

УДК 621.165.62-192

**О.Ю. ЧЕРНОУСЕНКО**, д-р техн. наук; проф. НТУУ «КПІ», Київ;  
**Т.В. НІКУЛЕНКОВА**, аспірант НТУУ «КПІ», Київ

### КОМПЛЕКСНА СХЕМА ОЦІНЮВАННЯ ЗАЛИШОВОГО РЕСУРСУ РОТОРІВ ПАРОВИХ ТУРБІН ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ

Встановлено, що за час експлуатації в метали основних деталей (низьколеговані сталі перлітного класу 15Х1М1ФЛ, 20ХМФЛ, 20ХМЛ) можуть відбутись значні зміни. Питання подовження терміну експлуатації понад нормативний повинно вирішуватись на основі результатів проведеного комплексу робіт, який включає дослідження стану металу (в тому числі на опір розвитку тріщин).

**Ключові слова:** нормативний термін експлуатації, високотемпературні ротори, турбіни великої потужності, низьколеговані сталі перлітного класу, подовження терміну експлуатації понад нормативний

**Вступ.** Важливою та складною задачею являється використання конденсаційних парових турбін, що проектувались як базові агрегати, в роботі в перемінній частині графіка електричних навантажень, а також в режимі частих пусків і зупинок при утриманні параметрів, які визначають надійність в допустимих межах. Вирішення даної задачі пов'язано з впровадженням ряду конструктивних заходів, а також з розробкою методів та заходів контролю за напружено-деформованим станом турбіни. Контроль за температурним і напружено-деформованим станом найбільш масивних високотемпературних елементів турбіни дозволяє не допустити перевищення допустимих значень напружень, а також здійснювати пускові і перехідні режими по фактичному температурному стану турбіни.

При проведенні розрахункової оцінки ресурсу роторів парових турбін автори методичних вказівок з оцінки індивідуального ресурсу парових турбін не враховували конструктивні зміни в елементах енергетичного обладнання, які утворились впродовж всього терміну попередньої експлуатації парової турбіни, а саме ремонтно-відновлювальні зміни конструкції роторів, корпусів та стопорних клапанів високотемпературних елементів ЦВТ і ЦСТ. Також не брали до уваги крутильні коливання роторів парових турбін [1, 2].

Для оцінки залишкового ресурсу старіючого обладнання необхідно для кожного окремого типу турбіни визначити які саме вузли являються «критичними елементами», температурні напруження в яких визначають темп і тривалість пускових операцій, а також зони виникнення максимальних температурних напружень в них. Це дає можливість виробити рекомендації конструктивного характеру, які дозволяють знизити температурні напруження в пускових режимах і темп накопичення пошкодження в металі, а також розробити раціональні системи контролю за напружено-деформованим станом.

**Комплексна схема оцінки залишкового ресурсу роторів парової турбіни.** В основу комплексної схеми поставлено задачу визначення залишкового ресурсу роторів парових турбін великої потужності. Проводять експериментальне дослідження з впливу старіння на зміну фізико-механічних властивостей конструкційних легованих сталей при експлуатаційних температурах для уточнення запасів міцності за деформаціями і числом циклів. Будують експериментальні криві довготривалої міцності для роторів парових турбін, що відпрацювали парковий ресурс. Створюють 2D або 3D просторові аналоги високотемпературних роторів парових турбін з урахуванням ремонтно-поно-

© О.Ю. Черноусенко, Т.В. Нікуленкова, 2013

влювальних змін у планово-попереджувальних ремонтах, за допомогою яких визначають найбільш напружені зони. Будують криві утомленості і розраховують коефіцієнти запасу міцності металу роторів, що вичерпали свій парковий ресурс. Враховують вплив крутильних коливань при оцінці залишкового ресурсу валопроводів парових турбін. Залишковий ресурс високотемпературних елементів визначають з повірного розрахунку з урахуванням реальних умов експлуатації, локального пошкодження окремих деталей турбоустановки та її конструктивних особливостей.

