УДК 621.165.62

# МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВОГО СТАНУ РОТОРА НИЗЬКОГО ТИСКУ ТУРБІНИ К-200-130 ПІД ЧАС ПУСКУ

**О. Ю. Черноусенко**,
д-р техн. наук
chernousenko20a@gmail.com
ORCID: 0000-0002-1427-8068

**В. А. Пешко**, канд. техн. наук
vapeshko@gmail.com
ORCID: 0000-0003-0610-1403

**Д. В. Риндюк**, канд. техн. наук
reletive@gmail.com
ORCID: 0000-0001-7770-7547

**А. П. Бовсуновський**,
д-р техн. наук
apbovsunovsky@gmail.com
ORCID: 0000-0001-9562-0250

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
03056, Україна, м. Київ,
вул. Політехнічна, 6

*У сучасних умовах функціонування Об'єднаної енергосистеми України критичного значення набувають надійність і безпека експлуатації устаткування теплових електростанцій. З огляду на це для оцінки індивідуального ресурсу відповідальних елементів турбоагрегатів після механічних пошкоджень і ремонтних відновлень і забезпечення їх тривалої роботи необхідно комплексно вивчити їхній термомеханічний стан. Мета написання статті полягає у проведенні розрахункового дослідження просторового теплового стану ротора низького тиску парової турбіни К-200-130 для науково-технічного обґрунтування можливості продовження терміну його надійної експлуатації. Методи дослідження ґрунтуються на фундаментальних положеннях нестаціонарної теплопровідності й механіки суцільних середовищ із використанням методу скінченних елементів у середовищі SolidWorks. Побудовано просторову 3D-модель симетричної половини РНТ (близько 6,2 млн елементів) з адаптивним згущенням сітки у зонах концентрації напружень. У моделі враховано фактичні геометричні зміни після ремонту – зменшення діаметра шийки валу в зоні підшипника № 5 з 435 мм до 420 мм. Граничні умови теплообміну II та III роду визначено за допомогою критеріальних рівнянь теорії подібності з урахуванням термо- й гідродинамічних характеристик потоку пари у проточній частині. Визначено тривимірні температурні поля ротора для номінального режиму потужністю 200 МВт і нестаціонарного пуску з холодного стану. Встановлено, що при стаціонарній роботі метал перебуває в термічно стабілізованому стані з температурами від 160–170 °С у зоні паровпуску до 40–65 °С в області останніх ступенів. Під час холодного пуску виявлено значну нестаціонарність: у період поштовху ротора й набрання обертів спостерігається екстремальний радіальний температурний градієнт, коли зовнішня поверхня нагрівається до 130–150 °С, тоді як внутрішні шари прогріваються лише до 30–40 °С. Зафіксовано суттєве теплове запізнення прогріву осі симетрії валу через масивні геометричні розміри ротора й теплофізичні властивості сталі 25Х1М1ФА. Отримані поля температур і градієнтів слугуватимуть базою для чисельного розрахунку напружено-деформованого стану ротора, оцінки накопиченої пошкоджуваності від малоциклової втоми, а також прогнозування залишкового індивідуального ресурсу енергоблоку.*

***Ключові слова**: теплова електростанція, парова турбіна К-200-130, ротор низького тиску, температура, ресурс, нестаціонарна теплопровідність, тепловий стан.*

## Вступ

На сьогоднішній день теплові електростанції (ТЕС) відіграють провідну роль у забезпеченні надійності й сталості роботи Об'єднаної енергосистеми України. На даний момент всі енергоблоки ТЕС України вичерпали парковий ресурс [1]. При цьому через постійні повітряні атаки ворога – російської армії – обладнання електростанцій зазнає суттєвих пошкодження. У цих умовах пріоритетними завданнями як влади, так і фахівців стають науково-технічне обґрунтування можливості продовження терміну експлуатації основного обладнання ТЕС і підвищення безпекової складової критичної енергетичної інфраструктури. Моделювання теплового й напружено-деформованого станів елементів енергетичного обладнання, які значно впливають на експлуатацію ТЕС після її пошкодження, є досить актуальними.

Головними причинами аварійних зупинок парових турбіни можуть бути вібраційна втома матеріалу роторів, ерозійне пошкодження роторів і резонансні проблеми при роботі енергетичного обладнання в змінних режимах [2–5].

