Прилади та устаткування

УДК 621.593

DOI: 10.33070/etars.3.2020.06

*Черноусенко О.Ю., докт. техн. наук., проф.,**Пешко В.А. канд. техн. наук, Риндюк Д.В., канд. техн. наук**Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Київ**просп. Перемоги, 37, 03056 Київ, Україна, e-mail: tes@kpi.ua*

Оцінка впливу модернізації кінцевих ущільнень парової турбіни на залишковий ресурс

З метою покращення техніко-економічних показників роботи паротурбінних установок проводиться модернізація ущільнюючих вузлів зі зміною їхньої конструкції. З досвіду експлуатації турбінного обладнання відомо, що часто кільцеві тріщини у роторах виникають саме в областях ущільнень, що пов'язано з їхніми конструктивними особливостями, а також із накопиченням термоциклічної втоми. Роботу присвячено дослідженню ресурсних показників ротора високого тиску турбіни Т-250/300-240, обладнаної ущільненнями лабіринтового, сотового та прямооточного типів. Числові експерименти виконувалися на основі тривимірних геометричних моделей міжпоточних кінцевих ущільнень ротора високого тиску із застосуванням методу кінцевих елементів для дискретизації розрахункового простору. Тепловий стан турбіни розраховано для пускового режиму з холодного стану металу за допомогою розв'язання крайової задачі теплопровідності у нестационарній постановці. При розрахунку напружено-деформованого стану турбіни враховувалися отримані дані щодо температурних напружень та зусиль від нерівномірності температурних полів, а також відцентрові сили та тиск парового середовища. Встановлено відмінності у напружено-деформованому стані ротора з різними конструкціями ущільнень. Вказано, що після проточки лабіринтових міжпоточних ущільнень до сотової конструкції рівень напружень у роторі зменшився в середньому на 8 %, а при проточці до прямооточної конструкції на 21 %. З використанням експериментальних кривих довготривалої міцності сталі 25Х1М1ФА визначено накопичену пошкоджувальність в основному металі турбіни. Проведений розрахунок ресурсних показників показав, що при переході від лабіринтової до сотової конструкції ущільнень індивідуальний ресурс ротора високого тиску збільшується на 6,1 %, а при переході до прямооточної — на 14,4 %. *Бібл. 10, рис. 5, табл. 1.*

Ключові слова: парова турбіна, лабіринтові ущільнення, сотові ущільнення, прямооточні ущільнення, напружено-деформований стан, пошкодження металу, залишковий ресурс.

Паротурбінні установки (ПТУ) теплових та атомних електростанцій є основним генеруючим обладнанням енергетики. Застосування найбільш сучасних технологій при проведенні модернізації та реконструкції ПТУ є дуже актуальним, оскільки дасть можливість значно підвищити техніко-економічні показники роботи широкого парку діючого устаткування.

Одним з важливих напрямків робіт щодо підвищення надійності та економічності паротурбінного обладнання є удосконалення кінцевих та проміжних ущільнень. З цією метою під

час капітальних ремонтів значною кількістю експлуатуючих організацій виконується модернізація ущільнюючих вузлів лабіринтового типу та заміна їх на сотові [1]. У статорній частині встановлюються сотові блоки, що виготовляються з жаростійкої хромонікелевої фольги, відповідні ділянки роторів проточуються до хвиле-гребеневої структури [2].

Техніко-економічні переваги таких удосконалень суттєві та широко досліджені у літературі. Сотова конструкція ущільнень надає змогу значно зменшити осьові зазори у турбіні, що, у свою чергу, дасть можливість зменшити витрати

пари, досягти більш рівномірного падіння тиску та безфлуктуаційної течії у кожному ступені ущільнення, тощо [3]. Як наслідок, внутрішній ККД турбіни значно збільшується. Іншою важливою перевагою сотових ущільнень є їхня особлива конструкція, що зменшує небезпеку від радіальних зачіпань ротора та статора при роботі на нерозрахункових режимах [3]. У той же час слід врахувати, що конструктивне виконання модернізованого валу турбіни (рис.1) характеризується наявністю значної кількості концентраторів напружень, що можуть призводити до появи кільцевих тріщин та розтріскувань у роторі турбіни [4]. Геометричні параметри хвиль зазвичай обираються з міркувань їх безпечного врізання у сотову поверхню без значного пошкодження останньої [5]. Проведені авторами дослідження [6, 7] відмічають вагомий вплив конструкції обертового обладнання в області кінцевих та проміжних ущільнень та інтенсивності напружень у них на загальний напружено-деформований стан роторів високого та середнього тиску парових турбін.