З урахуванням вищесказаного розроблено комплексну схему для визначення залишкового ресурсу високотемпературних роторів парових турбін великої потужності і подовження терміну їх експлуатації (рис. 1). Рішення про подовження терміну експлуатації роторів парових турбін понад парковий ресурс приймає експертна комісія з числа діючих на Україні.

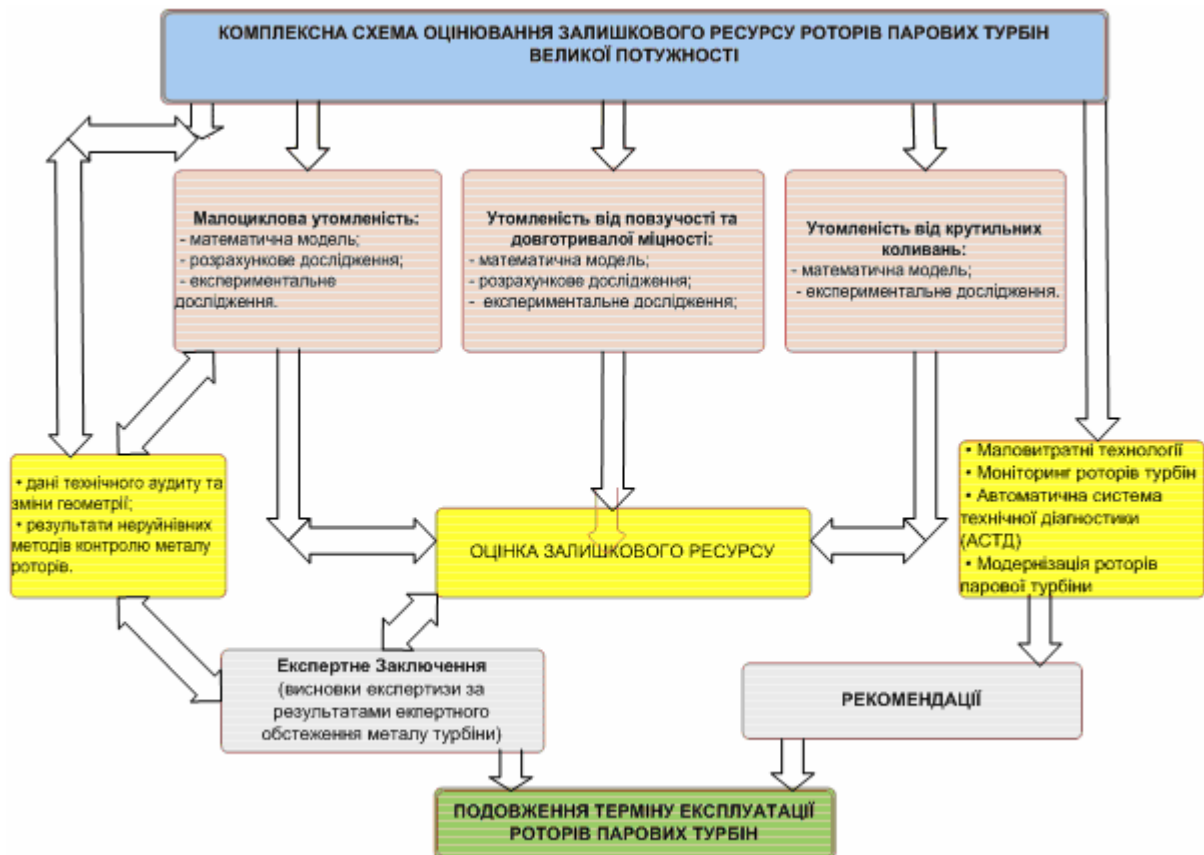


Рис. 1 – Комплексна схема визначення залишкового ресурсу роторів парової турбіни і подовження терміну їх експлуатації

Процес експертного обстеження і технічного огляду турбін є строго регламентований, не допускає невизначеностей в оцінці показників і при цьому контролюється відповідність технічного стану турбіни, методів і засобів контролю, випробувань та розрахунків вимогам НД [1, 2]. Метою проведення експертного обстеження металу турбіни є оцінка відповідності технічного стану елементів турбіни вимогам НД; оцінка фактичного навантаження основних елементів, визначення механізмів утворення і зростання виявлених дефектів; визначення необхідності та обсягів проведення ремонту, модернізації, реконструкції або заміни елементів турбіни; визначення терміну та умов подальшої експлуатації турбіни.

