

УДК 621.165.62
DOI <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2025.3.1/22>

Пешико В.А.

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Сенік А.В.

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

ГРАНИЧНІ УМОВИ ТЕПЛООБМІНУ В ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ РОТОРА СЕРЕДНЬОГО ТИСКУ ТУРБІНИ К-200-130

У статті розглянуто питання визначення граничних умов теплообміну на зовнішній поверхні проточної частини ротора середнього тиску парової турбіни К-200-130. Актуальність дослідження зумовлена тим, що всі турбіни цього типу, які експлуатуються в Україні, вже вичерпали свій проєктний та парковий ресурс, однак продовжують відігравати ключову роль у маневровому регулюванні та балансуванні навантажень в об'єднаній енергосистемі країни. Визначення граничних умов теплообміну є критично необхідним для побудови адекватної термомеханічної моделі та оцінки залишкового ресурсу турбіни. У роботі виконано аналіз експлуатаційних даних турбіни К-200-130 енергоблоку ДТЕК Буриштинська ТЕС, що дозволило встановити характер теплових навантажень, особливо в умовах частих пусків, зупинок та роботи в позанормативних режимах. Проведено синтез проточної частини циліндра середнього тиску на основі рівнянь термогазодинаміки. У результаті чисельного моделювання отримано розподіли термодинамічних та кінематичних параметрів пари по кожному зі ступенів турбіни. Зовнішню поверхню ротора розділено на 65 характерних областей. Для кожної з них були застосовані відповідні рівняння подібності для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі. Встановлено п'ять основних груп зон: міжлопаткові поверхні дисків ротора, торцеві поверхні дисків ступенів, ділянки діафрагмових ущільнень, ліві та праві галтели дисків. Результати розрахунків продемонстрували системне зниження коефіцієнтів тепловіддачі в напрямку від входу до виходу, а також різкі зміни у зонах із змінами геометрії. Наведені результати лягають в основу подальшого розрахунку термонапруженого стану ротора за допомогою числового моделювання, що дозволить визначити критичні зони з точки зору втомної міцності та сформулювати рекомендації щодо подовження ресурсу. Робота є важливим кроком у створенні цифрових моделей реальних турбін для потреб моніторингу та прогнозування технічного стану обладнання.

Ключові слова: парова турбіна, граничні умови теплообміну, ротор середнього тиску, теплообмін, термонапружений стан, ресурс, подібність, моделювання, коефіцієнт тепловіддачі.

Постановка проблеми. Парова турбіна типу К-200-130 є однією з ключових ланок у структурі енергетичної системи України, оскільки використовується для маневрування та балансування навантажень в енергомережі. На сьогоднішній день в експлуатації перебуває велика кількість таких турбін, кожна з яких уже повністю вичерпала як проєктний, так і парковий ресурс. Продовження їхньої експлуатації потребує чіткого розуміння залишкового ресурсу, що, у свою чергу, неможливе без достовірного визначення теплового стану основних вузлів турбіни в різних режимах роботи.

Особливу увагу в цьому контексті слід приділити проточній частині ротора середнього тиску, де теплові навантаження суттєво впливають на напружено-деформований стан матеріалу.

Практичний досвід експлуатації показує, що саме ротор середнього тиску є найбільш вразливим елементом, який лімітує ресурс турбіни К-200-130 та зазнає пошкоджень у першу чергу. Для адекватного визначення температурного поля необхідно правильно задати граничні умови теплообміну (ГУ), які формуються на основі параметрів робочого тіла – пари в проточній частині. Отже, без попереднього розрахунку термодинамічних параметрів пари в робочому потоці неможливо сформулювати коректні граничні умови для подальшого моделювання теплового стану ротора.

Таким чином, актуальність дослідження визначається нагальною потребою в подовженні ресурсу турбін К-200-130 та забезпеченні їхньої надійної експлуатації в умовах тривалої роботи

поза межами номінального ресурсу, що вимагає науково обґрунтованого підходу до визначення теплових навантажень на основі точних граничних умов теплообміну.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Особливої актуальності набувають дослідження, що спрямовані на уточнення теплового стану елементів турбін для оцінки їх залишкового ресурсу. Однією з ключових задач у цьому контексті є встановлення граничних умов теплообміну, що вимагає точного визначення параметрів пари у проточній частині.

