

УДК 621.039

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕРМОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ У ВУЗЛОВОМУ З'ЄДНАННІ ХВОСТОВИКА ЗМІЙОВИКА З КОЛЕКТОРОМ ПІДГРІВНИКА ВИСОКОГО ТИСКУ ПВ-2500-97

М. М. СЕМЕРАК¹, Т. І. РИМАР¹, Т. Я. ГЛОВА²

¹ Національний університет "Львівська політехніка";

² Національна академія сухопутних військ ім. гетьмана П. Сагайдачного, Львів

Досліджено термонапружений стан вузла приєднання хвостовика спірального змійовикового елемента $\varnothing 32 \times 4$ mm до колектора $\varnothing 325 \times 32$ mm ПВТ-6 та ПВТ-7 за експлуатаційних режимів енергоблока з реактором ВВЕР-1000. Виконано його математичне моделювання, де враховано, що температурні переміщення і напруження залежать від теплофізичних та механічних характеристик конструкційних матеріалів у експлуатаційних умовах роботи обладнання.

Ключові слова: підігрівник високого тиску, хвостовик змійовика, термонапружений стан елемента теплообмінника.

The thermal stress state of the connecting node of the shank of the spiral coil element $\varnothing 32 \times 4$ mm to the collector $\varnothing 325 \times 32$ mm of HPH-6 and HPH-7 for the operational modes of the power unit with the WVER-1000 reactor is investigated. Mathematical modeling of the connection is performed, taking into account that temperature movements and stresses depend on the thermophysical and mechanical characteristics of structural materials in the operating conditions of the equipment.

Keywords: high-pressure heater, coil shank, the thermal stress state of heat exchanger element.

Вступ. Пошкодження трубних систем теплообмінного обладнання енергоблоків АЕС та ТЕС є чинником зниження надійності його роботи і призводять до вимушеного простоювання та до значних економічних втрат. Надійність роботи енергетичного обладнання АЕС є стратегічно важливою і вимагає постійного контролю та удосконалення. Її забезпечують оцінюванням багатьох параметрів, які характеризують роботу енергоблока. До переліку цих параметрів належить термонапружений стан окремих вузлів і елементів енергетичного обладнання за експлуатаційних умов [1]. Інформацію про напружено-деформований стан конструктивних елементів враховують під час прийняття рішень про подальше їх використання чи заміну, а також під час оцінювання впливу ремонтних заходів на можливість подовження термінів експлуатації таких елементів.

Аналіз останніх досліджень. Експлуатаційні показники роботи підігрівників високого тиску (ПВТ) на АЕС є незадовільними, оскільки майже 30% часу енергоблоку з турбоустановками 1000 MW працюють взагалі без ПВТ і 17% часу – з відімкнутою однією ниткою. Робота з відімкнутими ПВТ пов'язана з втратою 12 MW потужності [2]. Основна частка поломок припадає на руйнування вхідних ділянок змійовиків у роздавальний колектор. З цим пов'язано > 90% недовиробленої електроенергії.

Корозійно-ерозійне зношування є поширеним видом пошкоджуваності елементів, виготовлених з феритно-перлітної вуглецевої сталі. Таке зношування трубопроводів АЕС конденсатно-живильного тракту розглянуто раніше [3–8].

Вважають [2], що пошкодження вхідних ділянок зміювиків у роздавальний колектор можна ідентифікувати як ударну корозію, спричинену вихором у камері. Внаслідок цього виникають коливання тиску у вхідних ділянках, які призводять до відривання оксидної плівки з поверхні металу [9]. Велике значення має також звуження потоку на вході в трубку. Для запобігання вихорам у вхідній камері в ній встановлюють заспокоювачі (дифузори). За використання дифузора спостерігаємо помітне зменшення корозійної активності. Припускають [2], що ударна корозія є переважно у вхідній частині трубок і тому встановлюють сегмент, який спільно з дифузором повністю запобігає ударній корозії.