За даними випробувань методом неруйнівного контролю визначають дефекти, що відповідають початку утворення тріщин в зразках. Візуальний контроль турбіни містить виявлення дефектів на поверхні елементів турбіни; оцінку геометричних розмірів дефектів і параметрів, що визначають можливість їх розвитку; оцінку необхідності ремонтно-відновлювальних робіт і проведення механічних випробувань та металографічних досліджень.

На етапі контролю стану металу енергетичного обладнання, що пропрацювало тривалий термін окремо досліджують можливість вибору коефіцієнтів запасу міцності. Недостатній коефіцієнт запасу, прийнятий на етапі проектування, веде до передчасного виведення обладнання із роботи, а надлишковий – до зниження маневрених характеристик обладнання і перевитраті палива на пуски, зупинки і інші перехідні режими. Якщо при оптимізації запасів міцності по числу циклів і величині приведених деформацій провести дослідження стану металу і знизити коефіцієнти запасу міцності, то допустиме число циклів можна підвищити.

З ціллю уточнення запасів міцності металу по деформаціях  $n_e$ , числу циклів  $n_N$ , границях текучості  $n_T$  і запасів по номінальних напруженнях  $n_{дп}$  проводять дослідження з впливу старіння на зміну фізико-механічних властивостей конструкційних легованих сталей при експлуатаційних і підвищених температурах. Після цього визначають елементи, які являються критичними, температурні напруження в яких характеризують темп і тривалість пускових операцій, а також зони виникнення максимальних температурних напружень.

**Методика повірного розрахунку із врахуванням ремонтно-відновлювальних змін.** В рамках комплексного підходу розроблено методику побудови просторових геометричних моделей корпусів, роторів і клапанів ЦВТ і ЦСТ, яку умовно можна поділити на 4 етапи [3].

На першому етапі повірного розрахунку розроблено методику створення просторових геометричних моделей з використанням програмного продукту *SolidWorks* та урахуванням технологічних виборок матеріалу елементів обладнання, які утворилися при механічній обробці тріщин та розтріскувань на поверхнях високотемпературних елементів ЦВТ і ЦСТ. Зміна проектною конструкції основних високотемпературних елементів парової турбіни на реальну конструкцію відповідно ремонтно-відновлювальним роботам, яка виникла за певний термін експлуатації (190–270 тис. годин), викличе безумовно зміни теплового, напружено-деформованого стану високотемпературних елементів парової турбіни і буде впливати на загальний термін експлуатації. При цьому вплив буде не завжди в бік погіршення індивідуального ресурсу.

На другому етапі на базі 2D і 3D просторових аналогів за допомогою програмних продуктів розв'язують крайову задачу нестационарної теплопровідності із завданням змінних у часі граничних умов теплообміну на поверхнях високотемпературних елементів. При завданні граничних умов враховують схеми течії пари в ущільненнях, графіки пусків з різних теплових станів (холодний, гарячий та нестиглі стани), закидання конденсату в проточну частину парової турбіни та корпуси клапанів.