Питання моделювання та оптимізації проточних частин турбін розкриті в монографії О. Усатого [1, с. 14–78], де наведено методіку всережимної багатокритеріальної оптимізації з урахуванням реальних режимів експлуатації. У межах цього підходу синтез проточної частини дозволяє отримати розподіли термодинамічних параметрів, що формують основу для розрахунку граничних умов у теплотехнічних задачах.

Розробка конструктивних рішень для турбін нового покоління висвітлена у публікації О. Авдєєвої, О. Усатого та О. Водки [2, с. 289–298], де детально проаналізовано геометричні та енергетичні параметри високонапірних ступенів. Це дозволяє реалізувати ефективну адаптацію існуючих моделей до реальних режимів експлуатації.

Ще один важливий напрям – створення макромоделей елементів проточної частини. У роботі О. Усатого, О. Авдєєвої, Д. Максюті та П. Туана (P. Tuan) [3, с. 020025] продемонстровано можливість використання методів планування експерименту (DOE) для формалізації теплообмінних процесів і зменшення обсягу експериментів без втрати точності.

У контексті теплового стану елементів турбіни критичним є аналіз механізмів старіння матеріалів ротора. Зокрема, В. Пешко та А. Бовсуновський [4, с. 1143–1156] описали закономірності росту тріщин при теплових навантаженнях пуску, а А. Азіз (A. Azeez) із колегами [5, с. 102510] змодельовали поведінку сталей у циклічному деформуванні з урахуванням локальних напружень.

М. Банашкевіч (M. Banaszkiewicz) [6, с. 311–323] запропонував методіку онлайн-моніторингу втомного ресурсу роторів, яка може бути корисною для систем К-200-130. У роботі Р. Шерфедінова та О. Усатого [7, с. 5–14] викладено підхід до моделювання в проточній частині турбіни на основі повідсікової методіки, що дозволяє коригувати теплові умови при зупинці.

Монографія О. Черноусенко, Д. Риндюка та В. Пешко [8, с. 308] присвячена комплексному підходу до оцінки залишкового ресурсу турбін, у тому числі з використанням інформації про аварійні режими. У дослідженні С. Ямамото (S. Yamamoto) та ін. [9, с. 117380] запропоновано чисельно-аналітичний підхід до оцінки продуктивності турбін середнього тиску в реальних умовах експлуатації.

В. Ванг (W. Wang) із колегами [10, с. 471–483] показали, як температурні транзєнти впливають на втомне пошкодження ротора в процесі експлуатації. Нейромережєві методіки прогнозування ресурсу описано в роботі С. Чжао (X. Zhao) та співавт. [11, с. 105435], що дозволяє оцінювати довговічність за великим обсягом даних.

М. Банашкевіч (M. Banaszkiewicz) [12, с. 763–776] також розробив методи онлайн-контролю теплових напружень, які важливі при частих зупинках турбін. Розробка системи раціонального режиму експлуатації представлена в роботі О. Черноусенко та ін. [13, с. 14–23], де сформовано основу для ресурсозбереження шляхом оптимізації навантажень.

Таким чином, аналіз наукової літератури показує, що встановлення граничних умов теплообміну базується на точному визначенні параметрів пари в проточній частині, які можуть бути отримані в результаті синтезу геометрії та математичного моделювання. Сукупність цих підходів дозволяє створити надійні термомеханічні моделі, що дають змогу оцінити залишковий ресурс турбін, які вичерпали номінальний строк експлуатації.

Постановка завдання. Метою статті є визначення граничних умов теплообміну на зовнішній поверхні проточної частини ротора середнього тиску турбіни К-200-130. Для досягнення поставленої мети вирішуються наступні задачі:

- аналіз та систематизація експлуатаційних даних турбіни К-200-130 енергоблоку ДТЕК Бурштинська ТЕС;
- синтез проточної частини циліндра середнього тиску турбіни К-200-130 для встановлення основних термодинамічних та кінематичних параметрів пари;
- визначення граничних умов теплообміну на різних поверхнях ротора середнього тиску за допомогою експериментальних рівнянь подібності.