Статтю ліцензовано на умовах Ліцензії Creative Commons «Attribution» («Атрибуція») 4.0 Міжнародна.
© О. Ю. Черноусенко, В. А. Пешко, Д. В. Риндюк, А. П. Бовсуновський, 2026

Зауважимо, що інтеграція української енергосистеми до європейської є складовою стратегічної мети України щодо входження до ЄС і запорукою стабільної роботи енергосистеми. Однак при цьому варто враховувати той факт, що Україна, на відміну від країн нової хвилі розширення ЄС, мала достатньо потужні й розвинені газо-, нафтотранспортні й електричні мережі, поєднані з транспортними мережами ЄС. Вказане, у свою чергу, дозволяло їй брати участь у формуванні Європейської енергетичної політики й спільного енергетичного ринку, відігравати важливу роль в енергетичній співпраці країн ЄС. Зараз енергетична ситуація в Україні ускладнилася у зв'язку з руйнацією багатьох ТЕС унаслідок обстрілів. Тому критично важливою нині є надійна робота ТЕС, що залишаються в електромережі.

Виходячи з цього, для безперебійної роботи і продовження строків експлуатації енергоблоків 200 МВт, особливо після аварійних пошкоджень елементів парових турбін, необхідно провести оцінку індивідуального ресурсу парової турбіни К-200-130 потужністю 200 МВт енергоблоку ТЕС на основі комплексного підходу, що поєднує результат неруйнівного контролю металу з розрахунками на міцність, а також детальне дослідження індивідуальної історії експлуатації енергоблоку [6–10]. На першому етапі слід визначити тепловий і напружено-деформований стани ротора низького тиску парової турбіни К-200-130.

**Мета і завдання дослідження**

Метою роботи є розрахункове дослідження теплового стану ротора низького тиску турбіни К-200-130 для обґрунтування можливості продовження строку експлуатації.

Для її досягнення вирішувалися такі завдання, як:

– розробка моделі ротора низького тиску турбіни К-200-130;

– оцінка теплового ротора низького тиску турбіни К-200-130 із використанням сучасних методів математичного моделювання, які базуються на основних положеннях нестаціонарної теплопровідності й механіки твердих тіл, а також аналітичних методів вирішення задач математичної фізики і розрахункових методів інженерного аналізу.

**Об'єкт дослідження й особливості розрахункової моделі**

У роботі розглядається двопотоковий, з насадними дисками чотирьох ступенів лівого й правого потоків ротор низького тиску турбіни К-200-130 з напрацюванням 77 тис. год. Передостанній ступінь виконаний як ступінь Баумана: посеред пера робочої лопатки встановлено спеціальну полку, яка розділяє потік пари на два підпотоки, один з яких відразу прямує до конденсатора, а інший – на соплові лопатки останнього ступеня. Характерною особливістю ротора є відсутність технологічного каналу (осьового отвору) у валу.

Дослідження теплового стану ротора низького тиску виконані на просторовому 3D-аналозі із врахуванням основних геометричних особливостей проєктної конструкції та результатів ремонтних відновлень під час планових ремонтів турбіни. Для дискретизації розрахункового простору застосовано метод скінченних елементів у середовищі SolidWorks, алгоритми контактної взаємодії дисків і віртуальний бабітовий елемент.

Представлена робота є продовженням попередніх напрацювань [7–10], на основі яких визначено тепловий й напружено-деформований стан основних елементів парових турбін великої потужності. У подальшому розрахункові дослідження теплового й напружено-деформованого стану основних елементів енергоблоку дозволять визначити пошкоджуваність, індивідуальний ресурс і продовжити експлуатацію енергоблоку. Розрахункові дослідження індивідуального ресурсу основних елементів енергоблоку дадуть змогу управляти безпечною експлуатацією електростанцій.

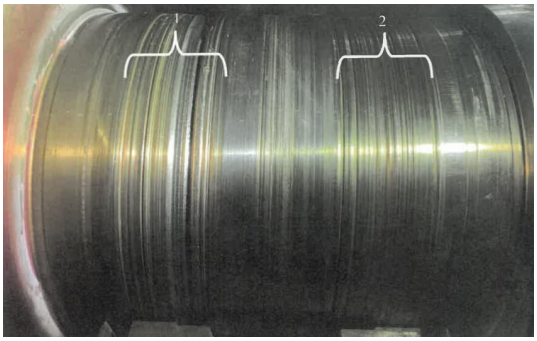



***Рис. 1. Фото пошкодженої шийки валу ротора низького тиску в області посадочного місця підшипника № 5***

При проведенні крайнього капітального ремонту енергоблоку виявлено пошкодження на посадочному місці підшипника № 5 ротора низького тиску (рис. 1). Зокрема, встановлено дві зони з натирами і борознами по всьому колу валу. Розміри знайдених дефектів: зона 1 – 136×100×≤7 мм, зона 2 – 136×90×≤3 мм.