Краєва задача нестационарної теплопровідності елементів парових турбін вирішується при початкових умовах  $t_0 = t(x, y, z, 0) = f_0(x, y, z)$  і граничних умовах I, II, III або IV роду. Нестационарні граничні умови I–IV роду задають на поверхнях високотемпературних елементів парової турбіни з урахуванням експлуатаційних змінних режимів роботи. При визначенні граничних умов при нестационарних режимах

роботи використовують розрахункову оцінку температури на змінних режимах в усіх елементах парової турбіни. Для врахування впливу температури при розрахунку соплового паророзподілення та побудові  $P-G$  діаграми на першій ітерації процес вважається ізотермічним, потім визначають температуру пари за регулюючим ступенем ( $T_3$ ), яку уточнюють в процесі ітераційних розрахунків. Контрольну розрахункову температуру в окремих точках металу приймають відповідно максимальному напруженню у зафіксований проміжок часу.

Третій етап полягає у визначенні напружено-деформованого стану високотемпературних елементів ЦВТ і ЦСТ з використанням цифрових моделей *ANSYS* і *COSMOSWorks* і з урахуванням їх просторової складної геометрії, пошкоджень за період експлуатації, ремонтно-відновлювальних змін проектної геометрії. Теплофізичні і фізико-механічні характеристики сталі 15X1M1ФЛ задавались в залежності з рекомендаціями [4]. При аналізі характеру змін напружень у високотемпературних елементах парової турбіни для експлуатаційних режимів у якості критерію визначення напружень прийнято градієнт температури. Для моментів часу, в які градієнти температури набувають екстремальні значення, розраховувалися розподілення напружено-деформованого стану.

На четвертому етапі розроблено методичний підхід до розрахунку малоциклової утомленості з використанням комплексу програми НТУУ «КПІ» [5–7] та цифрових моделей з застосуванням розрахованої зміни напружено-деформованого стану високотемпературних елементів ЦВТ і ЦСТ з урахуванням оптимізації коефіцієнтів запасу міцності по кількості циклів та деформаціях. Перевищення коефіцієнтів запасу на стадії проектування нового обладнання зрозуміло з точки зору відсутності досвіду експлуатації елементів парових турбін, але після тривалої експлуатації можливе коригування коефіцієнтів запасу міцності по кількості циклів та деформаціях за умов проведення додаткових досліджень металу.

**Оцінка малоциклової утомленості високотемпературних елементів парових турбін.** Розрахункова оцінка малоциклової утомленості високотемпературних елементів парової турбіни К-200-130 ст. № 11, 14, 15 Луганська ТЕС проводилась по результатах теплового, напружено-деформованого стану роторів ЦВТ, ЦСТ. На основі діючих силових навантажень від внутрішнього тиску і теплового стану металу по максимальних і мінімальних значеннях інтенсивності умовно-пружних напружень для розгляду режимів турбоустановки виконаний повірочний розрахунок високотемпературних елементів на малоциклову утомленість.

Розрахунки на малоциклову утомленість виконувались у відповідності з рекомендаціями РТМ [4], де запас по числу циклів  $n_N = 5$  і по деформаціях  $n_e = 1,5$ , а отримане допустиме число циклів до утворення тріщин  $N_d$ . Зменшення коефіцієнту запасу міцності по числу циклів і деформації (на рівні  $n_N = 3$  і  $n_e = 1,25$ ) застосовувались для тих елементів парової турбіни, в яких мінімальне допустиме число пусків до появи тріщин було нижче загального експлуатаційного числа пусків. Такий підхід вважається можливим завдяки використанню в розрахунках консервативного підходу до визначення допустимого числа пусків як меншого із всіх можливих типів пусків із НС-2, НС-1, холодного стану і експериментальних досліджень із впливу старіння на зміну фізико-механічних властивостей конструкційних легированих сталей [8]. Допустиме розрахункове число пусків для РСТ складає близько 1480–1600 пусків (рис. 2).