Виклад основного матеріалу. Для аналізу та подальших розрахунків за основу була взята станція однієї з найбільших енергогенеруючих

компаній України – ДТЕК Бурштинська ТЕС. Яка є типовим представником енергогенеруючих потужностей, що використовують парові турбіни типу К-200-130. Враховуючи понад 30-річний період експлуатації, зазначене обладнання неодноразово зазнавало навантажень, що виходять за рамки номінальних режимів, зокрема через часті пуски, зупинки та переходи на часткові навантаження в умовах маневрової генерації. Це обумовлює потребу в детальному аналізі фактичних параметрів, які визначають термодинамічний стан пари та впливають на теплові умови роботи ротора середнього тиску.

У рамках цього дослідження було зібрано та оброблено великий обсяг експлуатаційної інформації, включаючи:

- добові графіки навантаження турбіни за період останніх трьох років;
- значення тиску та температури пари на вході та виході з циліндра середнього тиску, а також у точках відбору пари;
- значення тиску насичення в системі регенерації;
- температури охолоджуючих потоків та масові витрати в конденсаційному тракті.

Ці дані були проаналізовані на предмет відхилення від проєктних значень, частоти появи критичних режимів, а також циклічності теплових навантажень. Зокрема, встановлено, що середня температура пари на вході до ЦСТ за останній рік становить 537–540°C, а максимальні коливання тиску в першому відборі досягають 1,5 МПа. Частота переходів із номінального на часткове навантаження становить у середньому 2,7 рази на добу, що свідчить про

підвищене тепломеханічне навантаження на ротор.

Окрему увагу було приділено вивченню даних щодо аварійних зупинок. Аналіз журналів технічного стану виявив, що близько 18% усіх зупинок супроводжувались різким падінням температури понад 10°C/хв, що створює умови для теплових ударів. Це особливо критично для сталей типу 25X1M1ФА, які використовуються в конструкції ротора середнього тиску, і схильні до розвитку малоциклової втоми в таких умовах.

Систематизація експлуатаційних даних дала змогу не лише побудувати достовірну теплову модель, але й виявити найбільш напружені зони експлуатації, де необхідно уточнювати граничні умови теплообміну. Виявлені особливості режимів роботи турбіни на Бурштинській ТЕС було враховано при синтезі геометрії проточної частини та побудові математичної моделі.

Проточна частина (ПЧ) циліндра середнього тиску (ЦСТ) складається з 11 ступенів, які в технічній документації мають нумерацію з 13 по 23. Ця частина турбіни має чотири нерегульовані відбори пари, з яких три розташовані в межах проточної частини, а один – у вихлопі. Ескіз конструкції ПЧ ЦСТ наведено на рис. 1.

Математична модель синтезу течії пари в проточній частині формується на базі фундаментальних рівнянь термо- та 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:

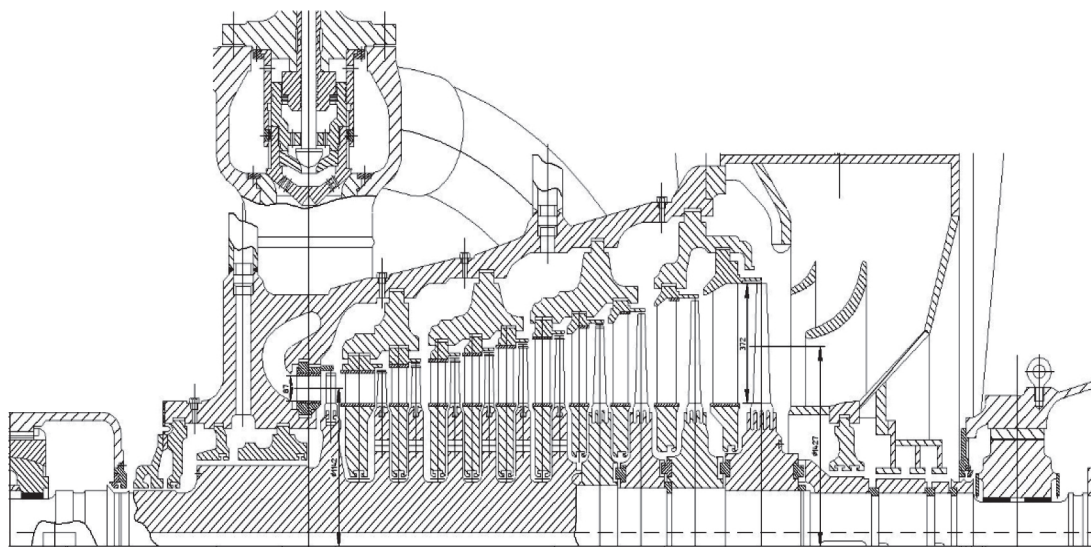


Рис. 1. Ескіз проточної частини циліндра середнього тиску турбіни К-200-130

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

Аналогічне рівняння нерозривності для простору за робочою решіткою турбіни:

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

Ці рівняння дозволяють врахувати зміну швидкостей, тиску, ентальпії та інших характеристик пари при її протіканні через кожен ступінь турбіни. Розрахунки були проведені поетапно для кожного ступеня, що дозволило отримати повну картину розподілу термодинамічних та кінематичних параметрів пари у всій ПЧ ЦСТ.

Основні кінематичні та термодинамічні результати розрахунку параметрів пари представлено у графічному вигляді на рис. 2 і 3.

Як показано на рис. 2, що відображає результати числового моделювання, у кожному наступному сопловому сегменті турбіни відбувається

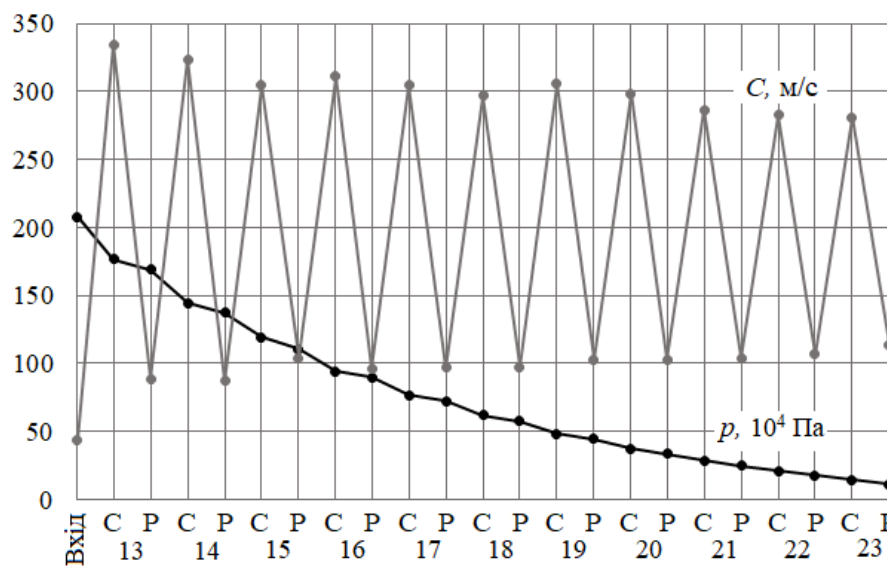


Рис. 2. Діаграма зміни тиску та абсолютної швидкості пари на ступенях турбіни (С – соплова група, Р – робоча решітка ступеня)

