

**Пешко В.А.**Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»**Коновалюк О.Л.**Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

## ОЦІНКА ВПЛИВУ ТЕХНОЛОГІЇ ПУСКУ НА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН РОТОРА ТУРБІНИ К-200-130

В роботі розглянуто нестационарний напружено-деформований стан ротора середнього тиску турбіни К-200-130 при пуску з холодного стану за двома різними графіками пуску, які використовуються на енергоблоках України. Графіки відрізняються тривалістю окремих пускових етапів, а також параметрами пари що подається в проточну частину та до кінцевих ущільнень циліндра. Розроблено тривимірну геометричну модель ротора, яка враховує його основні конструктивні особливості. Дослідження напружено-деформованого стану виконано з використанням методу скінченних елементів. Враховано отримані авторами раніше результати розрахунку нестационарних полів температур при пуску за розглянутими графіками. Додатково враховані змінні в часі відцентрові сили та тиск парового середовища, а також реакції опор валу. Встановлено, що найбільш навантаженою областю ротора турбіни К-200-130 є галтель 13-го ступеня з боку 14-го, а також термокомпенсаційні канавки передніх кінцевих ущільнень. Визначено, що найбільш напруженим для ротора часом пуску є момент синхронізації турбогенератора з енергосистемою. Час появи максимальних напружень збігається з моментом збільшення градієнтів температур в роторі. Показано провідну роль нерівномірності температурного поля у формуванні напружено-деформованого стану ротора. Зі стабілізацією теплового поля та завершенням пуску інтенсивність напружень зменшується. Різниця максимальних напружень для двох розглянутих пускових графіків є відносно невеликою та складає 2–8 %. При цьому час існування небезпечного рівня напружень в роторі відрізняється вдвічі, що матиме суттєвий вплив на швидкість накопичення розсіяного втомного пошкодження в основному металі. Пускова технологія, що передбачає більш тривалий етап попереднього прогріву проточної частини для нормалізації її теплового стану, призводить до меншого рівня напружень протягом циклу пуску. Доцільною є розробка спеціальних графіків пуску, що забезпечують рівномірність теплового поля деталей турбін за рахунок раціональної тривалості пускових етапів та параметрів робочого середовища.

**Ключові слова:** парова турбіна, ротор, графік пуску, напружено-деформований стан, нестационарність, інтенсивність напружень, концентратор, метод скінченних елементів.

**Постановка проблеми.** Робота турбін теплових електростанцій в енергосистемі супроводжується великою кількістю змінних режимів експлуатації. Під час пуску високотемпературні елементи турбін зазнають впливу особливо значних навантажень, які є змінними у часі [1, с. 5]. Така експлуатація призводить до поступового накопичення розсіяного втомного пошкодження та вичерпання індивідуального ресурсу [2, с. 2].

Ступінь накопичення пошкодження протягом пуску значною мірою визначається технологічними параметрами експлуатації, особливостями

навантаження, тривалістю та кількістю циклів пуску [3, с. 6]. Актуальним питанням є встановлення закономірностей формування напружено-деформованого стану найбільш відповідальних елементів турбіни під час пуску. Це дозволить розробити рекомендації щодо раціоналізації режимів експлуатації парових турбін для зменшення негативного впливу змінних режимів роботи на довговічність.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Поширеним підходом для дослідження напружено-деформованого стану геометрично-склад-

них об'єктів є метод скінченних елементів (FEM). Зокрема в роботі [4, с. 3] розроблено модель ротора високого тиску теплової електростанції (ТЕС) для продовження терміну його експлуатації. Запропоновано метод прогнозування ресурсу ротора, що передбачає кілька паралельних стаціонарних розрахунків його термонапруженого стану та обмін параметрами для багатозадачного навчання прогноуючої нейромережі.

Роботу турбін в змінних режимах експлуатації та під час пусків більш доцільно розглядати в нестационарній постановці. Провідну роль при моделюванні таких режимів відіграють графіки пуску [5, с. 4], що демонструють зміну ключових технологічних параметрів у часі. В роботі [5, с. 6] отримано графіки зміни еквівалентних пружних напружень протягом пуску для комбінованого ротора високого тиску турбіни потужністю 350 МВт.