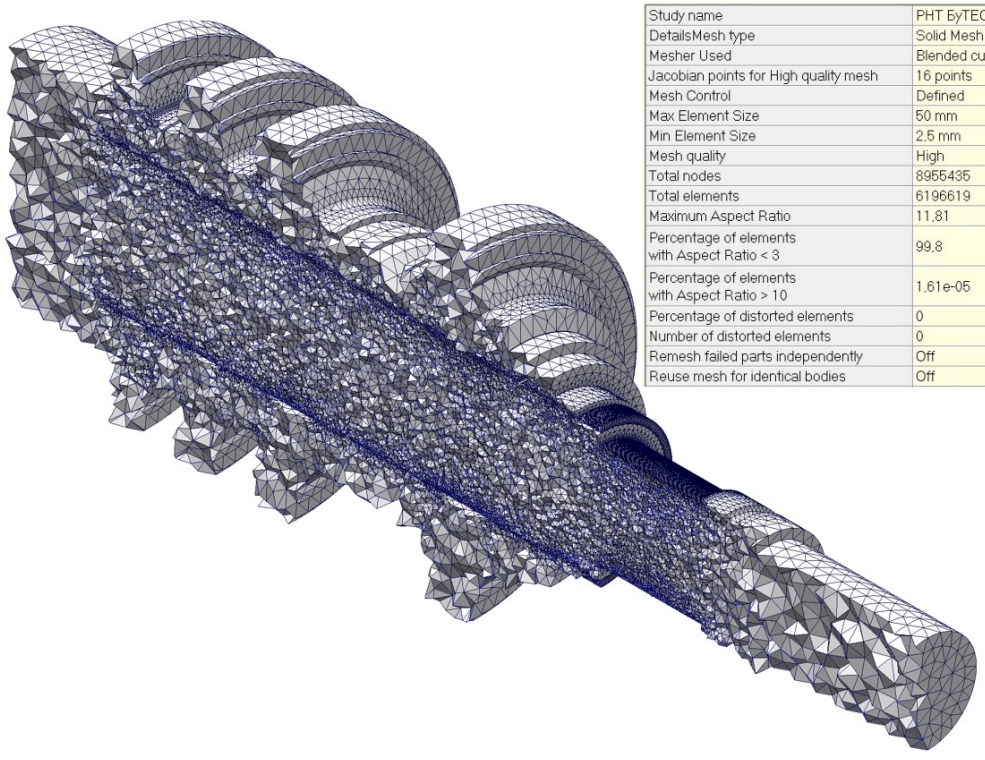
Подальша експлуатація ротора з такими дефектами недопустима, тому було прийнято рішення про проведення механічної обробки методом проточування шийки ротора низького тиску в області підшипника № 5. У результаті проведеного ремонтного відновлення діаметр шийки валу було зменшено з 435 мм до 420 мм.

**Розрахункова модель дослідження теплового й напружено-деформованого стану ротора низького тиску турбіни К-200-130**

На базі креслень циліндра низького тиску турбіни К-200-130 розроблено просторову тривимірну скінченно-елементну модель ротора (рис. 2). Через симетричність роботи обох парових потоків циліндра низького тиску турбіни К-200-130 моделювалася частина ротора низького тиску від центральної площини симетрії до правого кінця валу, а насадні диски ступенів – від контактної поверхні до кореневого перерізу робочих лопаток. Самі робочі лопатки не моделювалися, однак їх наявність врахована у вигляді граничних умов.

Для дискретизації розрахункового простору використано метод скінченних елементів. Розрахункова сітка побудована з використанням тетраедральних скінченних елементів другого порядку згущення. Загальна кількість скінченних елементів для моделі РНТ становить близько 6,2 млн, що забезпечує необхідну точність обчислень і збіжність результатів (рис. 2).