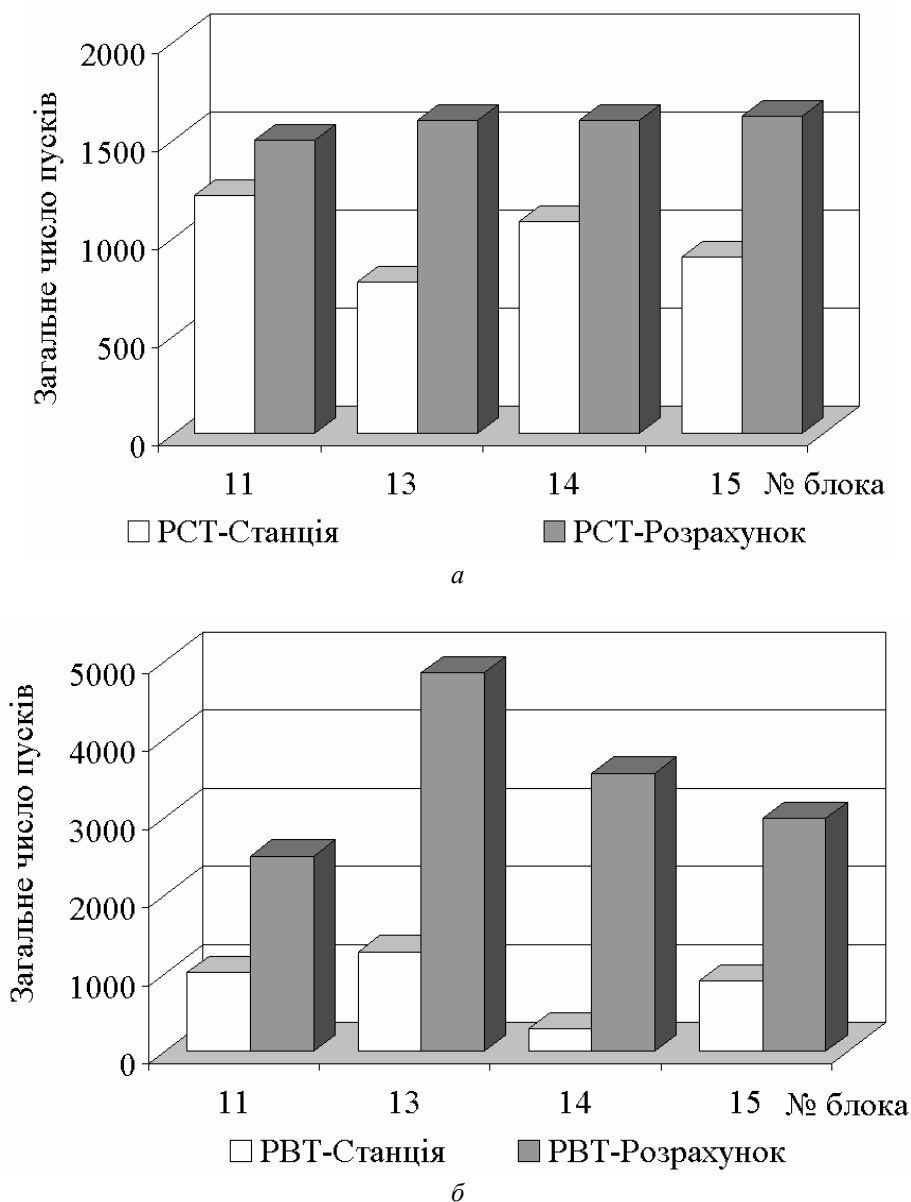


Рис. 2 – Реальне число пусків (білий колір) і допустиме число пусків (сірий колір) для роторів середнього тиску (а) і високого тиску (б)

Розрахунки на малоциклову утомленість РСТ і ЦВТ показали, що розрахункова степінь виробітку ресурсу металу ротора середнього тиску знаходиться на рівні 81 %, а високого тиску – на рівні 41 %.

**Дослідження на повзучість і довготривалу міцність сталі 25X1M1ФА при температурі 500 °С.** Методика визначення довготривалої міцності і значень еквівалентної місцевої напруги високотемпературних роторів парових турбін основана на використанні програмного комплексу *SolidWorks* для створення просторових аналогів елементів турбомашин і програмного продукту *COSMOSWorks* для визначення значень еквівалентної місцевої напруги і оцінки довготривалої міцності.