В залежності від тривалості простою енергоблоку розрізняють пуски з холодного, неостиглого та гарячого стану металу. Визначальною є температура металу регулюючого ступеня турбіни, паровпуску або регулюючих клапанів та паропроводів [6, с. 41]. В літературі зазначається, що найбільш складним та ресурсо-визначаючим режимом експлуатації є пуск з холодного стану металу [7, с. 12]. Зокрема для ротора високого тиску турбіни Т-250/300-240 значні напруження в усіх досліджуваних областях виникають саме під час пуску з холодного стану. Найбільш напруженою зоною даного ротора є проміжні ущільнення між потоками циліндра в яких з'являється амплітуда еквівалентних напружень 285 МПа. Автори зазначають, що такий рівень напружень є небезпечним з точки зору малоциклової втоми металу.

Під час моделювання напружено-деформованого стану роторів турбін окремої уваги заслуговують зони концентрації напружень. Переважно, до них відносяться області різкої зміни геометрії, концентрації великої маси або впливу високої температури. Для роторів це зони кінцевих та діафрагмових ущільнень, осьові та розвантажувальні отвори, галтельні заокруглення дисків ступенів [8, с. 843]. Саме в цих зонах часто діагностуються тріщини втоми.

Одним із провідних механізмів формування високого рівня напружень є нерівномірність температурного поля ротора. Поява значних градієнтів температур часто супроводжується збільшенням інтенсивності напружень у відповідних областях [9, с. 7]. Разом з тим високий рівень

температур деталей турбін провокує значні температурні розширення металу та призводить до певної зміни його фізико-механічних властивостей [10, с. 2].

Врахування вище вказаних факторів дозволяє більш повно змодельовати навантаження основного металу під час пускових режимів експлуатації та виявити фактори, які призводять до погіршення напружено-деформованого стану деталей турбін. Раціоналізація пускових режимів експлуатації дозволить суттєво зменшити темп накопичення пошкодження та збільшити індивідуальний ресурс турбін [11, с. 95].

**Постановка завдання.** Метою статті є встановлення закономірностей формування нестационарного напружено-деформованого стану ротора середнього тиску (РСТ) турбіни К-200-130 під час пускових режимів експлуатації. Для досягнення поставленої мети вирішуються наступні задачі:

- створення геометричної моделі ротора середнього тиску турбіни К-200-130 з врахуванням конструктивних особливостей;
- розрахункове дослідження напружено-деформованого стану ротора під час пуску турбіни з холодного стану за різними технологіями (графіками пуску);
- порівняльний аналіз динаміки зміни інтенсивності напружень під час пуску за різними графіками.

**Виклад основного матеріалу.** Об'єктом дослідження обрано ротор середнього тиску турбіни К-200-130, що пов'язано з кількома обставинами: поширеністю турбін потужністю 200 МВт в енергосистемі України, а також значним рівнем навантажень, якого зазнає саме ротор середнього тиску під час експлуатації. РСТ турбіни К-200-130 є достатньо габаритним та працює в умовах високих температур  $T_{III}$ , зазнаючи впливу пари після проміжного перегріву.

Тривимірна модель ротора середнього тиску представлена на рис. 1. Під час розробки даної моделі відтворено проєктну конструкцію згідно креслень заводу-виготовлювача та детальну увагу приділено зонам концентрації напружень, в яких під час експлуатації часто діагностуються тріщини втоми. При цьому прийнято рішення ступені № 17-23 не моделювати, оскільки вони працюють при більш помірних температурах.

Напружено-деформований стан роторів парових турбін значною мірою визначається їх тепловим станом та нерівномірністю температурних полів. В попередній публікації авторів визначено та проаналізовано нестационарний розподіл темпе-