Особливу увагу приділено зонам підвищеної концентрації напружень: радіусним переходам (галтелям) і краям посадочних поверхонь насадних дисків. У цих областях сітка скінченних елементів згущується за законом геометричної прогресії до величини найменшого елемента 0,2 мм, що відповідає загальноприйнятим практикам інженерного аналізу й забезпечує точність обчислення локальних градієнтів напружень при контактній взаємодії з несумісними сітками.



| | |
|---|---|
| Study name | РНТ БуТЕС (-Default-) |
| DetailsMesh type | Solid Mesh |
| Mesher Used | Blended curvature-based mesh |
| Jacobian points for High quality mesh | 16 points |
| Mesh Control | Defined |
| Max Element Size | 50 mm |
| Min Element Size | 2,5 mm |
| Mesh quality | High |
| Total nodes | 8955435 |
| Total elements | 6196619 |
| Maximum Aspect Ratio | 11,81 |
| Percentage of elements with Aspect Ratio < 3 | 99,8 |
| Percentage of elements with Aspect Ratio > 10 | 1,61e-05 |
| Percentage of distorted elements | 0 |
| Number of distorted elements | 0 |
| Remesh failed parts independently | Off |
| Reuse mesh for identical bodies | Off |

***Рис. 2. Скінченно-елементна модель ротора низького тиску турбіни К-200-130***

Математична модель синтезу течії пари в проточній частині формується на базі фундаментальних рівнянь термо- й гідродинаміки, а саме: рівнянь збереження енергії, нерозривності течії, рівнянь процесу і стану, кінематичних співвідношень, що пов'язують кути і швидкості потоку. Зокрема, для простору проточної частини за сопловим апаратом рівняння нерозривності з врахуванням рівнянь енергії, процесу і стану

$$G_1 = \frac{G_{1z}F_1}{v_1} = \frac{C_1 \sin\alpha_1 F_1}{v_1\left(p_1\left(h_0 - \frac{C_1^2}{2\varphi^2}; S_0(p_0; h_0)\right); h_0 - \frac{C_1^2}{2}\right)}. \quad (1)$$

Аналогічне рівняння нерозривності для простору за робочою решіткою турбіни

$$G_2 = \frac{W_{2z}F_2}{v_2} = \frac{W_2 \sin\beta_2 F_2}{v_2\left(p_2\left(H + \frac{u^2 - W_2^2}{2\psi^2}; S_1(p_1; h_1)\right); H + \frac{u^2 - W_2^2}{2\psi^2}\right)}, \quad (2)$$

де $G$ – витрата пари; $F$– площа прохідних перерізів решіток; $v$, $p$, $h$ – питомий об'єм, тиск та ентальпія пари відповідно; φ, ψ – коефіцієнти ефективності соплової та робочої групи; $C$, $W$, $u$ – абсолютна, відносна та колова швидкість пари. Індексом 1 позначено параметри пари після соплової решітки, 2 – після робочої решітки, 0 – перед сопловою групою.

Ці рівняння дозволяють врахувати зміну швидкостей, тиску, ентальпії та інших характеристик пари при її протіканні через кожен ступінь турбіни. Розрахунки проводилися поетапно для кожного ступеня, що дозволило отримати повну картину розподілу термодинамічних і кінематичних параметрів пари у всій проточній частині циліндра низького тиску турбіни К-200-130.

Крайова задача нестаціонарної теплопровідності описується рівнянням виду

$$div\left[\lambda(T)\cdot grad(T)\right] = c(T)\cdot\gamma(T)\cdot\frac{\partial T}{\partial\tau}, \quad (3)$$

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.

Для розв'язання цієї задачі на всіх поверхнях ротора задаються граничні умови теплообміну II і III роду, що визначаються за допомогою теорії подібності. До прикладу, експериментальне рівняння подібності, яке описує умови теплообміну на міжлопаткових поверхнях дисків ротора, має вигляд

$$\mathrm{Nu} = 0{,}0145\,\mathrm{Re}^{0,8}\,\mathrm{Pr}^{0,43}\,\beta^{1,54}K_{Tu}K_{об}\left(\frac{h}{b}\right)^{-0,7}\left(\frac{t}{b}\right)^{-0,2}, \quad (4)$$

де Nu, Re, Pr – числа подібності Нуссельта, Рейнольдса й Прандтля відповідно; β – коефіцієнт ефективних кутів робочих лопаток; $K_{Tu}$, $K_{об}$ – коефіцієнти турбулентності й обертання відповідно; $h$ – стріла вигинання профілю лопатки; $b$ – хорда лопатки; $t$ – відносний крок робочих лопаток.

Для інших типів поверхонь (торцеві поверхні дисків, галтелі, діафрагмові й кінцеві ущільнення, гладкі поверхні тощо) використовуються різні рівняння, які дозволяють описати конкретні умови теплообміну характерні для даної області.

При розрахункових дослідження теплового стану ротора низького тиску, всі теплофізичні і фізико-механічні характеристики сталі, з якої виготовлено вал (25Х1М1ФА) та насадні диски (34ХН3М), визначалися залежно від температури відповідно до СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-52:2011 [11].