Раніше проаналізовано [9] ерозійно-корозійне зношування вхідних ділянок зміювиків ПВТ з трубками із вуглецевої сталі на блоках АЕС з турбінами К-1000-60/1500-2. Теплообмінна поверхня на всій висоті підігрівника мала інтенсивне ерозійно-корозійне зношування з середньою швидкістю 0,2...0,3 mm/year, максимальною до 1 mm/year. Водночас вказують [9], що багато чинників, пов'язаних з механізмом ерозійно-корозійного зношування, досі вивчені недостатньо.

Під час експлуатації енергоблоків ТЕС статистика пошкоджуваності елементів, які знаходяться під тиском, вказує на те, що 10...12% всіх пошкоджень припадає на ПВТ [3]. Пошкодження зміювиків призводять до вимушеної зупинки енергоблоків, що пов'язано з необхідністю їх заміни. Ремонтні роботи дуже складні та пов'язані із тривалим виведенням енергетичного обладнання з експлуатації.

Вважають [3], що однією із причин ерозійно-корозійного зношування вуглецевої сталі є вплив робочої температури. Так, максимальне значення ерозійно-корозійного зношування спостерігаємо за температури живильної води 165,3°C, тобто ризик руйнування на цій ділянці найбільший. У діапазоні зміни температур від 165,3 до 201,4°C, що відповідає підвищенню температури живильної води у ПВТ-6 за номінального режиму, спостерігаємо зменшення швидкості ерозійно-корозійного зношування вуглецевої сталі у 1,2 рази. Водночас для підігрівника ПВТ-7, який експлуатують у діапазоні зміни робочих температур живильної води 201,4...225°C, ерозійно-корозійне зношування знижується у 10 разів.

Існує думка [10], що питання термонапруженого стану теплообмінного обладнання АЕС потребує подальшого вивчення.

Формулювання завдання дослідження. Вузол приєднання хвостовика спірального зміювикового елемента до колектора у експлуатаційному режимі нагрівається до високих температур (200°C і вище). За нагрівання вузол розширюється і деформується. Оскільки колектор виготовлений зі сталі 20, а хвостовик спірального зміювика – з нержавної сталі 08X18H10T, то їхні теплофізичні і механічні характеристики відрізняються за значеннями. Під час їх нагрівання навіть на однакову температуру вони деформуватимуться по-різному. В результаті виникають температурні напруження.

Мета роботи – дослідити термонапружений стан вузла приєднання хвостовика спірального зміювикового елемента $\varnothing 32 \times 4$ mm до колектора $\varnothing 325 \times 32$ mm ПВТ-6 та ПВТ-7 за експлуатаційних режимів енергоблока із реактором ВВЕР-1000 для підвищення надійності його роботи.

Метод і результати досліджень. За конструктивними особливостями ПВТ марки ПВ-2500-97-18А (ПВТ-6) та ПВ-2500-97-28А (ПВТ-7) енергоблока ВВЕР-1000 мають колекторно-зміювикову систему. Колектори виконані з труб $\varnothing 325 \times 32$ mm зі сталі 20, а зміювики – з труб $\varnothing 32 \times 4$ mm, сталь 20, хвостовик – з нержавної сталі 08X18H10T. Схема кріплення хвостовика спірального зміювика до колектора підігрівника ПВ-2500-97 наведена на рис. 1а.