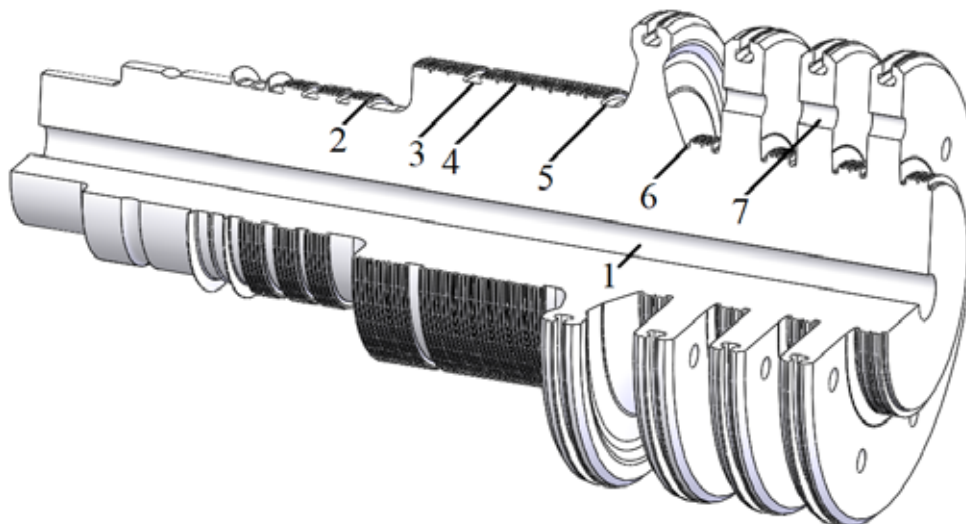


Рис. 1. Геометрична модель ротора середнього тиску турбіни К-200-130 (цифрами вказано характерні області дослідження інтенсивності напружень)

ратур в роторі середнього тиску турбіни К-200-130 при експлуатації за двома технологіями пуску з холодного стану [12, с. 257]. Встановлено, що найбільші градієнти температур (нерівномірність температурного поля) спостерігаються в момент поштовху роторів, синхронізації турбогенератора з енергосистемою та початковим навантаженням до 30 МВт. При цьому областями появи високих градієнтів температур є термокомпенсаційні канавки кінцевих ущільнень та галтельні заокруглення ступенів. Отримані результати використані як граничні умови при дослідженні напружено-деформованого стану ротора.

Разом з тим значний вплив на напружено-деформований стан ротора турбіни мають механічні навантаження, зокрема відцентрові сили. На рис. 2 показано графік зміни частоти обертання валопроводів та навантаження електрогенератора енергоблоків 1 і 2, що працюють за різними технологіями пуску з холодного стану. Поштовх валопроводу та вихід на холостий хід на енергоблоці 2 здійснюється швидше ніж на 1. Так само, навантаження генератора на блоці 2 відбувається швидше. Детальний аналіз розглянутих пускових графіків представлений в попередній статті авторів [12, с. 256].

Система диференціальних рівнянь рівноваги для осесиметричного ротора має вигляд:

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_{rr}}{\partial r} + \frac{\partial \sigma_{rz}}{\partial z} + \frac{\sigma_{rr} - \sigma_{\theta\theta}}{r} + \rho X_r = 0, \\ \frac{\partial \sigma_{rz}}{\partial z} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} + \frac{\sigma_{rz}}{r} + \rho X_z = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де  $r, z, \theta$  – циліндричні координати,  $\sigma$  – напруження,  $\rho$  – густина сталі;  $X_r, X_z$  – компоненти вектора густини масової сили.

Додатково враховуються співвідношення Гука записані через деформації:

$$\begin{cases} \sigma_{rr} = \frac{E}{1+\nu} \left( \frac{\nu}{1-2\nu} (\epsilon_{rr} + \epsilon_{zz} + \epsilon_{\theta\theta}) + \epsilon_{rr} \right); \\ \sigma_{zz} = \frac{E}{1+\nu} \left( \frac{\nu}{1-2\nu} (\epsilon_{rr} + \epsilon_{zz} + \epsilon_{\theta\theta}) + \epsilon_{zz} \right); \\ \sigma_{\theta\theta} = \frac{E}{1+\nu} \left( \frac{\nu}{1-2\nu} (\epsilon_{rr} + \epsilon_{zz} + \epsilon_{\theta\theta}) + \epsilon_{\theta\theta} \right); \\ \sigma_{rz} = \frac{E}{2(1+\nu)} \epsilon_{rz}. \end{cases} \quad (2)$$

де  $E$  – модуль пружності сталі,  $\nu$  – коефіцієнт Пуассона,  $\epsilon$  – деформації.