**Результати моделювання теплового стану ротору низького тиску парової турбіни К-200-130**

Ротор низького тиску парової турбіни К-200-130 енергоблоку ТЕС працює у специфічних термодинамічних умовах, які суттєво відрізняються від умов роботи роторів високого й середнього тиску. Із точки зору термодинаміки циліндр низького тиску забезпечує розширення двопотокового симетричного об'єму пари з параметрами $p_0$=0,12 МПа $t_0$=200 °С на вході в проточну частину циліндру низького тиску до глибокого вакууму в конденсаторі, що становить $p_к$=0,003–0,005 МПа за температури насичення близько $t_s$=27–40 °С. Такі помірні робочі температури практично унеможливлюють розвиток класичних механізмів високотемпературної повзучості металу, які є основними для роторів

високого й середнього тиску. Однак низький тиск і висока вологість пари в останніх ступенях циліндру низького тиску вимагають використання довгих і масивних робочих лопаток, що відіграє важливу роль при визначенні напруженого стану ротору низького тиску.

Технологічні особливості пускових режимів вносять додаткову нестаціонарність у температурні поля. При пуску відносно тонке полотно диска прогрівається значно швидше за масивну центральну маточину й вал ротора.

Дослідження теплового стану ротора низького тиску турбіни К-200-130 виконано для найбільш типових експлуатаційних режимів роботи, а саме номінального при електричній потужності 200 МВт і пуску з холодного стану металу.

Аналіз температурного поля ротора низького тиску при стаціонарному режимі роботи турбіни К-200-130 (рис. 3) свідчить про повну термічну стабілізацію металу. Завдяки симетричному двопотоковому виконанню циліндра низького тиску турбіни К-200-130 епюра температур має строго симетричний характер відносно центрального поперечного перерізу паровпуску. Максимальна температура металу локалізується в центральній зоні паровпуску, досягаючи значень 160–170 °С. При розширенні пари в лівому й правому потоках проточної частини температура робочого тіла й поверхні ротора плавно знижується. В області останніх ступенів (26-й та 27-й ступені) температура металу падає до 40–65 °С, що визначається рівнем розрідження (вакууму) в конденсаторі турбіни. На стаціонарному режимі радіальний температурний градієнт по всій товщині стінки валу практично дорівнює нулю. Наявний лише помірний осьовий температурний градієнт, спрямований від гарячої зони паровпуску до холодних опорних шийок валу, де температура металу стабілізується на рівні 50–60 °С відповідно до умов роботи опорних підшипників.

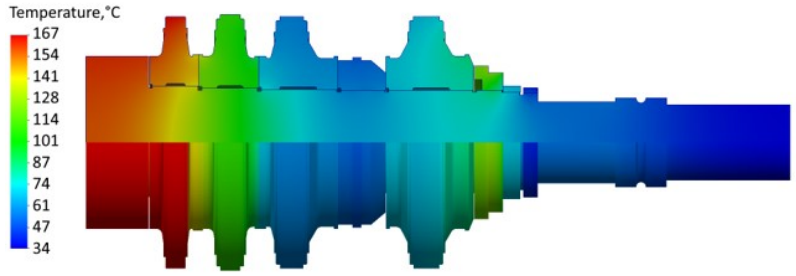



***Рис. 3. Розподіл температур ротора низького тиску турбіни К-200-130 на номінальному режимі роботи (200 МВт електричної потужності)***

Пуск турбіни К-200-130 з холодного стану супроводжується значною нестаціонарністю теплових і механічних процесів. Початкова температура металу перед пуском приймається рівною температурі навколишнього середовища (близько 25 °С), що зумовлює високу амплітуду температурних коливань і термічних напружень протягом усього пускового періоду.

Для дослідження нестаціонарних режимів роботи в роторі встановлено декілька віртуальних датчиків, розташування яких показано на рис. 4.

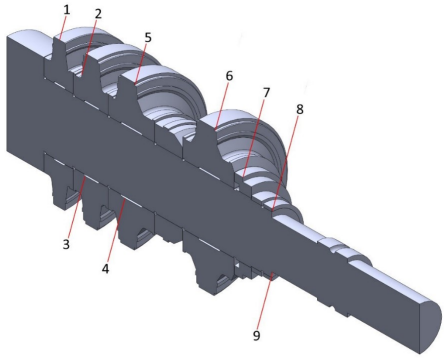



***Рис. 4. Місця встановлення віртуальних датчиків для дослідження динаміки зміни температури ротора***

Графік зміни температури металу в місцях встановлення датчиків при пуску з холодного стану (рис. 5) дозволяє виділити кілька характерних часових інтервалів теплового процесу. На початковому етапі пуску (0–4400 с розрахункового часу) робоча пара майже не потрапляє до проточної частини, а виконується подача ущільнюючої пари на кінцеві ущільнення ротора. Температура на зовнішній поверхні в зоні паровпуску (точка 1 на рис. 4) повільно зростає від 25 °С до 30–35 °С. Внутрішні поверхні металу (точки 3, 4 на рис. 4) внаслідок значної теплової інерції ротора не встигають прогрітися, їхня температура залишається на рівні 25–27 °С. Це призводить до виникнення початкового радіального температурного градієнта.

