_{zz} + \varepsilon_{\theta\theta}) + \varepsilon_{zz} \right] \\ \sigma_{\theta\theta} = \frac{E}{1+\nu} \left[ \frac{\nu}{1-2\nu} (\varepsilon_{rr} + \varepsilon_{zz} + \varepsilon_{\theta\theta}) + \varepsilon_{\theta\theta} \right] \\ \sigma_{rz} = \frac{E}{2(1+\nu)} \varepsilon_{rz} \end{cases},$$

де  $E$  – модуль пружності сталі;  $\nu$  – коефіцієнт Пуассона;  $\varepsilon$  – компоненти деформації основного металу.

Розрахункова модель ротора була дискретизована на 55 тис. скінченних елементів трикутного типу (рис. 2). Щільність розрахункової сітки істотно збільшена для всієї зовнішньої поверхні ротора. Розмір найбільшого елемента становить 15 мм, а найменшого – 1 мм.

На рис. 2 відмічені характерні області дослідження динаміки зміни температур й інтенсивності напружень у роторі середнього тиску: 1 – шийка валу

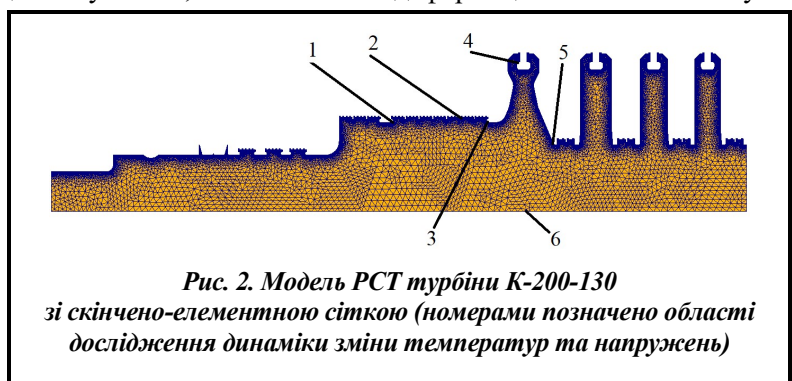


Рис. 2. Модель РСТ турбіни К-200-130 зі скінченно-елементною сіткою (номерами позначено області дослідження динаміки зміни температур та напружень)

в області першої камери ущільнень із боку паровпуску; 2 – термокомпенсаційна канавка між другим і третім сегментом переднього кінцевого ущільнення; 3 – радіусний перехід від сегментів кінцевих ущільнень до проточної частини турбіни; 4 – хвостове кріплення регулюючого ступеня; 5 – галтель регулюючого ступеня з боку наступного ступеня; 6 – осьовий отвір ротора під регулюючим ступенем.