В результаті було отримано нестационарний розподіл напружень в роторі середнього тиску при пуску з холодного стану для обох енергоблоків. Зокрема, на рис. 3 представлено напружений стан ротора енергоблоку № 2 в момент часу 4400 с, що відповідає етапу роботи на частоті 500 об/хв. Дана швидкість обертання має незначний вплив на інтенсивність напружень у роторі. Напружений стан переважно формується під впливом температур та їх нерівномірності, при чому саме в даний момент часу спостерігався один із локальних максимумів градієнтів температур [12, с. 258]. Найбільші значення напружень спостерігаються на периферійній частині дисків та в сегментах ущільнень. Максимум інтенсивності напружень складає 215 МПа та наявний

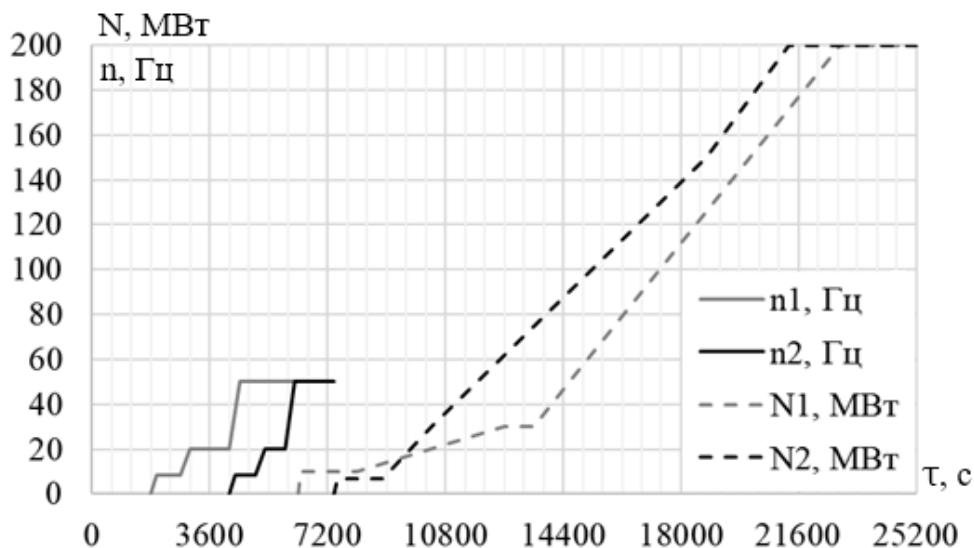


Рис. 2. Графіки поштовху роторів та навантаження турбогенератора блоків 1 та 2

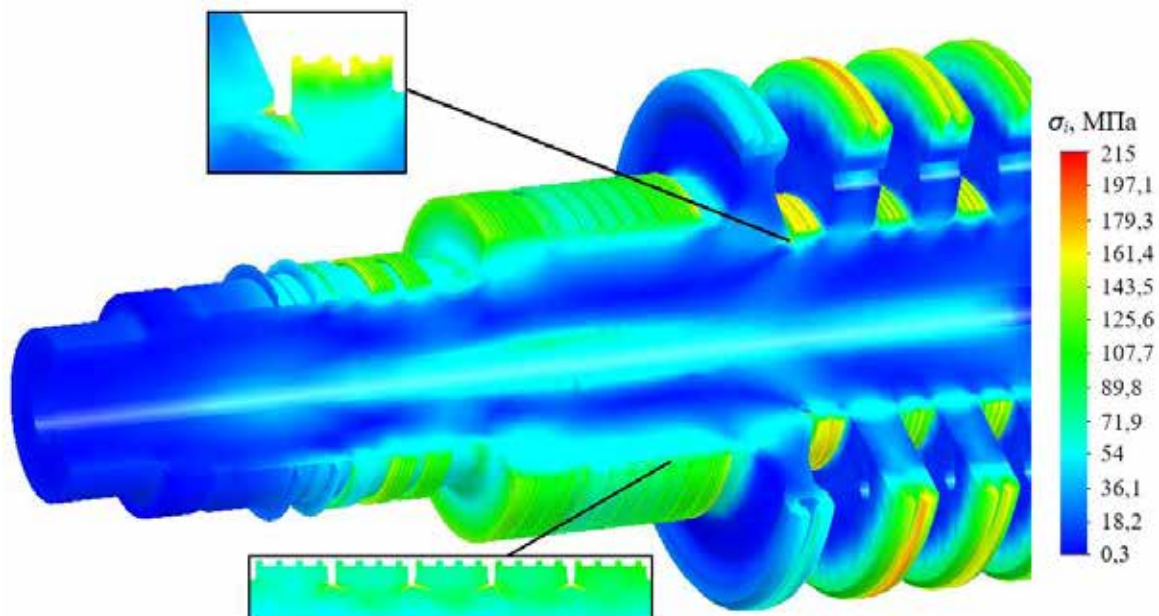


Рис. 3. Напружено-деформований стан ротора турбіни К-200-130 блоку № 2 в момент часу 4400 с (поштовх ротора до частоти 500 об/хв)

в області галтелі 13-го ступеня зі сторони наступних ступенів.