Рис.1. Приклад конструктивного виконання ротора турбіни в області кінцевих ущільнень сотового типу.

Досить часто з метою покращення термонапруженого стану ротора турбіни, що експлуатується понад парковий ресурс (220 тис. год), її вал проточується до гладкого стану [8]. Така зміна призводить до збільшення витоку пари з ущільнень та дещо зменшує економічність роботи ПТУ, проте значно зменшує рівень напружень у роторі та покращує його ресурсні показники.

Інколи, при заміні лабіринтових ущільнень сотовою конструкцією, ротор турбіни у цій області може не проточуватися до хвиле-гребеневої структури, а лишається гладким або з прямими гребенями [5]. Тому модернізація кінцевих ущільнень турбіни, що супроводжується проточкою ротора до хвилегребеневої або гладкої структури, потребує дослідження напружено-деформованого стану валу нової конструкції з метою уточнення ресурсних показників паротурбінної установки.

Метою роботи є розрахункове дослідження ресурсних показників валу парової турбіни, оснащеної кінцевими ущільненнями лабіринтового, сотового та прямооточного типів.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися такі задачі: 1) створення геометричної моделі ротора високого тиску турбіни Т-250/300-240, оснащеної кінцевими ущільненнями лабіринтового, сотового та прямооточного типів; 2) вирішення крайової задачі нестационарної теплопровідності при пуску з холодного стану металу для розрахунку теплового стану (ТС) ротора в області кінцевих ущільнень; 3) розрахункове дослідження напружено-деформованого стану (НДС) ротора, обладнаного кінцевими ущільненнями вказаних трьох типів; 4) аналітичний розрахунок ресурсних показників ротора високого тиску турбіни Т-250/300-240, що вичерпала свій парковий ресурс, із застосуванням експериментальних кривих довготривалої міцності сталі 25Х1М1ФА.

Розрахункове дослідження напружено-деформованого стану ротора високого тиску турбіни Т-250/300-240 в області міжпоточних кінцевих ущільнень

Дослідження ресурсних показників ротора турбіни, обладнаної ущільненнями різних конструкцій, виконувалося для ротора високого тиску (РВТ) теплофікаційної турбіни Т-250/300-240 (рис.2). У даного турбоагрегату циліндр високого тиску (ЦВТ) двокорпусний, петельної конструкції. Пара, розширюючись у 1-му регулюючому ступені та 2–6 нерегульованих ступенях, виконує розворот та після міжкорпусного простору потрапляє на наступні 7–12 ступенів тиску. Міжпоточні (середні) кінцеві ущільнення РВТ розміщені в області між 1-м та 7-м ступенем, тобто вони знаходяться у зоні найбільш високих температур. При цьому на відносно невеликому проміжку довжини валу температура металу змінюється у досить широких межах: ліва частина середніх кінцевих ущільнень контактує з протіканнями свіжої пари від 1-го ступеня, права — з протіканнями відпрацьованої після перших шести ступенів більш холодної пари.

Рис.2. Схема ротора високого тиску турбіни Т-250/300-240 з різними областями ущільнення: I — міжпоточних кінцевих; II — передніх кінцевих; III — задніх; 1–12 — номери ступенів розширення.

Через вказані вище обставини міжпоточні ущільнення ЦВТ турбіни Т-250/300-240 зазнають дуже суттєвих температурних розширень, які матимуть домінуючий вплив на формування напружено-деформованого стану ротора, тому

становлять великий інтерес для даного дослідження.

Геометричні моделі ротора високого тиску турбіни Т-250/300-240 в області міжпоточних кінцевих ущільнень для різного конструктивного виконання ступенів ущільнення представлені на рис.3. Конструкція лабіринтових ущільнень (рис.3, а) відповідає промисловим кресленням

Рис.3. Геометрична модель ділянки ротора високого тиску в області міжпоточних кінцевих ущільнень різного типу: а — лабіринтового; б — сотового; в — прямооточного.