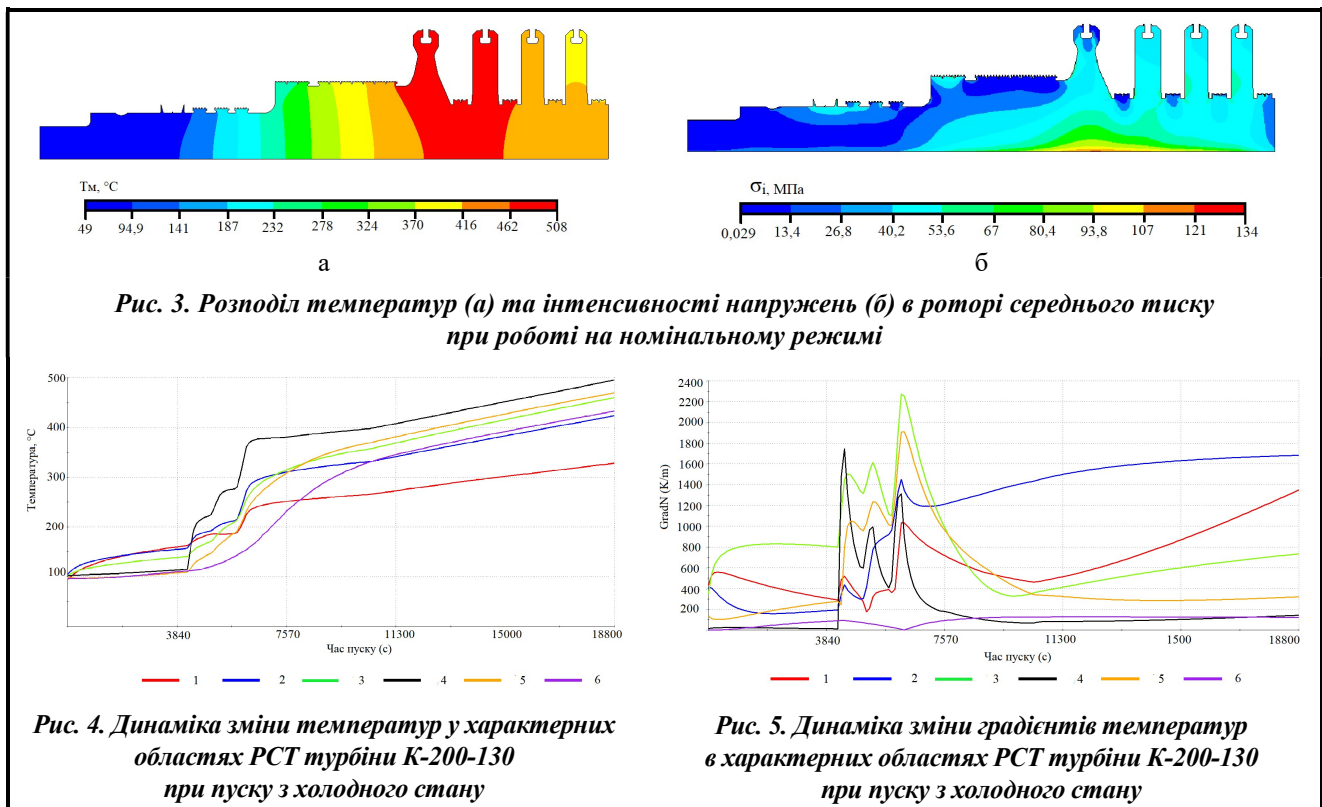
### Дослідження теплового й напружено-деформованого стану РСТ турбіни К-200-130 при пуску з холодного стану металу

Тепловий і напружено-деформований стан ротора при пуску досліджено в нестационарній постановці. Технологія пуску енергоблоку значно відрізняється залежно від початкової температури металу. Для турбіни К-200-130 визначальною є температура металу паропроводів на вході в циліндр високого й середнього тиску: температура менше 150 °С відповідає пуску з холодного стану металу, 150–400 °С – з неостиглого стану, а при температурі більше 400 °С – з гарячого стану [8]. Для прикладу, розподіл температур й інтенсивності напружень у роторі при роботі на номінальній потужності 200 МВт представлено на рис. 3.

Отриманий розподіл температур показує, що максимальна температура металу при роботі на номінальному режимі становить 508 °С в області регулюючого ступеня РСТ і по мірі віддалення від нього зменшується до 370 °С по ходу пари і до 187 °С в напрямку кінцевих ущільнень. Температура осьового отвору під регулюючим ступенем становить 416 °С.

Розподіл інтенсивності напружень у роторі при роботі на потужності 200 МВт представлено на рис. 3, б. Найбільш навантаженою є область осьового отвору під регулюючим ступенем та його діафрагмовими ущільненнями ( $\sigma_i=121\text{--}134$  МПа). Також високий рівень напружень (60–70 МПа) характерний для полотна дисків ступенів. Для решти областей помітні суттєво менші інтенсивності напружень. При цьому в окремих областях помітне значне збільшення рівня напружень під час пускових операцій.

Подібні розподіли температур й інтенсивності напружень були отримані для кожного моменту часу пускового режиму роботи турбіни. Загальна тривалість пуску турбіни з холодного стану за технологією, що використовується на Бурштинській ТЕС, складає 5,22 год (18800 с) [7]. Динаміка зміни температур у характерних областях РСТ (рис. 2) протягом пуску представлена на рис. 4.



Отриманий розподіл температур є достатньо рівномірним. Спостерігається плавне зростання температур у період попереднього прогріву паропроводів і проточної частини до моменту часу 4200 с. Від поштовху турбіни (4200 с) і до синхронізації (7400 с) відбувається більш стрімке зростання температури для точки 4 (хвостове кріплення робочих лопаток першого ступеня) зі 120 °С до 380 °С, для решти точок перепад температур є дещо меншим. Після цього етапу температура в усіх точках плавно підвищується і в момент часу 18800 с для точки 4 становить 498 °С, для решти точок є нижчою. У подальшому відбувається стабілізація температурного поля до стану, що представлено на рис. 3, а.