В подальшому зі збільшенням частоти обертання рівень напружень в більшості областей зростає. Зокрема, на рис. 4 показано напружений стан ротора в момент часу 6300 с перед синхронізацією з енергосистемою при пуску за 2-гою технологічною схемою. З епюри чітко помітна концентрація напружень в області галтелі 13-го ступеня (454 МПа) та термокомпенсаційних канавок перших сегментів кінцевих ущільнень (378–442 МПа). Разом з тим, значні розтягуючі напруження вини-

кають в області технологічного каналу (осьового отвору) ротора на рівні 290–342 МПа, що пов'язано зі збільшенням частоти обертання до 3000 об/хв та значною масою дисків ступенів.

В даний момент часу (6300 с) спостерігається абсолютний максимум напружень в роторі, який співпадає з максимумом градієнтів температур, що отриманий авторами раніше [12, с. 258]. Таким чином, можна стверджувати, що при пуску турбіни з холодного стану провідну роль на формування напружено-деформованого стану її ротора має нерівномірність температурного поля.

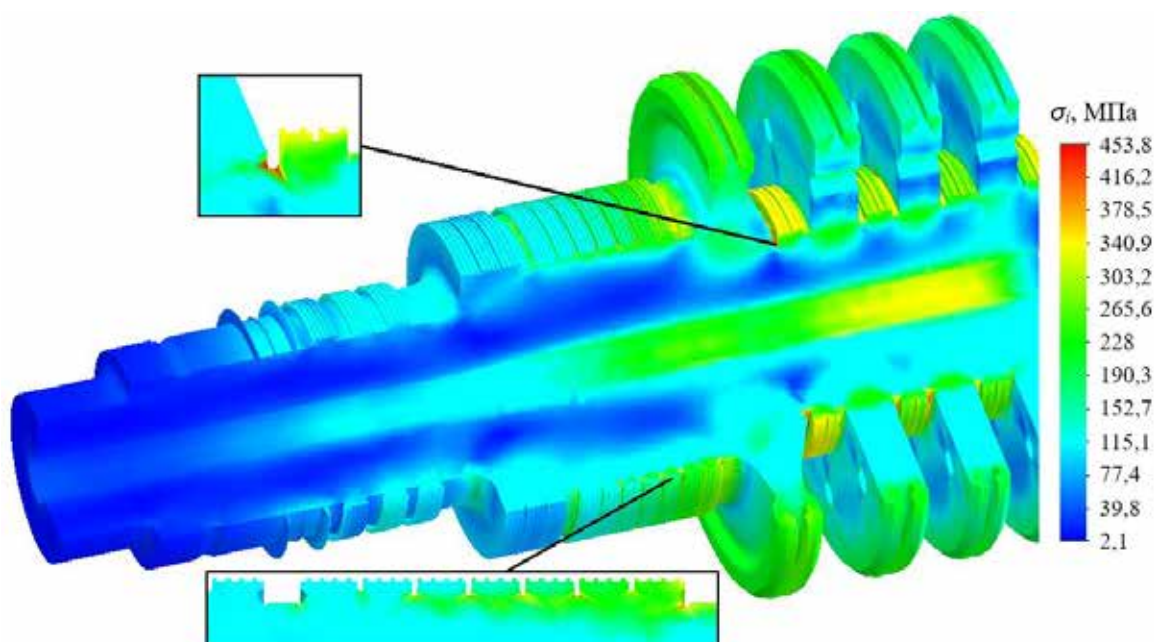


Рис. 4. Напружено-деформований стан ротора турбіни К-200-130 блоку № 2 в момент часу 6300 с (синхронізація генератора з енергосистемою)

Аналогічні дані отримані для кожного моменту часу при пуску з холодного стану, а також для енергоблоку, що працює за 1-ою пусковою схемою. Для зручності, ці дані представлені на рис. 5 у вигляді графіків зміни інтенсивності напружень в характерних областях дослідження (номери точок показані на рис. 1). Додатково, для встановлення характеру напружень (розтягуючі, стискаючі) були проаналізовані епюри компонентів головних напружень  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ ,  $\sigma_3$ :

$$\sigma_i = \text{sign}[\max(|\sigma_1|; |\sigma_2|; |\sigma_3|)] \cdot \sigma_i \quad (3)$$