У даному дослідженні проточна частина ротора в області 1–6 та 7–12 ступенів тиску, а також передніх та задніх кінцевих ущільнень не розглядається, оскільки врахування цих поверхонь значно ускладнює задачу з розрахунку граничних умов теплообміну. Проведені раніше авторами дослідження [6] показують, що таке спрощення допустиме та не вносить суттєвої похибки у розрахунок напружено-деформованого стану даної області.

Для розрахункового дослідження теплового стану ротора високого тиску вирішувалася крайова задача нестационарної теплопровідності із заданням граничних умов II, III роду на всіх поверхнях теплообміну. Граничні умови II роду задавалися на бічних поверхнях та у вісьовому отворі досліджуваної ділянки валу, III роду — за температурою пари та закономірністю теплообміну між паровим середовищем та зовнішньою поверхнею ротора. Коефіцієнти теплообміну розраховані із застосуванням рівнянь подібності, аналогічно до роботи [9].

Для вирішення задачі теплопровідності застосовано метод кінцевих елементів для дискретизації розрахункової області. Розрахункова сітка налічує близько 50 тис. кінцевих елементів та згущується у радіальному напрямку від вісі обертання до зовнішньої поверхні ротора.

Приклад результатів розрахунку теплового стану досліджуваної ділянки ротора високого тиску з лабіринтовими ущільненнями у вигляді епюри температур наведено на рис.4.

Дана епюра відповідає моменту витримки турбіни на електричній потужності генератора 100 МВт під час пуску з холодного стану мета-

заводу-виготовлювача АТ «Уральський Турбінний Завод», конструкція сотових та прямооточних ущільнень (рис.3, б, в) розглянута у контексті проточки гребенів лабіринтових ущільнень до відповідної структури. Геометричні параметри хвиль та гребенів у сотових ущільненнях відповідають аналогічним розмірам, представленим в [2].

Найбільш висока температура у даній області (385–397 °С) спостерігається у внутрішньому перерізі в лівій частині ротора та досягається здебільшого нагріванням протіканнями свіжої пари та теплопровідністю з боку регулюючого ступеня. Дані протікання, проходячи міжпоточні ущільнення, дроселюються, тим самим дещо захожуючи відповідний метал. Температура металу в області ущільнень становить 340–293 °С від 1-го до 11-го ступеня.

Аналогічні дані було отримано для сотової та для прямооточної конфігурації ущільнень.

Отримані результати розрахунків теплового стану РВТ турбіни Т-250/300-240 були використані як вхідні дані для дослідження напружено-деформованого стану. Окрім температурних напружень та зусиль від нерівномірності температурних полів, додатково були враховані відцентрові зусилля та напруження від тиску парового середовища.

Рис.4. Тепловий стан ротора високого тиску турбіни Т-250/300-240 з ущільненнями лабіринтового типу при пуску з холодного стану під час витримки на електричній потужності 100 МВт.

Проведені дослідження показали, що за однакових температурах та тиску парового середовища, що протікає крізь однакове число сегментів ущільнень, рівень напружень для кожного з типів конструкції суттєво відрізняється (рис.5). При цьому загальний характер напружено-деформованого стану є подібним для розглянутих типів ущільнень. Максимальні напруження спостерігаються в області термокомпенсаційних канавок: для лабіринтової конструкції — після 1–8 ступенів, для сотової — після 3–7, для прямої — після 2–8, та становлять $\sigma_i^I = 121,2$ МПа, $\sigma_i^c = 109,7$ МПа, $\sigma_i^n = 93,3$ МПа відповідно. Відсутність високих інтенсивностей напружень після 9–11 ступенів для всіх конструкцій можна пояснити меншою нерівномірністю температурного поля у цих областях, а отже й

меншим впливом градієнта температур на напружено-деформований стан.

Відносний рівень напружень у першому сегменті ущільнень лабіринтової та прямої конструкцій (рис.5, а, в — антрацитово-чорний колір) є вищим, ніж в аналогічній області сотових ущільнень (рис.5, б — сіро-чорний колір). Дана обставина пояснюється тим, що в лабіринтових та прямих ущільненнях падіння тиску пари є стрибкоподібним та менш рівномірним, ніж у сотових, тому коефіцієнт тепловіддачі у першому сегменті є суттєво вищим, ніж у подальших. Для сотової конструкції помітне поступове зменшення інтенсивності напружень у сегментах ущільнень пропорційно до зменшення коефіцієнту тепловіддачі.