Точки 8 і 9 розташовані на периферійній ділянці ротора, де товщина валу зменшується до розмірів опорних шийок. На початку пуску (до 4400 секунд), коли гаряча пара подається на лабіринтові

кінцеві ущільнення, зовнішня поверхня валу зазнає локального температурного удару. Проте внаслідок постійного відведення тепла через опорні підшипники й циркуляцію мастила температура в зоні точок 8 і 9 змінюється вкрай повільно й стабілізується на низькому рівні – близько 50–55 °С.

У період від 4400 до 6200 с відбувається поштовх роторів робочою парою й інтенсивний підйом частоти обертання до номінальних 3000 об/хв. Параметри пари в зоні паровпуску стрімко зростають, що викликає різкий підйом температури на зовнішній поверхні (точка 1 на рис. 4) до 130–150 °С. Оскільки точки 3 і 4 знаходяться на внутрішній поверхні дисків, для них спостерігається незначне зростання температури (30–40 °С), радіальний температурний градієнт досягає свого екстремального значення саме в цей момент часу (рис. 6).

Протягом подальшого навантаження турбіни (розрахунковий час 5400–10000 с) теплова хвиля проникає вглиб тіла ротора. Температура внутрішнього каналу (точки 3 і 4 на рис. 4) активно зростає, досягаючи 45–50 °С, тоді як зовнішня поверхня підходить до позначки 80–90 °С. Радіальний градієнт температур починає плавно знижуватися (рис. 6).

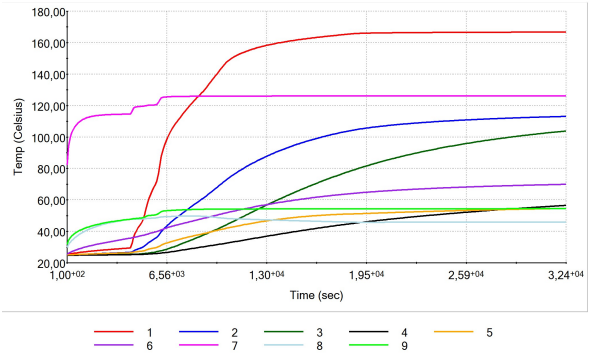



*Рис. 5. Динаміка зміни температури в характерних областях ротора низького тиску турбіни К-200-130 при пуску з холодного стану металу*

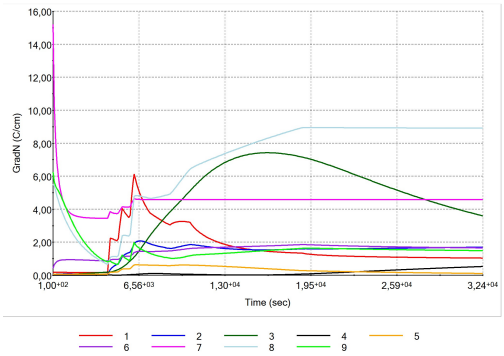



*Рис. 6. Динаміка зміни градієнтів температури в характерних областях ротора низького тиску турбіни К-200-130 при пуску з холодного стану металу*

На завершальному етапі пуску (розрахунковий час 10000–18800 с) спостерігається асимптотичне наближення температурного поля до стаціонарного стану. Температурні показники всіх датчиків стабілізуються, а радіальні температурні перепади практично нівелюються.

Приклади розподілу температурних полів ротора низького тиску турбіни К-200-130 при пускових режимах із холодного стану представлені на рис. 7–9. Аналогічні дані наявні і для решти моментів часу пуску.