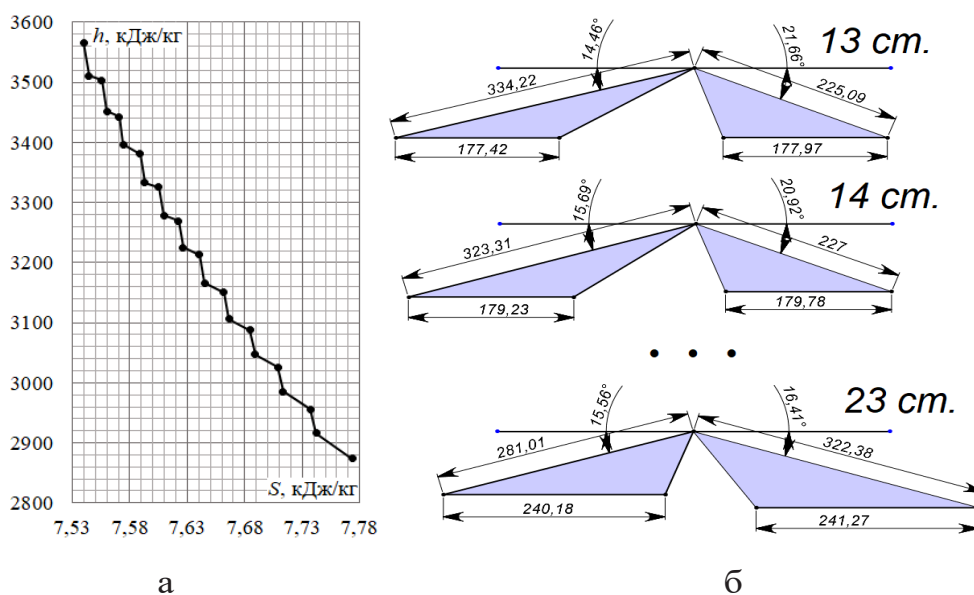


Рис. 3. Процес розширення пари в h, S діаграмі (а) та трикутники швидкостей для деяких ступенів (б) ПЧ ЦСТ

поступове зниження тиску, тоді як абсолютна швидкість робочого тіла зростає. Подальше її зменшення відбувається внаслідок енергетичного перетворення під час взаємодії з робочою лопаткою.

На рис. 3а, відповідно до h , S -діаграми, спостерігається поступове зростання реактивності ступенів, що виражається у скороченні довжини вертикальних відрізків, які характеризують соплові апарати, та подовженні горизонтальних сегментів, що відповідають робочим лопаткам. На рис. 3б наведено трикутники швидкостей для перших двох і останнього ступеня. Кути входу пари в соплові апарати залишаються близькими до оптимального значення 15° на всіх ступенях, однак суттєве відхилення α_2 від 90° на кожному ступені спричиняє значні аеродинамічні втрати, пов'язані з вихідною швидкістю потоку.

Після завершення етапу синтезу ПЧ і моделювання розподілу параметрів пари було здійснено визначення граничних умов теплообміну на зовнішній поверхні ротора.

Граничні умови третього роду описують закономірності теплообміну між паровим середовищем та зовнішньою поверхнею ротора:

$$-\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right) = \alpha (t_n - t_m) \quad (3)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі; t_n , t_m – температура пари та металу ротора відповідно.

Для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі проточну частину ротора середнього тиску поділено на 65 характерних областей (рис. 4). Для кожної з поверхонь умови теплообміну суттєво відрізняються, що потребує використання спеціальних рівнянь подібності.

Зокрема, для міжлопаткових поверхонь дисків ротора (області 3, 9, 15, 21, 27, 33, 39, 45, 51, 57, 63 на рис. 2) використано наступне рівняння подібності:

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

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

Для решти областей ротора середнього тиску використано інші рівняння подібності, які можна об'єднати в наступні групи:

1) торцеві поверхні дисків ступенів – точки 2, 4, 8, 10, 14, 16, 20, 22, 26, 28, 32, 34, 38, 40, 44, 46, 50, 52, 56, 58, 62, 64 на рис. 2;

2) діафрагмові ущільнення – 6, 12, 18, 24, 30, 36, 42, 48, 54, 60;

3) ліві галтелі дисків ступенів, теплообмін на яких формується струменем пари з діафрагмових ущільнень – 1, 7, 13, 19, 25, 31, 37, 43, 49, 55, 61;

4) праві галтелі дисків, теплообмін на яких формується потоком між торцевою поверхнею поточного диску та наступної діафрагми – 5, 11, 17, 23, 29, 35, 41, 47, 53, 59, 65.

Результати проведених розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі для поверхонь ротора середнього тиску турбіни К-200-130 представлено на рис. 5.

На рис. 5 наведено розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі на зовнішніх поверхнях ротора середнього тиску турбіни К-200-130, що були отримані за результатами моделювання теплообміну в окремих характерних областях. Для кожної з 65 умовно виділених зон на поверхні ротора було застосовано відповідне рівняння подібності, яке враховує геометричні, гідродинамічні та теплотехнічні особливості цієї ділянки.