Рис.5. Напружено-деформований стан ротора високого тиску ротора високого тиску турбіни Т-250/300-240 на номінальному режимі роботи з ущільненнями різного типу: а — лабіринтового; б — сотового; в — прямого.

У цілому після проточки лабіринтових міжпоточних ущільнень турбіни Т-250/300-240 до сотової конструкції рівень напружень у роторі зменшився у середньому на 8 %, при проточці до прямої конструкції — на 21 %.

Розрахунок ресурсних показників РВТ турбіни Т-250/300-240 для різного конструктивного виконання міжпоточних кінцевих ущільнень

Встановлення впливу конструкції міжпоточних кінцевих ущільнень на ресурсні показники РВТ виконано для турбіни Т-250/300-240 після досягнення нею свого паркового ресурсу. За нормативними документами, для такого турбоустановки паркове напрацювання становить 220 тис. год, паркове число пусків з різних теплових станів складає 600.

Математична модель оцінки ресурсних показників енергетичного обладнання детально представлена у [10]. Розрахунок накопиченої малоциклової втоми виконано в запас із застосуванням допустимого числа циклів з роботи [4]. Встановлення опірності до вичерпання довготривалої міцності проведено за допомогою експериментальних кривих для сталі 25Х1М1ФА, з

якої виготовлено досліджуваний ротор. Розрахунок основних статичних показників пошкодження виконано за експериментальною кривою довготривалої міцності, що відповідає вірогідності неруйнування 99 % [10]. Результати розрахунку залишкового ресурсу для різних типів ущільнень наведено у таблиці.

Показники пошкоджуваності та залишковий ресурс ротора високого тиску турбіни Т-250/300-240 при досягненні нею паркового ресурсу.

Ресурсний показник	Ущільнення		
	лабіринтові	сотові	прямі
Паркове напрацювання Тпарк, тис. год	220	220	220
Паркове число пусків ппарк	600	600	600
Статична пошкоджуваність Пст, %	51,1	46,4	40,9
Циклічна пошкоджуваність Пц, %	30,0	30,0	30,0
Сумарна пошкоджуваність Псум, %	81,1	76,4	70,9
Залишковий ресурс G, тис. год	51,3	67,9	90,3
Індивідуальний ресурс Тінд, тис. год	271,3	287,9	310,3

Таким чином, при досягненні напрацювання ротора високого тиску турбіни Т-250/300-240 свого паркового ресурсу залишковий ресурс за різного конструктивного виконання ущільнень складатиме: $G_L = 51\,300$ год, $G_C = 67\,900$ год, $G_P = 90\,300$ год. Зміна конструкції ущільнень призводить до зменшення числа концентраторів напружень та умов тепловідводу від протікань пари до основного металу ротора, що, в свою чергу, зменшує загальний рівень напружень та темпи накопичення пошкодження. У результаті індивідуальний ресурс РВТ при переході від лабіринтової до сотової конструкції ущільнень збільшується на 6,1 %, при переході до прямої — на 14,4 %. Таким чином, проведене дослідження показує, що при вирішенні питання доцільності модернізації системи ущільнень парових турбін, окрім врахування техніко-економічних показників, слід звернути увагу на ресурсні показники подальшої експлуатації.

Проведене дослідження демонструє підхід до вирішення задачі розрахунку ресурсних показників турбіни після модернізації ущільнень. Досягнення більш точних результатів потребує індивідуального розрахунку напружено-деформованого стану обладнання з врахуванням його реальних умов експлуатації та наявних пошкоджень, а також уточнення коефіцієнтів запасу на базі проведення експериментального дослідження фізико-механічних властивостей сталі після тривалої експлуатації.

Вибір типу та конструкції ущільнень є оптимізаційною задачею управління ресурсом та має досліджуватися в подальшому, оскільки, наприклад, перехід від лабіринтових ущільнень до прямої здатний забезпечити довший термін експлуатації, потребує менших затрат на модернізацію, ніж сотовий тип, але призведе до зменшення внутрішнього ККД проточної частини та економічності турбіни у цілому.