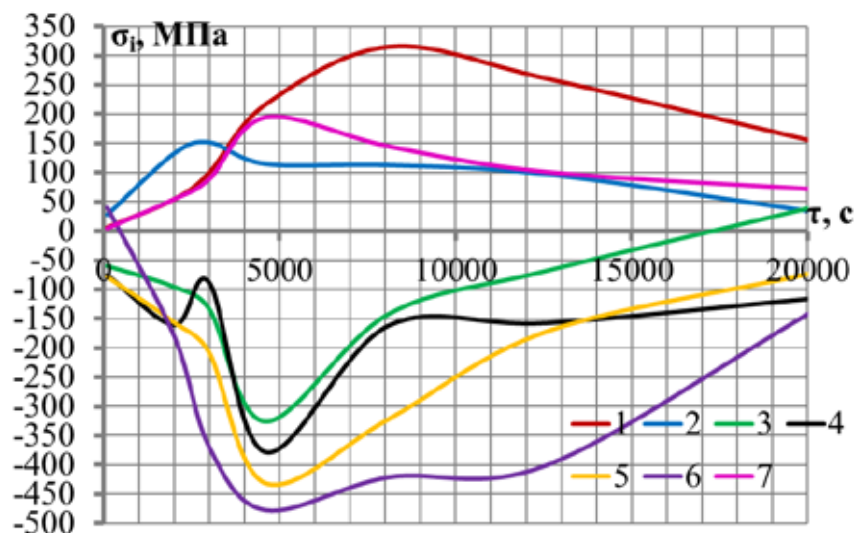
Найбільш навантаженою зоною ротора середнього тиску протягом всього пуску для обох енергоблоків є галтель регулюючого ступеня зі сторони наступних ступенів (т. 6 на рис. 1). Максимум інтенсивності напружень в даній області складає 477 МПа для блоку 1 та 454 МПа – для блоку 2. Також значних стискаючих навантажень при пуску зазнають області 3, 4 і 5, що відповідають сегментам кінцевих ущільнень. Найбільших розтягуючих напружень зазнає область осевого отвору ротора (т. 1 на рис. 1) які складають 312–316 МПа для обох енергоблоків. Подібність цих значень пов'язана з тим, що метал технологічного каналу не контактує з парою в обох випадках, а прогрівається лише за рахунок теплопровідності від зовнішніх шарів сталі, тому нерівномірність зовнішнього температурного поля має менший вплив на внутрішні поверхні.

Моменти появи максимальних напружень співпадають з відповідними моментами діагностування максимуму градієнтів температур в роботі [12, с. 258]. В подальшому, зі стабілізацією температурного поля зменшується і рівень напружень в досліджуваних областях.

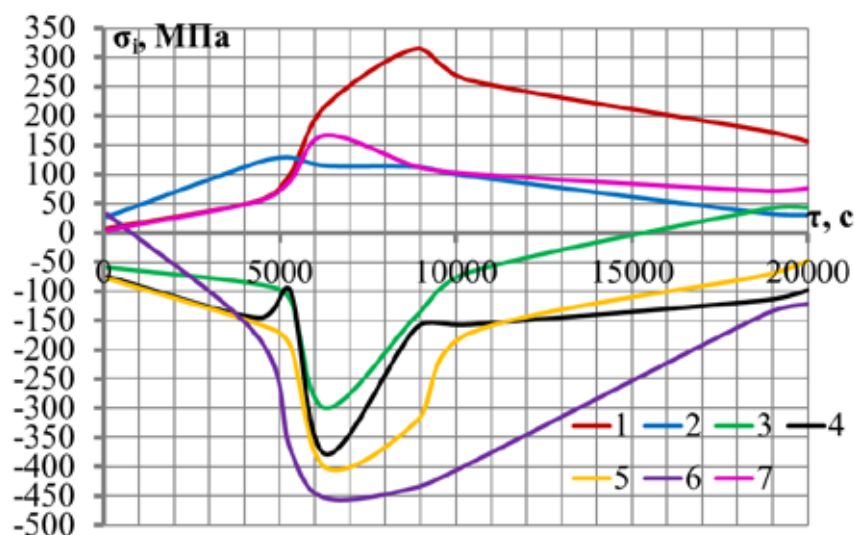
Отримані результати (рис. 5) показують важливість етапу попереднього прогріву проточної частини турбіни та плавної зміни температури робочої пари що реалізовані на блоці № 2. Хоч різниця між максимальними значеннями напружень для розглянутих точок складає 2–8 %, помітним є відмінний термін наявності небезпечно рівня напружень. Наприклад для зони галтелі регулюючого ступеня (т. 6 на рис. 5) інтенсивність напружень вище 400 МПа для блоку 1 наявна протягом 2,72 год (9800 с), а для блоку 2 вдвічі менший проміжок часу – 1,32 год (4750 с). Безперечно ця обставина матиме суттєвий вплив на темпи накопичення пошкодження в основному металі ротора середнього тиску турбіни К-200-130.