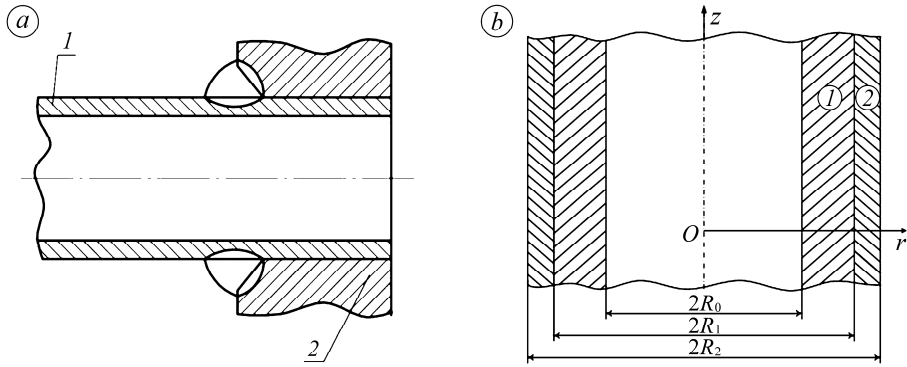


Рис. 1. Схема вузла приєднання хвостовика спірального змійовикового елемента $\varnothing 32 \times 4$ мм до колектора $\varnothing 325 \times 32$ мм (а) та моделі аналітичного розрахунку (б): 1 – хвостовик; 2 – колектор.

Fig. 1. Diagram of the unit connecting the shank of the spiral coil element $\varnothing 32 \times 4$ mm to the collector $\varnothing 325 \times 32$ mm (a) and the analytical calculation model (b): 1 – shank; 2 – collector.

Інтерпретація результатів та їх апробація. Під час аналітичного дослідження вузол приєднання хвостовика спірального змійовикового елемента до колектора змодельовано двошаровим пустотілим циліндром (рис. 1б). Всі величини, які належать до хвостовика, позначимо 1, а до колектора – 2.

За дії температури в осьовому перерізі (рис. 1б) виникають температурні переміщення і деформації, які призводять до появи температурних напружень. Переміщення точок двошарової конструкції вздовж радіуса знайдемо з рівняння [11]

$$\frac{d^2 u_i(r)}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du_i(r)}{dr} - \frac{u_i(r)}{r^2} = \frac{1 + \nu_i}{1 - \nu_i} \alpha_t^{(i)} \frac{dt}{dr}, \quad i = 1; 2, \quad (1)$$

де $u_i(r)$ – переміщення точок конструкції в напрямку радіуса r , м; $\alpha_t^{(i)}$ – температурний коефіцієнт лінійного розширення для заданого матеріалу, $1/\text{K}$; ν_i – коефіцієнт Пуассона; t – температура, $^\circ\text{C}$.

Інтегрування рівняння (1) спроститься, якщо його подати так:

$$\frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \frac{d(ru_i(r))}{dr} \right] = \frac{1 + \nu_i}{1 - \nu_i} \alpha_t^{(i)} \frac{dt}{dr}. \quad (2)$$

Проінтегрувавши двічі рівняння (2), отримаємо розв'язок рівняння (1)

$$u_i(r) = \frac{1 + \nu_i}{1 - \nu_i} \alpha_t^{(i)} \frac{1}{r} \int_{r_i}^{r_{i+1}} t \cdot r dr + A_i r + \frac{B_i}{r}, \quad (3)$$

де A_i і B_i – сталі інтегрування, які визначили з граничних умов.

Напруження, які діють у радіальному $\sigma_r^{(i)}$, кільцевому $\sigma_\theta^{(i)}$ та осьовому $\sigma_z^{(i)}$ напрямках, запишемо у вигляді [11]

$$\sigma_r^{(i)}(r) = \frac{E_i}{(1 + \nu_i)(1 - 2\nu_i)} \left[(1 - \nu_i)\epsilon_r^{(i)} + \nu_i\epsilon_\theta^{(i)} + \nu_i\epsilon_z^{(i)} - (1 + \nu_i)\alpha_t^{(i)}t \right]; \quad (4)$$

$$\sigma_\theta^{(i)}(r) = \frac{E_i}{(1 + \nu_i)(1 - 2\nu_i)} \left[(1 - \nu_i)\epsilon_\theta^{(i)} + \nu_i\epsilon_r^{(i)} + \nu_i\epsilon_z^{(i)} - (1 + \nu_i)\alpha_t^{(i)}t \right]; \quad (5)$$

$$\sigma_z^{(i)}(r) = \frac{E_i}{(1 + \nu_i)(1 - 2\nu_i)} \left[(1 - \nu_i)\epsilon_z^{(i)} + \nu_i\epsilon_r^{(i)} + \nu_i\epsilon_\theta^{(i)} - (1 + \nu_i)\alpha_t^{(i)}t \right], \quad (6)$$