Значний інтерес при дослідженні пускових режимів роботи парових турбін становить динаміка зміни градієнтів температур (рис. 5). Найбільша нерівномірність температурного поля помітна в моменти часу 4000–7500 с для всіх областей дослідження, крім осевого отвору ротора (т. 6 на рис. 2). Ця обставина пояснюється механізмом нагрівання даної області – теплопровідністю, у той час як інші області зазнають прямого конвективного теплообміну з паром. Найбільший рівень градієнтів температур характерний для областей кінцевих ущільнень ротора (т. 1–3 на рис. 2), що пов'язано зі значним дроселюванням пари в сегментах ущільнень. Отриманий розподіл градієнтів температур дозволяє встановити періоди найбільшого впливу напружень від нерівномірності температурного поля на загальний складний напружено-деформований стан ротора (рис. 6).

Більшість досліджуваних областей зазнає впливу стискаючих зусиль переважно кількості часу протягом пуску (лінії 1–5 на рис. 6). Під час попереднього прогріву проточної частини турбіни рівень напружень є достатньо помірним. Однак під час поштовху роторів спостерігається суттєве збільшення напружень в усіх досліджуваних областях. Найвищі напруження характерні для моменту часу 6300 с, що відповідає виходу турбіни на холостий хід. Такі значні напруження пов'язані з сумісною дією значних відцентрових сил і суттєвою нерівномірністю температурного поля в даний момент часу (рис. 5).

Найбільші за модулем напруження характерні для областей 2 (термокомпенсаційна канавка між другим і третім сегментом переднього кінцевого ущільнення) і 5 (галтель регулюючого ступеня зі сторони наступного ступеня) і складають 458 та 472 МПа відповідно. У цілому високі напруження спостерігаються в усіх теплових канавках ущільнень і галтелях ступенів турбіни. Ці області є найбільш вірогідними зонами зародження кільцевих тріщин під час пускових операцій турбіни.

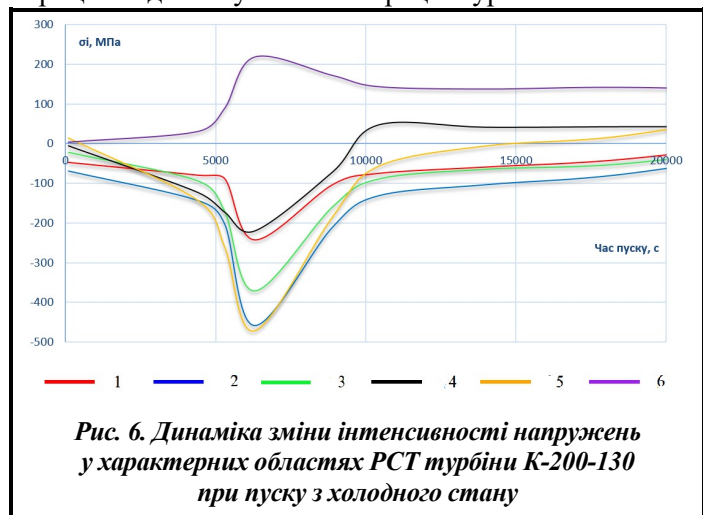
Зона 6 (осевий отвір ротора під регулюючим ступенем) завжди зазнає впливу розтягуючих зусиль, які передусім залежать від частоти обертання турбіни. Максимальне напруження складає 220 МПа в момент часу 6300 с, яке поступово зменшується до 129 МПа з виходом турбіни на номінальний режим роботи (рис. 6).

У цілому зміни напружень для заданих точок у часі мають ряд спільних рис: незначні напруження на етапі попереднього прогріву ротора, їх стрімке зростання під час поштовху турбіни до холостого ходу і поступове зменшення із завершенням стабілізації теплового поля після пуску.

Отримані результати щодо розподілу температур і напружень у роторі середнього тиску становлять значний інтерес при прогнозуванні довговічності роботи турбіни К-200-130 й продовженні її експлуатації на понадпарковий строк служби.