Розрахунки на статичну міцність роторів турбін виконуються при виявленні механічного корозійного зносу та в місцях видалення тріщин. В розрахунках враховуються фактичні значення товщини стінок елементів турбіни, розміри і розташування виявлених дефектів, результати випробувань властивостей металу.

Розрахунки на міцність виконують з урахуванням усіх видів навантажень, що діють на турбіну.

Подовження ресурсу роторів парових турбін великої потужності потребує надійної оцінки довготривалої міцності високотемпературних елементів. Відповідно до методики, що регламентується нормативним документом РТМ [4], розрахунок довготривалої міцності базується на визначенні коефіцієнту запасу довготривалої міцності по значеннях еквівалентної напруги і границі довготривалої міцності при заданій температурі і терміну служби. Основна складність застосування методики пов'язана з визначенням еквівалентної напруги, яка за розглянутий період часу повинна відтворювати ефект вичерпання довготривалої міцності матеріалу при зміні складного напруженого стану.

Проблема оцінки і прогнозування повзучості та високотемпературної довготривалої міцності металів теплових електростанцій на термін до 300 000 тис. год. залишається складною і невирішеною. Аналіз міцності є одним з найбільш відповідальних етапів експертного обстеження, в результаті якого визначаються фактичні запаси міцності роторів турбіни за станом на момент експертного обстеження, встановлюється відповідність турбіни вимогам діючих норм міцності та визначаються умови і термін подальшої безпечної експлуатації [9].

Проведені дослідження для зразків РСТ ст. № 9 ЛТЕС (зона 2 – в районі обойми кінцевих ущільнень № 1 ближче до поверхні ротора перед диском 13-го ступеня; зона 3 – в районі переддискового жолобу РСТ за диском 13-го ступеня) на повзучість і довготривалу міцність сталі 25Х1М1ФА при температурі 500 °С показали, що значення напружень після наробітку 100 тис. год. значно нижчі від прийнятих по [10].