де E_i – модуль Юнга, Па; $\epsilon_r^{(i)}$, $\epsilon_\theta^{(i)}$, $\epsilon_z^{(i)}$ – відносні видовження вздовж осей Or , $O\theta$,

Oz ; $i = 1;2$ – кількість шарів; $\epsilon_r^{(i)} = du_{(i)} / dr$; $\epsilon_\theta^{(i)} = u_{(i)} / r$. Аналіз рівнянь (3)–(6) показує, що температурні переміщення і напруження залежать від теплофізичних та механічних характеристик конструкційних матеріалів.

Сталі інтегрування A_i і B_i знайдемо з рівності переміщень (3) і радіальних напружень (4) на стику циліндрів $r = R_1$, а також рівності нулю радіальних напружень при $r = R_0$ і $r = R_2$

$$\sigma_r^{(1)}(R_1) = \sigma_r^{(2)}(R_1), \quad u_1(R_1) = u_2(R_1), \quad \sigma_r^{(1)}(R_0) = 0, \quad \sigma_r^{(2)}(R_2) = 0. \quad (7)$$

Відносні видовження в напрямку паралельному осі циліндра знайдемо з рівнянь

$$\int_{R_0}^{R_1} \sigma_z^{(1)} \cdot r dr + \int_{R_1}^{R_2} \sigma_z^{(2)} \cdot r dr = 0, \quad \epsilon_z^{(1)} + \frac{\sigma_z^{(1)}}{E_1} = \epsilon_z^{(2)} + \frac{\sigma_z^{(2)}}{E_2}. \quad (8)$$

Підставивши вирази (3)–(6) в умови (7)–(8), отримаємо систему з шести алгебраїчних рівнянь для знаходження шести невідомих A_i , B_i , $\epsilon_z^{(i)}$. Розв'язок системи отриманий за методом Крамера зі застосуванням програми MathCad.

За формулами (3)–(6) розраховано термонапружений стан вузла приєднання хвостовика спірального змієвикового елемента $\varnothing 32 \times 4$ mm до колектора $\varnothing 325 \times 32$ mm ПВТ-6 та ПВТ-7 за експлуатаційних режимів. У розрахунках прийнято, що $R_0 = 12 \cdot 10^{-3}$ m, $R_1 = 16 \cdot 10^{-3}$ m, $R_2 = 24 \cdot 10^{-3}$ m. Механічні та теплофізичні характеристики матеріалів для конструктивних елементів трубних поверхонь ПВТ подано у таблиці. Результати числового дослідження зображено на рис. 2.

Теплофізичні та механічні характеристики матеріалів [12]

Температура, °C	Сталь 20			08X18H10T		
	E , GPa	$\alpha_t \cdot 10^6$, 1/K	ν	E , GPa	$\alpha_t \cdot 10^6$, 1/K	ν
165	189	12,25	0,31	196	16,8	0,29
201	184	12,6			17	
224	181	12,72			17,25	