В подальшому авторами передбачено оцінити довговічність експлуатації ротора середнього тиску турбіни К-200-130 що працює за двома розглянутими технологіями пуску. Перспективним є розроблення рекомендацій щодо зміни тривалості окремих пускових етапів та технологічних параметрів робочого середовища з метою зменшення негативного впливу змінних режи-





а



б

Рис. 5. Динаміка зміни інтенсивності напружень в характерних областях ротора при пуску з холодного стану: а – блок 1, б – блок 2

мів роботи на індивідуальний ресурс турбінного устаткування.

**Висновки.** Оцінено вплив характеру пускового графіку енергоблока 200 МВт на напружено-деформований стан ротора середнього тиску турбіни як найбільш ресурсо-визначаючого елемента. Дані дослідження ґрунтуються на проведенню раніше розрахунку теплового стану РСТ під час пускового режиму роботи [12, с. 254]. Розглянуто два графіки пуску з холодного стану що використовуються на енергоблоках ТЕС України та відрізняються тривалістю окремих пускових етапів та параметрами робочого середовища.

Отримано нестационарний розподіл інтенсивності напружень в роторі середнього тиску

в кожен момент часу пуску. Встановлено найбільш навантажені області ротора, а саме: галтелі ступенів, термокомпенсаційні канавки кінцевих ущільнень та технологічний канал ротора. Встановлено, що небезпечний рівень інтенсивності напружень більше 400 МПа спостерігається в галтелі регулюючого ступеня протягом 2,72 год при роботі за першим пусковим графіком та 1,32 год при роботі за другим.

Динаміка зміни інтенсивності напружень в досліджуваних областях є достатньо подібною до аналогічної зміни градієнтів температур, що свідчить про домінуючий вплив термічних напружень та нерівномірності теплового поля на напружено-деформований стан ротора. Доцільним

є вдосконалення пускових графіків за рахунок зміни тривалості окремих пускових етапів та технологічних параметрів робочого середовища. Це

дозволить зменшити негативний вплив пускових режимів роботи на індивідуальний ресурс турбінного устаткування.