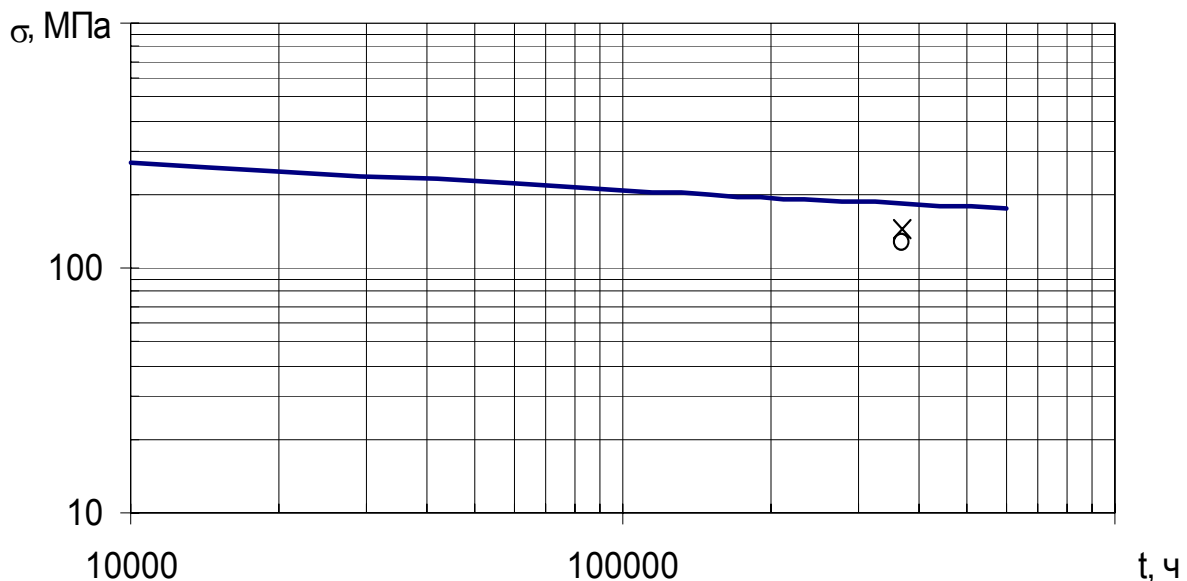


Рис. 3 – Дані про довготривалу міцність сталі 25Х1М1ФА:  
 — при температурі 500 °С згідно [10];  
 ○ – виконані експериментальні дослідження для зони 2;  
 × – виконані експериментальні дослідження для зони 3

**Розрахункове дослідження стану валу парової турбіни К-200-130 від крутильних коливань при різних режимах роботи.** Дисбаланс між електромагнітним моментом на роторі генератора і механічним крутильним моментом, що виникає на

валу турбіни, збуджує крутильні коливання вала турбіни. Амплітуда крутильного моменту може в декілька раз перевищувати значення, що відповідає номінальній потужності турбіни [11, 12].

Крутильний момент створюється на колесі кожного ступеня турбомашини, додається один до одного і в кінцевому перерізі передається генератору. Максимальне значення крутильного моменту досягається на ділянці вала між ротором низького тиску (РНТ) і генератором (РГ). Розрахунок граничних умов для крутильних коливань вала турбіни К-200-130 виконаний на перемінних режимах роботи. Максимальний крутильний момент на валу в зоні РНТ–РГ складає 0,65 МН·м.

Для створення тривимірної моделі вала парової турбіни К-200-130 використовувалась система графічного моделювання *AUTOCAD*, яка дозволяє без спотворень і втрат даних перенести геометричну модель вала в програмну систему *ANSYS*. В якості вихідних даних для побудови моделі вала використовувалась конструкторська документація парової турбіни К-200-130. Вал складався з двох частин, які з'єднані за допомогою муфти: перша частина – ротор високого тиску (РВТ) та ротор середнього тиску (РСТ), друга частина – ротор низького тиску (РНТ). Диски ступенів прийняті циліндричної форми з гладкою поверхнею.

Максимальні напруження виникають в зоні з'єднувальної муфти і в кінцевому перерізі – зоні генератора і складають 66–124 МПа. Максимальний розмах напружень від крутильних коливань виникає в перерізі між РСТ і РНТ і складає 25–28 МПа.

Рівень напружень нижчій границі міцності роторної сталі 25Х1М1ФА при крученні, що забезпечує статичну міцність вала.

**Висновки.** 1 На основі аналізу існуючих підходів до оцінки залишкового ресурсу старіючого обладнання при визначенні надійності обладнання необхідно оцінювати індивідуальний ресурс старіючого обладнання на основі комплексної схеми, що містить три складові – малоциклову утомленість, утомленість від повзучості та довготривалої міцності, а також утомленість від крутильних коливань.

2 При розрахунку теплового і напружено-деформованого стану роторів парових турбіни за весь період експлуатації необхідно використовувати дані технічного аудиту високотемпературних роторів для завдання в геометричних моделях ремонтно-відновлювальних вибірок з ціллю оцінки реального стану парових турбін після наробітку паркового ресурсу.

3 Проведена розрахункова і експериментальна оцінка малоциклової утомленість, утомленість від повзучості та довготривалої міцності, а також утомленість від крутильних коливань роторів ЦВТ та ЦСТ.

4 Для підвищення надійності елементів турбін, зменшення температурних навантажень і покращення якості експлуатації необхідно при кожному наступному плановому подовженню експлуатації обладнання, яке пропрацювало більше 220 тис. год., проводити додаткове уточнення індивідуального ресурсу.