Також дослідження потребує оптимальна хвиле-гребенева конструкція ротора при сотових ущільненнях, оскільки, змінюючи геометричні параметри (глибина врізання розточки, діаметр кола вирізу, зазор до сотового блоку, ширина канавок, тощо), можна одночасно досягти як збільшення аеродинамічного опору ділянки ущільнень (підвищення внутрішнього ККД), так і зменшення рівня напружень у валі (збільшення індивідуального ресурсу).

Висновки

Для дослідження впливу конструктивного виконання ущільнень на ресурсні показники ро-

тора створено геометричні моделі РВТ турбіни Т-250/300-240 в області міжпоточних кінцевих ущільнень. Конструкція лабіринтових ущільнень відповідає промисловим кресленням заводу-виготовлювача АТ «Уральський Турбінний Завод», конструкція сотових та прямої ущільнень розглянута у контексті проточки гребенів лабіринтових ущільнень до відповідної структури.

Дослідження теплового стану ротора виконано у нестационарній постановці для режиму пуску з холодного стану. Встановлено, що найбільш високі температури спостерігаються у внутрішньому перерізі в лівій частині ротора та досягаються здебільшого нагрівом від протікань свіжої пари та теплопровідністю з боку регулюючого ступеня. Дані протікання, проходячи міжпоточні ущільнення, дроселюються, тим самим дещо заохолоджуючи відповідний метал.

Напружено-деформований стан ротора є подібним для трьох варіантів конструкції ущільнень. Основні відмінності — менший рівень напружень у першому ступені сотових ущільнень у порівнянні з лабіринтовими та прямої, менше число ділянок концентрації максимальних напружень у сотових та прямої ущільнень. Максимальне значення інтенсивності напружень для трьох типів конструкції ущільнень на номінальному режимі роботи: $\sigma_{i1} = 121,2$ МПа, $\sigma_{i2} = 109,7$ МПа, $\sigma_{i3} = 93,3$ МПа.

Розрахункове дослідження ресурсних показників РВТ турбіни Т-250/300-240 після досягнення нею паркового ресурсу показало, що при переході від лабіринтової до сотової конструкції ущільнень індивідуальний ресурс РВТ збільшується на 6,1 %, при переході до прямої — на 14,4 %.

Вибір типу та конструкції ущільнень є оптимізаційною задачею управління ресурсом та має досліджуватися в подальшому. Змінюючи конструктивногеометричні параметри ротора в області сотових ущільнень (глибина врізання розточки, діаметр кола вирізу, зазор до сотового блоку, ширина канавок, тощо), можна одночасно досягти як збільшення аеродинамічного опору ділянки ущільнень (підвищення внутрішнього ККД), так і зменшення у валі рівня напружень (збільшення індивідуального ресурсу).

Список літератури

1. Паськов В.П., Бекетов В.Г. Модернизация концевых уплотнений ЦНД турбины К-1000-60/1500-2. Глобальная ядерная безопасность. 2012. № 4. С. 74–81.

2. Sakharov A.M., Kononov V.K., Ushinin S.V. Results of the Commercial Introduction of Honeycomb Shroud Seals on 300 MW Turbine Units. *Power Technology and Engineering*. 2010. № 44. P. 153–158.
3. Lisyanskii A., Gribin V., Sakhnin Yu., Fat'kov O. Practical Experience with the Introduction of Honeycomb Shroud Seals on 250–800 MW Supercritical Pressure Units. *Power Technology and Engineering*. 2014. No. 47. P. 440–445.
4. Jianjun He, Jian Chen, Qingmin Sun. Effect of Loading Rate on Low-Cycle Fatigue Properties of Turbine Rotor Steel. *Procedia Materials Science*. 2014. No. 3. P. 1773–1779.
5. Буглаев В.Т., Карташов А.Л., Перевезенцев В.Т. Повышение надежности и экономичности паровых турбин с использованием сотовых уплотнений. *Вестник Брянского государственного технического университета*. 2007. № 2. С. 48–53.
6. Черноусенко О.Ю., Риндюк Д.В., Пешко В.А. Аналіз можливості продовження експлуатації ротора середнього тиску з урахуванням тріщин критичного розміру. *Вісник НТУ «ХПІ»*. 2019. № 1. С. 4–9.
7. Черноусенко О.Ю., Пешко В.А. Расчетное исследование теплового и напряженно-деформированного состояния ротора высокого давления турбины Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5». *Вісник НТУ «ХПІ»*. 2017. № 9. С. 34–40.
8. Сухинин В.П. Старение энергоблоков, расчетный и действительный ресурс. Пути реновации энергооборудования. *Вісник НТУ «ХПІ»*. 2007. № 2. С. 71–76.
9. Черноусенко О.Ю., Бутовский Л.С., Пешко В.А., Мороз О.А. Геометрическая модель и граничные условия теплообмена ротора высокого давления турбоустановки Т-100/120-130 ст. № 1 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5». *Вісник НТУ «ХПІ»*. 2017. № 11. С. 16–23.
10. Черноусенко О.Ю. Оценка остаточного ресурса и продление эксплуатации паровых турбин большой мощности. Харьков : ФОП Бровин, 2014. 308 с.