#### Список літератури:

1. Zhu G., Guo D., Li J., Xie Y., Zhang D. Intelligent steam turbine start-up control based on deep reinforcement learning. *Energy*. 2025. Vol. 320. 135335. DOI: 10.1016/j.energy.2025.135335.
2. Gao J., Tang Z., Guo B., Xu Z., Liu M., Sun W., Zhao Z. Study of cracks in the last-stage rotor blade of a steam turbine and the corrosion fatigue properties of its materials. *Heliyon*. 2024. Vol. 10. Issue 17. e36633. DOI: 10.1016/j.heliyon.2024.e36633.
3. Zhang G., Wang X., Jin Z., Dykas S., Smółka K. Numerical study of the loss and power prediction based on a modified non-equilibrium condensation model in a 200 MW industrial-scale steam turbine under different operation conditions. *Energy*. 2023. Vol. 275. 127530. DOI: 10.1016/j.energy.2023.127530.
4. Chen S., Zhang J., Chen M., Pan L. Parallel prediction method for damage factors and life loss of turbine high-pressure rotors based on soft parameter sharing mechanism of multi-task learning. *Energy*. 2025. Vol. 326. 136196. DOI: 10.1016/j.energy.2025.136196.
5. Zhao X., Ru D., Wang P., Gan L., Wu H., Zhong Z. Fatigue life prediction of a supercritical steam turbine rotor based on neural networks. *Engineering Failure Analysis*. 2021. № 127. 105435. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2021.105435.
6. Chernousenko O., Rindyuk D., Peshko V. Research on residual service life of automatic locking valve of turbine K-200-130. *Eastern European Journal of Enterprise Technologies*. 2017. Vol. 5. No 8(89). P. 39-44. DOI: 10.15587/1729-4061.2017.112284.
7. Шульженко М., Гонтаровський П., Матюхін Ю., Гармаш Н., Гонтаровський В. Система діагностики термонапруженого стану і спрацювання ресурсу ротора високого тиску турбіни Т-250/300-240 на стаціонарних та змінних режимах роботи. *Проблеми машинобудування*. 2013. Т. 16. № 6. С. 8-14.
8. Spahic M., Guarino D., Brichtart C., Billet D., Petit F. Mitigating the risk for creep-fatigue cracking in steam turbine rotors: an end user's perspective. *Procedia Structural Integrity*. 2024. Vol. 57. P. 833-847. DOI: 10.1016/j.prostr.2024.03.090.
9. Gharehbaghi H., Aghaei M. Investigation of creep-fatigue interaction in steam turbine rotor. *Forces in Mechanics*. 2025. Vol. 19. 100314. DOI: 10.1016/j.finmec.2025.100314.
10. Balitskii A., Havrilyuk M., Balitska V., Kolesnikov V., Ivaskevych L. Increasing Turbine Hall Safety by Using Fire-Resistant, Hydrogen-Containing Lubricant Cooling Liquid for Rotor Steel Mechanical Treatment. *Energies*. 2023. № 16. 535. DOI: 10.3390/en16010535.
11. Chernousenko O., Peshko V., Rindyuk D. The System for Planning Cost-efficient and Resource-saving Operating Modes of TPP. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2023. P. 88-97. DOI: 10.1007/978-3-031-18487-1\_9.
12. Пешко В., Коновалюк О. Закономірності формування температурного поля ротора турбіни під час пускового режиму роботи. *Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: Технічні науки*. 2024. Т. 35(74). № 4. С. 254-259. DOI: 10.32782/2663-5941/2024.4/37.

#### **Peshko V.A., Konovaliuk O.L. ASSESSMENT OF THE INFLUENCE OF START-UP TECHNOLOGY ON THE STRAIN-STRESS STATE OF THE K-200-130 TURBINE ROTOR**

*The work observes the non-stationary stress-strain state of the intermediate-pressure rotor of the K-200-130 turbine during start-up from a cold state according to two schedules used at power units in Ukraine. The graphs differ in the duration of individual start-up stages, as well as the parameters of the steam supplied to the flow section and to the end seals of the cylinder. A three-dimensional geometric model of the rotor has been developed, which takes into account its main design features. The study of the strain-stress state was performed using the finite element method. The authors previously obtained results of calculating non-stationary temperature fields during start-up according to the considered graphs were taken into account. Additionally, the time-varying centrifugal forces and pressure of the steam, as well as the reaction of the support shaft, were taken into account. It was established that the most loaded area of the K-200-130 turbine rotor is the fillet of the 13th stage from the side of the 14th, as well as the thermal compensation grooves of the front end seals. It has been determined that the most stressful start-up time for the rotor is the moment of synchronization of the turbogenerator with the power system. The time of appearance of maximum stresses coincides with the moment of increase in temperature gradients in the rotor. The leading role of the unevenness of the temperature field on the stressed state of the rotor is shown. With the stabilization of the thermal field and the completion of the start-up, the intensity of the stresses decreases. The difference in maximum stresses*

*for the two considered starting graphs is relatively small and amounts to 2-8%. However, the time of existence of a dangerous level of stresses in the rotor differs by half, which will have a significant impact on the rate of accumulation of diffuse fatigue damage in the base metal. The starting technology, which involves a longer stage of preheating the flow part to normalize its thermal state, leads to a lower level of stresses during the starting cycle. It is advisable to develop special starting graphs that ensure uniformity of the thermal field of turbine parts due to the rational duration of the starting stages and steam parameters.*

**Key words:** steam turbine, rotor; start-up schedule, stress-strain state, non-stationarity, stress intensity, concentrator, finite element method.

Дата надходження статті: 11.07.2025

Дата прийняття статті: 17.07.2025

Опубліковано: 27.10.2025