**Список літератури:** 1. НД МПЕ України. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій. – Типова інструкція. СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004. 2. НД МПП України. Турбіни парові промислових підприємств. – Інструкція з експертного обстеження (технічного діагностування). – Харків, 2006. 3. *Chernousenko, O.Y.* Lifetime extension of K-200-130 steam turbine housings over park resource [Text] / O.Y. Chernousenko, T.V. Nikulenkova // *Innovations and Technologies*. – 2011. – № 1(10). – С. 10-17 – ISSN 1691 4. РТМ 108.021.103. Детали парових стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталость. – М., 1985. – № АЗ-002/7382 – 49 с. 5. *Трухний, А.Д.* Теплофикационные парове турбины и турбоустановки [Текст]: учеб. пособие для вузов / А.Д. Трухний, Б.В. Ломакин. – М.: МЭИ, 2002. – 540 с. 6. *Черноусенко, О.Ю.* Комплексний підхід до оцінки ресурсу парових турбін великої потужності [Текст] / О.Ю. Черноусенко //

Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Тези доповідей. – К., 2009. – С. 5-10. **7.** Черноусенко, О.Ю. Обобщение и анализ результатов расчетного исследования индивидуального ресурса корпусов и роторов ЦВТ и ЦСТ турбины К-200-130 блока 200 МВт [Текст] / О.Ю. Черноусенко // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Х.: НТУ «ХПИ», 2008. – № 6. – С. 107-111. **8.** Штефан, Е.В. Інформаційна технологія визначення індивідуального ресурсу високотемпературних конструкцій енергомашинобудування [Текст] / Е.В. Штефан, О.Ю. Черноусенко, А.В. Башта // Проблеми тертя та зношування: Науково-технічний збірник. – К.: НАУ, 2008. – Вип. 49. – Т. 2. – С. 171-176. **9.** РД 34.17.440-96. Методические указания о порядке проведения работ при оценке индивидуального ресурса паровых турбин и продлении срока их эксплуатации сверх паркового ресурса. – М., 1996. **10.** Ланин, А.А. Прочность и долговечность конструкций при ползучести [Текст] / А.А. Ланин, В.С. Балина. – С.-П.: Политехника, 1996. – 150 с. **11.** Лейзерович, А.Ш. Накопление усталостной повреждаемости металла роторов паровых турбин из-за колебательных крутильных нагрузок, вызванных взаимодействием с энергосистемой [Текст] / А.Ш. Лейзерович // Энергохозяйство за рубежом. – 1982. – № 4. – С. 12-16. **12.** Глебов, И.А. Скручивающие моменты на валу турбоагрегата при отключении коротких замыканий / И.А. Глебов, Е.Я. Казовский, Э.Е. Остроумов, Г.Е. Рубисов // Электричество. – 1978. – № 2. – С. 22-26.

*Надійшла до редколегії 10.02.13*

УДК 621.165.62-192

**Комплексна схема оцінювання залишового ресурсу роторів парових турбін великої потужності** [Текст] / О.Ю. Черноусенко, Т.В. Нікуленкова // Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПИ», 2013. – № 14(988). – С. 54-61. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-774X.

Показано, что за время эксплуатации в металле основных деталей (низколегированные стали перлитного класса 15X1M1ФЛ, 20ХМФЛ, 20ХМЛ) могут состояться значительные изменения. Вопрос продления срока эксплуатации сверх нормативного должен решаться на основе результатов специально проведенного комплекса работ, который включает исследование состояния металла (в том числе на сопротивление развитию трещин).

**Ключевые слова:** нормативный срок эксплуатации, ротора турбин, стали перлитного класса, продления срока эксплуатации сверх нормативного, комплексная оценка остаточного ресурса.

During the operation time significant changes may take place in the metals of the basic parts (low-grade steel of pearlite class 15X1M1ФЛ, 20ХМФЛ, 20ХМЛ) is presented. The problem of operation extension over-standard should be solved on the basis of the results, gained in the process of the specially conducted service works including the investigation of the metal state and its resistance to the crack development.

**Keywords:** high-temperature rotors, big capacities turbines, steel of pearlite class, problem of operation extension over-standard, specially conducted service works.