Результати розрахунку дозволили класифікувати області за п'ятьма основними групами: міжлопаткові поверхні дисків ротора, торцеві

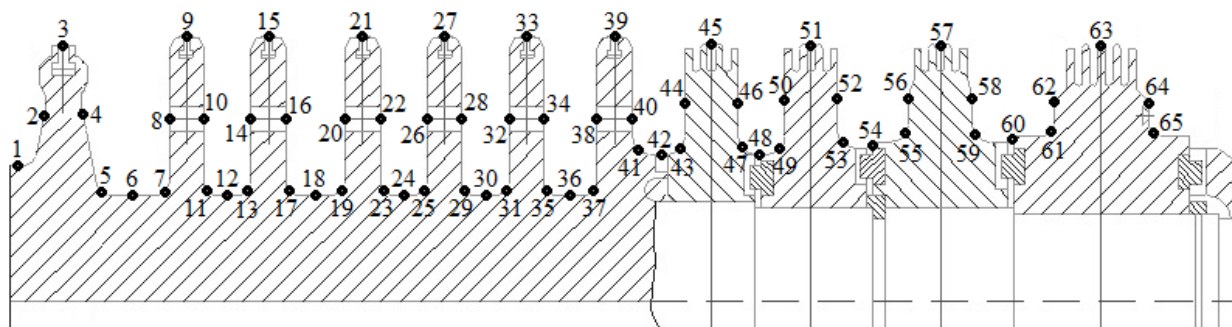


Рис. 4. Характерні області дослідження граничних умов теплообміну на зовнішній поверхні ротора середнього тиску турбіни К-200-130

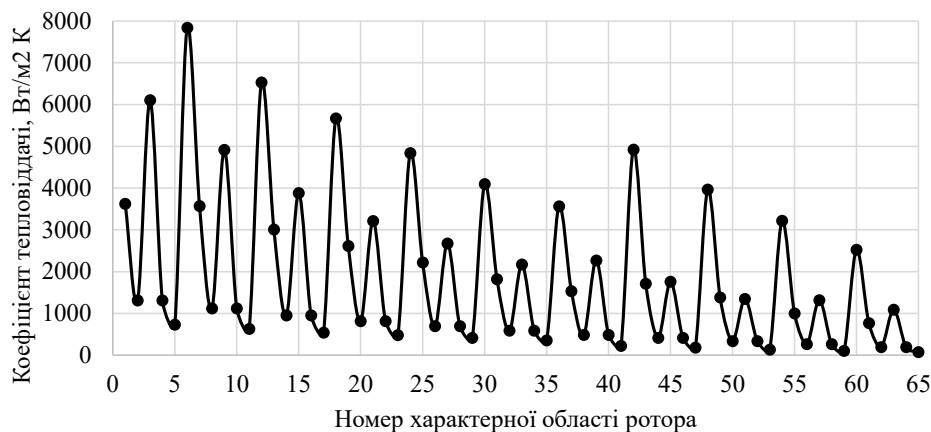


Рис. 5. Розрахункові коефіцієнти тепловіддачі на зовнішніх поверхнях ротора середнього тиску турбіни К-200-130

поверхні дисків ступенів, ділянки діафрагмових ущільнень, ліві та праві галтелі дисків. З рисунку видно, що загальна тенденція коефіцієнтів тепловіддачі характеризується поступовим зниженням значень від першого до останнього ступеня. Це зниження пов'язане з падінням тиску пари, зменшенням відносної швидкості потоку W_1 та зростанням його розрідженості у напрямку до вихлопу.

Окрему увагу привертають останні чотири ступені, де спостерігається різкий «стрибок» значень тепловіддачі. Це пояснюється змінами в геометрії соплових апаратів і робочих лопаток, а також особливими умовами течії пари, зокрема підвищеною турбулентністю та зміщеним профілем діафрагм. Саме в цих ділянках розрахунок граничних умов вимагає підвищеної точності, оскільки саме вони виявились найчутливішими до коливань експлуатаційних режимів за результатами аналізу фактичних даних.

Таким чином, представлений графік є ключовим аналітичним інструментом для визначення теплового стану ротора і закладення вихідних умов у наступні етапи термонапруженого аналізу.

На основі отриманих коефіцієнтів тепловіддачі, що були визначені для кожної з 65 характерних зон зовнішньої поверхні ротора, наступним етапом дослідження стане побудова математичної моделі термонапруженого стану ротора середнього тиску. Це моделювання буде проведено для умов номінальної роботи турбіни, з урахуванням розподілених граничних умов теплообміну, які є результатом попереднього етапу аналізу.