Надійшла до редакції 15.07.20

Черноусенко О.Ю., докт. техн. наук, проф.,

Пешко В.А., канд. техн. наук, **Риндюк Д.В.**, канд. техн. наук

Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского», Киев

просп. Победы, 37, 03056 Киев, Украина, e-mail: tes@kpi.ua

Оценка влияния модернизации концевых уплотнений паровой турбины на остаточный ресурс

С целью улучшения технико-экономических показателей работы паротурбинных установок проводится модернизация уплотняющих узлов со сменой их конструкции. Из опыта эксплуатации турбинного оборудования известно, что часто кольцевые трещины в роторах возникают как раз в областях уплотнений, что связано с их конструктивными особенностями, а также с накоплением термоциклической усталости. Работа посвящена исследованию ресурсных показателей ротора высокого давления турбины Т-250/300-240, оборудованной уплотнениями лабиринтного, сотового и прямооточного типов. Числовые эксперименты проводились на базе трехмерных геометрических моделей междупоточных концевых уплотнений ротора высокого давления с применением метода конечных элементов для дискретизации расчетной области. Тепловое состояние турбины рассчитано для пускового режима с холодного состояния металла с помощью решения краевой задачи теплопроводности в нестационарной постановке. При расчете напряженнодеформированного состояния турбины учитывались полученные данные касательно температурных напряжений и усилий от не равномерности температурных полей, а также центробежные силы и давление паровой среды. Установлены различия в напряженнодеформированном состоянии роторов с разными конструкциями уплотнений. Указано, что после проточки лабиринтных междупоточных уплотнений до сотовой конструкции уровень напряжений в роторе уменьшился в среднем на 8 %, а при проточке до прямооточной конструкции на 21 %. С использованием экспериментальных кривых длительной прочности стали 25Х1М1ФА определена накопленная поврежденность в основном металле турбины. Выполненный расчет ресурсных показателей установил, что при переходе от лабиринтной к сотовой конструкции уплотнений индивидуальный ресурс ротора высокого давления увеличивается на 6,1 %, а при переходе к прямооточной — на 14,4 %. *Библ. 10, рис. 5, табл. 1.*

Ключевые слова: паровая турбина, лабиринтные уплотнения, сотовые уплотнения, прямооточные уплотнения, напряженнодеформированное состояние, повреждение металла, остаточный ресурс.

*Chernousenko O.Yu., Doctor of Technical Sciences, Professor,
Peshko V.A., PhD, Ryndiuk D.V., PhD*

*National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute», Kyiv
37, Peremohy Avenue, 03056 Kyiv, Ukraine, e-mail: tes@kpi.ua*

Impact Assessment of Modernization of Steam Turbine End Seals on the Residual Resource