Графік зміни температури на осі симетрії валу (рис. 10) наочно демонструє явище значного термічного запізнення. Протягом перших 3500–4000 с пуску температура металу на осі залишається

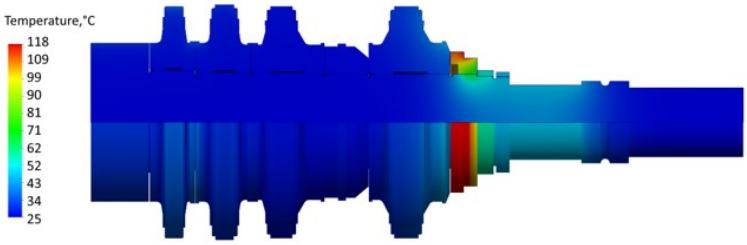



*Рис. 7 Розподіл температур ротора низького тиску турбіни К-200-130 при пуску з холодного стану в момент часу 4400 с (момент поштовху роторів)*

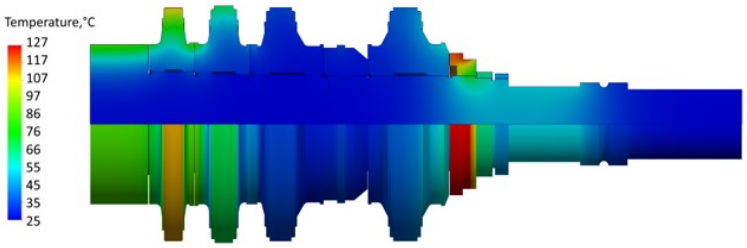



*Рис. 8. Розподіл температур ротора низького тиску турбіни К-200-130 при пуску з холодного стану в момент часу 7400 с (синхронізація)*

на початковому рівні 25 °С, попри те, що температура пари й зовнішніх шарів металу вже перевищує 80–100 °С. Це зумовлено великим радіальним розміром ротора низького тиску та обмеженою теплопровідністю сталі 25Х1МФА.

Помітне підвищення температури на осі починається лише після 4400 с. Найбільша швидкість прогріву внутрішнього ядра спостерігається в інтервалі часу 5400–10000 с. Температура в центральному поперечному перерізі (під паровпуском) зростає найшвидше, тоді як на кінцях валу на осі симетрії підйом температури значно повільніший. Це призводить до формування стабільного осьового температурного градієнта.

Повна стабілізація температури на осі симетрії продовжується до моменту часу 32400 с, коли вона досягає свого граничного значення – близько 170 °С в центрі й 40 °С на краях валу.

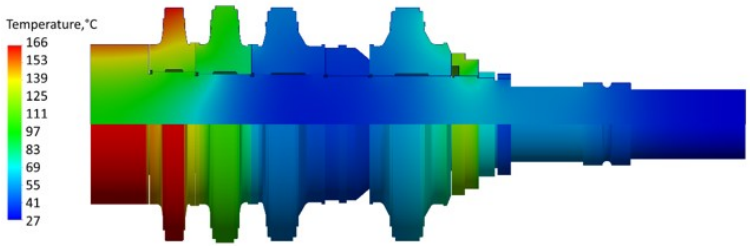



***Рис. 9. Розподіл температур ротора низького тиску турбіни К-200-130 при пуску з холодного стану в момент часу 1880 с (вихід на навантаження 150 МВт)***

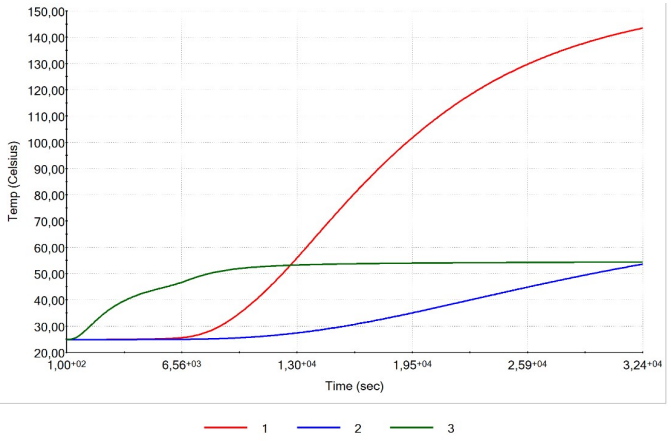



***Рис. 10. Графік зміни температури на осі симетрії валу ротора низького тиску К-200-130:***
1 – область під паро впуском; 2 – область під передостаннім ступенем; 3 – область посадкового місця підшипника

Подальшими етапами дослідження є визначення розподілу термічних напружень у роторі, розрахунки накопиченого пошкодження за механізмами малоциклової втоми й вичерпання довготривалої міцності, а також ресурсних показників ротора низького тиску турбіни К-200-130.