Розв'язання нестационарної задачі теплопровідності дозволить визначити температурні поля в тілі ротора в динаміці, враховуючи

теплопровідність матеріалу, початкові умови та часову змінність температури пари. Отримані температурні розподіли стануть основою для оцінки напружено-деформованого стану за допомогою рівнянь механіки суцільного середовища. Особливу увагу буде приділено зонам концентрації температурних градієнтів, які мають вирішальне значення для виникнення термічних напружень і розвитку втомних тріщин.

Результати термомеханічного моделювання дадуть змогу оцінити граничні стани матеріалу ротора, встановити допустимі рівні напружень і виявити найбільш небезпечні зони з точки зору малоциклової втоми. На цій основі буде розроблено рекомендації щодо оптимізації режимів роботи, а також можливі заходи з реконструкції чи заміни окремих елементів для подовження ресурсу турбіни. Таким чином, модель термонапруженого стану завершить цикл оцінки теплового впливу на ротор і забезпечить комплексну картину його довговічності при подальшій експлуатації.

Висновки. У ході проведеного дослідження було визначено граничні умови теплообміну на зовнішній поверхні проточної частини ротора середнього тиску парової турбіни К-200-130. Враховуючи той факт, що всі експлуатовані в Україні турбіни цього типу вичерпали свій проектний і парковий ресурс, встановлення теплового стану найбільш навантажених елементів, зокрема ротора середнього тиску, є вкрай важливим для оцінки залишкового ресурсу та забезпечення подальшої безпечної експлуатації.

На першому етапі було виконано системний аналіз фактичних експлуатаційних даних турбіни К-200-130 на прикладі енергоблоку Бурштинської ТЕС. У результаті було ідентифіковано

режими, що супроводжуються підвищенням тепловим навантаженням, виявлено частоту аварійних зупинок із тепловими ударами, а також встановлено циклічність зміни навантаження, що формує основу для термостресового впливу на ротор.

Другим етапом стало математичне моделювання термодинамічних і кінематичних параметрів пари в проточній частині ЦСТ, яке виконано на основі рівнянь термогазодинаміки. Усі 11 ступенів ЦСТ були проаналізовані щодо зміни тиску, швидкості та кута входу/виходу пари, що дозволило з високою точністю оцінити енергетичні перетворення в кожному ступені.

Наступним кроком стало зонування проточної частини ротора на 65 характерних областей, у межах яких розраховано локальні коефіцієнти тепловіддачі на основі спеціалізованих рівнянь подібності. Встановлено п'ять основних груп

зон: міжлопаткові поверхні дисків ротора, торцеві поверхні дисків ступенів, ділянки діафрагмових ущільнень, ліві та праві галтели дисків. Графічний аналіз показав закономірності розподілу тепловіддачі, зокрема плавне зменшення значень вздовж осі ротора та різкі зміни в останніх ступенях через зміну геометрії й режимів потоку.

Таким чином, отримані граничні умови теплообміну є базою для наступного етапу – термомеханічного моделювання ротора середнього тиску. Це дозволить не лише кількісно оцінити теплові напруження та виявити потенційно критичні зони, а й сформулювати комплексні рекомендації з оптимізації режимів експлуатації або реконструкції турбіни. У перспективі результати дослідження можуть бути використані для побудови цифрових двійників турбін К-200-130 з метою прогнозування ресурсу в реальному часі.

Список літератури:

1. Усатий О. П. Всережимна багатопараметрична багатокритеріальна оптимізація проточної частини турбін в інтегрованому інформаційному просторі: дис. д-ра техн. наук: 05.05.16. Турбомашини та турбоустановки. Усатий Олександр Павлович; М-во освіти і науки України, Нац. техн. ун-т України «Харківський політехнічний інститут». Харків, 2013. 364 с.
2. Avdeeva O., Usatyy O., Vodka O. Development of the typical design of the high-pressure stage of a steam turbine. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing III*. Cham: Springer, 2020. P. 289–298. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-50491-5_26
3. Usatyy O., Avdeeva O., Maksuta D., Tuan P. Experience in applying DOE methods to create formal macromodels of characteristics of elements of the flowing part of steam turbines. *AIP Conference Proceedings*. 2020. Vol. 2047. Article 020025. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.5081658>
4. Peshko V. A., Bovsunovskiy A. P. Patterns of Growth of an Internal Annular Crack Under the Influence of Thermal Stresses During Turbine Startup. *Strength of Materials*. 2024. № 6 (55). P. 1143–1156. DOI: <https://doi.org/10.1007/s11223-024-00604-0>.
5. Azeez A., Eriksson R., Leidermark D., Calmunger M. Low cycle fatigue life modelling using finite element strain range partitioning for a steam turbine rotor steel. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*. 2020. Vol. 107. Article 102510. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.tafmec.2020.102510>.
6. Banaszkiwicz M. The low-cycle fatigue life assessment method for online monitoring of steam turbine rotors. *International Journal of Fatigue*. 2018. Vol. 113. P. 311–323. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2018.02.032>.
7. Шерфедінов Р., Усатий О. Оцінка можливості використання повідсікового моделювання процесів в проточній частині парової турбіни в задачах одночасної оптимізації теплових схем та турбін. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. 2024. № 3. С. 5–14. DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2023.03.01>.
8. Черноусенко О. Ю., Риндюк Д. В., Пешко В. А. Оцінка залишкового ресурсу та подовження експлуатації парових турбін великої потужності (частина 3). Київ : НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2020. 308 с. URL: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/41565>.
9. Yamamoto S., Uemura A., Miyazawa H., Furusawa T., Yonezawa K., Umezawa S. et al. A numerical and analytical coupling method for predicting the performance of intermediate-pressure steam turbines in operation. *Energy*. – 2020. Vol. 198. Article 117380. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117380>.
10. 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. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2016.02.040>.
11. 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. Vol. 127. Article 105435. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2021.105435>.

12. Banaszekiewicz M. On-line monitoring and control of thermal stresses in steam turbine rotors. *Applied Thermal Engineering*. 2016. Vol. 94. P. 763–776. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.10.131>.
13. Chernousenko O., Rindyuk D., Peshko V., Chernov O., Goryazhenko V. Development of a system for estimating and forecasting the rational resource-saving operating modes of TPP. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. Vol. 8(105). P. 14–23. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.204505>.
14. Balitskii A. I., Syrotyuk A. M., Kolesnikov V. O., Balitska V. O., Ivaskevych L. M., Havrilyuk M. R. The Effect of Absorbed Hydrogen on the Rotors of Steel Machining Products During Powerful Turbo Aggregate Repairs. *Materials* 2024. 17 (24), 6257. DOI: <https://doi.org/10.3390/ma17246257>

Peshko V.A., Sepik A.V. BOUNDARY CONDITIONS OF HEAT EXCHANGE IN THE FLOW SECTION OF THE INTERMEDIATE PRESSURE ROTOR OF K-200-130 TURBINE

The article addresses the issue of determining the boundary conditions of heat exchange on the outer surface of the flow path of the intermediate-pressure rotor of the K-200-130 steam turbine. The relevance of the study is driven by the fact that all turbines of this type operating in Ukraine have already exhausted their design and park resource but continue to play a key role in load balancing and maneuver regulation within the country's unified power system. Determining the boundary conditions is critically necessary for constructing an adequate thermomechanical model and assessing the residual life of the turbine. The study analyzes operational data from the K-200-130 turbine at the DTEK Burshtynska TPP power unit, which made it possible to determine the nature of thermal loads, particularly under frequent startups, shutdowns, and off-nominal operating modes. The next step involved synthesizing the flow path of the intermediate-pressure cylinder based on thermogasdynamic equations. As a result of numerical simulation, distributions of thermodynamic and kinematic parameters of steam were obtained for each turbine stage. The subsequent stage of the research involved zoning the outer surface of the rotor into 65 characteristic regions. Appropriate similarity equations were applied to each of them to calculate heat transfer coefficients. Four main zone groups were identified: interblade surfaces, end face disks, diaphragm seals, and fillets. The calculation results demonstrated a consistent decrease in heat transfer coefficients from the inlet to the exhaust, as well as abrupt changes in areas with modified geometry. The presented results will form the basis for further calculation of the rotor's thermally stressed state using numerical modeling, enabling the identification of critical zones from the standpoint of fatigue strength and the formulation of recommendations for extending the turbine's service life. The work represents an important step in creating digital models of real turbines for the purposes of monitoring and forecasting the technical condition of equipment.

Key words: steam turbine, heat exchange boundary conditions, intermediate-pressure rotor, heat transfer, thermally stressed state, turbine lifetime, similarity, modeling, heat transfer coefficient.