Modernization of sealing units with a change of design is carried out in order to improve the technical and economic parameters of steam turbines. It is known from experience of operation of the turbine equipment that, ring cracks in rotors arise in sealing areas. This is due to both seals design features and the accumulation of thermocyclic fatigue. The research is devoted to the study of resource parameters of the high-pressure rotor of the T-250/300-240 turbine equipped with seals of labyrinth, honeycomb and direct-flow type. Numerical experiments were performed on the basis of three-dimensional geometric models of interflow end seals of the high pressure rotor. The finite element method is used to discretize the computational area. The thermal state of the turbine is calculated for the starting mode from the cold state of the metal by solving the boundary value problem of thermal conductivity in a non-stationary setting. The calculation of the stress-strain state of the turbine takes into account the obtained data on temperature stresses and forces from the non-uniformity of temperature fields, as well as centrifugal forces and steam pressure. Differences in the stress-strain state of the rotor for different seal designs are established. It is indicated that after grooving of labyrinth interflow seals to the honeycomb structure, the stress level in the rotor decreased by 8 %, and when grooving to the direct-flow structure — by 21 %. The accumulated damage in the main metal of the turbine was determined using experimental curves of long-term strength of steel 25Cr1Mo1V. The calculation of resource indicators showed that in the transition from the labyrinth to the honeycomb design of the seals, the individual resource of the high-pressure rotor increases by 6.1 %, and in the transition to direct-flow — by 14.4 %. *Ref. 10, Fig. 5, Tab. 1.*

Keywords: steam turbine, labyrinth seals, honeycomb seals, stress-strain state, metal damage, residual resource.

References

1. Pas'kov V.P., Beketov V.G. [Modernization of the End Seals of the Low Pressure Cylinder of K-1000-60/1500-2 Turbine]. *Global'naja Jadernaia Bezopasnost'*. [Global nuclear safety]. 2012. No. 4. pp. 74–81. (Rus.)
2. Sakharov A.M., Konovalov V.K., Ushinin S.V. Results of the Commercial Introduction of Honeycomb Shroud Seals on 300 MW Turbine Units. *Power Technology and Engineering*. 2010. No. 44. pp. 153–158.
3. Lisyanskii A., Gribin V., Sakhnin Yu., Fat'kov O. Practical Experience with the Introduction of Honeycomb Shroud Seals on 250–800 MW Supercritical Pressure Units. *Power Technology and Engineering*. 2014. No. 47. pp. 440–445.
4. Jianjun He, Jian Chen, Qingmin Sun. Effect of Loading Rate on Low-Cycle Fatigue Properties of Turbine Rotor Steel. *Procedia Materials Science*. 2014. No. 3. pp. 1773–1779.
5. Buglaev V.T., Kartashov A.L., Perevezentsev V.T. [Improving Reliability and Efficiency of Steam Turbines Using Honeycomb Seals]. *Vestnik Brianskogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta*. [Bulletin of the Bryansk State Technical University]. 2007. No. 2. pp. 48–53. (Rus.)
6. Chernousenko O.Yu., Rindyuk D.V., Peshko V.A. [Analysis of the Opportunity to Extend the Operation of the Intermediate Pressure Rotor with Critical Size Cracks]. *Visnyk NTU «KhPI»*. [Bulletin of the NTU «KhPI»]. 2019. No. 1. pp. 4–9. (Ukr.)
7. Chernousenko O.Yu., Peshko V.A. [Numerical Research of Thermal and Stress-Strain State of High-Pressure Rotor of Turbine Type T-100/120-130 of 1st Power Unit «Kharkiv CHPP-5»]. *Visnyk NTU «KhPI»*. [Bulletin of the NTU «KhPI»]. 2017. No. 9. pp. 34–40. (Rus.)
8. Sukhinin V.P. [Aging of Power Units, Estimated and Actual Resource. Power Equipment Renovation Paths]. *Visnyk NTU «KhPI»*. *Visnyk NTU «KhPI»*. [Bulletin of the NTU «KhPI»]. 2007. No. 2. pp. 71–76. (Rus.)
9. Chernousenko O.Yu., Butovsky L.S., Peshko V.A., Moroz O.A. [The Geometric Model and Boundary Conditions of Heat Transfer of the High Pressure Rotors of the Turbine T-100/120-130 of the PJSC «Kharkiv HPS-5»]. *Visnyk NTU «KhPI»*. [Bulletin of the NTU «KhPI»]. 2017. No. 11. pp. 16–23. (Rus.)
10. Chernousenko O.Yu. [Residual Life Assessment and Extension of Operation of High Power Steam Turbines]. *Kharkov : FOP Brovin*, 2014. 308 p. (Rus.)

Received July 15, 2020