**Висновки**

1. Створено просторову тривимірну скінченно-елементну модель ротора низького тиску турбіни К-200-130 (близько 6,2 млн елементів), яка детально враховує основні геометричні особливості конструкції, а також фактичні результати ремонтного відновлення – зменшення діаметра шийки валу в області підшипника № 5 з 435 мм до 420 мм.

2. Дослідження стаціонарного режиму роботи показало повну термічну стабілізацію металу ротора. Максимальна температура локалізується в центральній зоні паровпуску 160–170 °С, плавно знижуючись до 40–65 °С в області останніх ступенів. У цьому режимі радіальний градієнт температур практично відсутній, натомість наявний помірний осьовий градієнт.

3. Оцінено нестаціонарність під час пуску з холодного стану. Встановлено, що пусковий режим супроводжується значною тепловою нестаціонарністю. Екстремальні значення радіального температурного градієнта виникають у період поштовху роторів робочою парою й набору обертів (4400–6200 с), коли зовнішня поверхня швидко прогрівається до 130–150 °С, а внутрішні шари залишаються на рівні 30–40 °С.

4. Виявлено ефект значного термічного запізнення: через великі радіальні розміри ротора й обмежену теплопровідність сталі 25Х1М1ФА прогрів осі симетрії валу відбувається з суттєвою затримкою.

**Література**


1. СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2021. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій. Типова інструкція. Офіц. вид. Київ: ГРІФРЕ: Міністерство палива та енергетики України, 2021. 214 с.
2. Li H., Xiao S., Sun M., Zheng Y., Xu Y., Mi K., Zhang F. Life damage evaluation of 600MW supercritical condensing steam turbine rotor under start-up schedule. *Journal of Physics: Conference Series*. 2025. Vol. 3086. Article 012004. https://doi.org/10.1088/1742-6596/3086/1/012004.
3. Mazur Z., Herna´ndez-Rossette A., Garci´a-Illesoas R. L-0 blades failure investigation of a 110 MW geothermal turbine. Proceedings of the ASME 2006 Power Conference (Atlanta, Georgia, USA, May 2–4, 2006). Paper no. POWER2006-88024. P. 281–289. https://doi.org/10.1115/POWER2006-88024.
4. Suzuki T., Matsuura T., Sakuma A., Kodama H., Takagi K., Curtis A. Recent upgrading and life extension technologies for existing steam turbines. Proceedings of the ASME 2005 Power Conference (Chicago, Illinois, USA, April 5–7, 2005). 2005. Paper no. PWR2005-50342. P. 577–582. https://doi.org/10.1115/PWR2005-50342.
5. Balitskii A. I., Syrotyuk A. M., Havrilyuk M. R., Balitska V. O., Kolesnikov V. O., Ivaskevych L. M. Hydrogen cooling of turbo aggregates and the problem of rotor shafts materials degradation evaluation. *Energies*. 2023. Vol. 16. Iss. 23. Article 7851. https://doi.org/10.3390/en16237851.
6. Gharehbaghi H., Aghaei M. Investigation of creep-fatigue interaction in steam turbine rotor. *Forces in Mechanics*. 2025. Vol. 19. Article 100314. https://doi.org/10.1016/j.finmec.2025.100314.
7. 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. https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.112284.
8. Chernousenko O., Peshko V., Rindyuk D. The system for planning cost-efficient and resource-saving operating modes of TPP. In: Altenbach H., et al. Advances in Mechanical and Power Engineering. CAMPE 2021. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham, 2023. P. 88–97. https://doi.org/10.1007/978-3-031-18487-1_9.
9. Chernousenko O., Rindyuk D., Peshko V. Technical assessment of district heating pipelines under variable thermal loads with consideration of installation deformations. *Theory and Building Practice*. 2025. Vol. 7. No. 2. P. 1–10. https://doi.org/10.23939/jtbp2025.02.001.
10. Chernousenko O. Yu., Peshko V. A., Ryndiuk D. V. Determination of the thermal and stress-strain state of the medium-pressure rotor of the T-100/120-130 turbine after damage to the blades. *Journal of Mechanical Engineering – Problemy Mashynobuduvannia*. 2024. Vol. 27. No. 2. P. 6–17. https://doi.org/10.15407/pmach2024.02.006.
11. Визначення розрахункового ресурсу та оцінка живучості роторів і корпусних деталей турбін. Методичні вказівки: СОУ- Н МЕВ 40.1–21677681– 52:2011 / М. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровський, Ю. І. Матюхін, І. І. Мележик, О. В. Пожидаєв. Київ: ОЕП «ГРІФРЕ»: М-во енергетики та вугільної пром-сті України, 2011. 42 с.


*Надійшла до редакції 22.08.2025*