## Висновки

Розроблено геометричну модель найбільш навантаженої частини ротора – від середини шийки валу в зоні опорно-упорного підшипника до диску 5-го ступеня. Дослідження теплового й напружено-деформованого стану ротора під час пуску з холодного стану виконано у двовимірній постановці.



вці з використанням методу скінченних елементів. Модель ротора була дискретизована на 55 тис. скінченних елементів трикутного типу.

Встановлено, що розподіл температур у роторі середнього тиску є достатньо рівномірним. Спостерігається плавне зростання температур у період попереднього прогріву паропроводів і проточної частини. Від поштовху турбіни і до синхронізації відбувається стрімке збільшення температури, після чого температура плавно зростає до моменту стабілізації температурного поля при номінальних параметрах. Максимальне значення температури складає 508 °С і характерне для диску регулюючого ступеня. Найбільша нерівномірність температурного поля помітна в моменти часу 4000–7500 с для всіх областей дослідження, крім осевого отвору ротора. Максимальний градієнт температур характерний для областей кінцевих ущільнень ротора, що пов'язано зі значним дроселюванням пари в сегментах ущільнень.

Розрахунок напружено-деформованого стану ротора середнього тиску показав, що під час початкових етапів пуску й попереднього прогріву проточної частини турбіни рівень напружень є достатньо помірним. Однак під час поштовху ротора спостерігається суттєве збільшення напружень в усіх досліджуваних областях. Найбільші за модулем напруження характерні для термокомпенсаційних канавок переднього кінцевого ущільнення й галтели регулюючого ступеня і складають 440–472 МПа. Ці області є найбільш вірогідними зонами зародження кільцевих тріщин під час пускових операцій турбіни. Зона осевого отвору ротора завжди зазнає впливу розтягуючих зусиль, які передусім залежать від частоти обертання турбіни. Максимальне напруження в даній області складає 220 МПа під час виходу турбіни на холостий хід, яке далі поступово зменшується до 129 МПа при переході до стаціонарних режимів експлуатації.

#### Література

1. Пешко В. А., Ліщук С. Р. Управління витратою палива енергоблока 200 МВт при роботі в режимі частих пусків. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2023. Т. 74. № 4. С. 128–133. <https://doi.org/10.20535/1813-5420.4.2023.290940>.
2. Rusin A., Nowak G., Łukowicz H., Kosman W., Chmielniak T., Kaczorowski M. Selecting optimal conditions for the turbine warm and hot start-up. *Energy*. 2021. Vol. 214. Paper 118836. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118836>.
3. Bovsunovsky A., Shtefan E., Peshko V. Modeling of the circumferential crack growth under torsional vibrations of steam turbine shafting. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*. 2023. Vol. 125. Paper 103881. <https://doi.org/10.1016/j.tafmec.2023.103881>.
4. Wang W. Z., Buhl P., Klenk A., Liu Y. Z. The effect of in-service steam temperature transients on the damage behavior of a steam turbine rotor. *International Journal of Fatigue*. 2016. Vol. 87. P. 471–483. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2016.02.040>.
5. Kang M., Wu S., Liu Y.-Z., Wang W. Viscoplastic model-based analysis of in-service oscillation temperature and thermal stress in a rotating component. *International Journal of Thermal Sciences*. 2023. Vol. 188. Paper 108246. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2023.108246>.
6. Sen S., Patel B. P. Constitutive model based study to enable flexible operation of steam turbine rotors in Indian SPPs. *Materialstoday: proceedings*. 2023. Vol. 87. Part 1. P. 314–323. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2023.06.147>.
7. Liu Y., Wang W. Evolution of principal stress of a turbine rotor under cyclic thermo-mechanical loading. *Engineering Failure Analysis*. 2020. Vol. 109. Paper 104242. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.104242>.
8. Пешко В., Улітко О., Ліщук С. Оцінка перевитрати палива енергоблоком 200 МВт при пусках з різних теплових станів. *Scientific Collection "InterConf+" with the Proceedings of the 1st International Scientific and Practical Conference "Modern Knowledge: Research and Discoveries"* (May 19–20, 2023, Vancouver, Canada). 2023. No. 33 (155). P. 296–304. <https://doi.org/10.51582/interconf.19-20.05.2023.027>.

Надійшла до редакції 01.03.2024