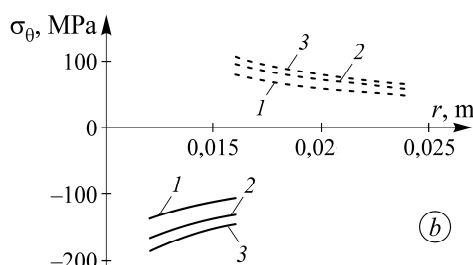
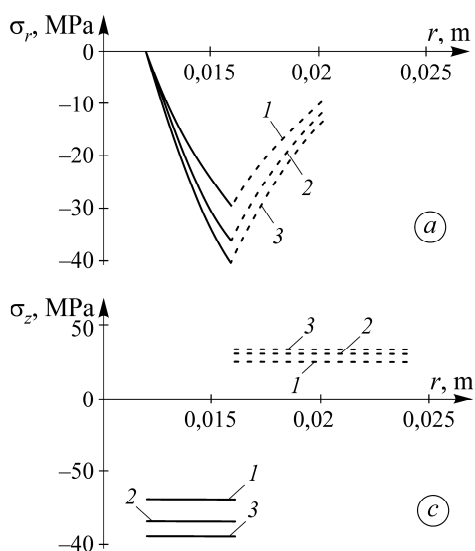


Рис. 2. Радіальні (а), кільцеві (b) та осьові (с) напруження за різних температур:

1 – 165°C; 2 – 201; 3 – 224.

Суцільна лінія – для матеріалу хвостовика; штрихова – колектора.

Fig. 2. Radial (a), ring (b) and axial (c) stresses at different temperatures: 1 – 165°C; 2 – 201; 3 – 224. Solid line – for the shank material; dashed – for the collector.

Аналіз графічних залежностей (рис. 2а) показує, що радіальні σ_r температурні напруження у вузлі стискувальні. На поверхні з'єднання $r = R_1$ радіальні напруження досягають значення: за температури $t = 224^\circ\text{C}$ – 41 МПа; за 201°C – 37 МПа; за 165°C – 31 МПа. На поверхнях $r = R_0$ і $r = R_2$ радіальні напруження рівні нулю за всіх значень досліджуваних температур.

Кільцеві σ_θ (рис. 2b) та осьові σ_z (рис. 2c) температурні напруження у хвостовику – стискувальні, а у колекторі – розтягувальні. На поверхні $r = R_1$ кільцеві температурні напруження у хвостовику стрибкоподібно змінюються на розтягувальні зі значеннями: за температури $t = 224^\circ\text{C}$ – від 145,8 до 106,1 МПа; за 201°C – від 133,9 до 95,3 МПа; за 165°C – від 107,4 до 78,2 МПа. Аналогічними є осьові напруження (рис. 2c), їх значення змінюються так: за температури $t = 224^\circ\text{C}$ – від 94,5 до 33 МПа; за 201°C – від 84,8 до 29,7 МПа; за 165°C – від 69,6 до 24,4 МПа.

Як бачимо, зі збільшенням температури робочого середовища температурні напруження конструкційних матеріалів зростають.

ВИСНОВКИ

Методом числового моделювання досліджено термонапружений стан вузла приєднання хвостовика спірального змійовикового елемента $\varnothing 32 \times 4$ mm до колектора $\varnothing 325 \times 32$ mm ПВТ-6 та ПВТ-7 за експлуатаційних режимів енергоблока з реактором ВВЕР-1000. Визначено напруження, які виникають за температурних градієнтів у точках з'єднання товстостінного колектора і тонкостінного хвостовика змійовикового колектора. Радіальні, кільцеві та осьові температурні напруження за товщиною хвостовика стискувальні та максимальне їх значення досягають за температури 224°C . Найбільше значення мають кільцеві напруження, які створюватимуть умови для корозійного розтріскування зовнішньої та внутрішньої поверхонь хвостовика. Під час проектування вузла з'єднання варто підбирати такі пари матеріалів, які мають найменшу різницю коефіцієнтів лінійного розширення. У вузлі з'єднання колектора з хвостовиком радіальні напруження стискувальні, кільцеві та осьові стрибкоподібно змінюються від стискувальних до розтягувальних. Максимальну зміну спостерігаємо за температури 224°C .

1. *Solving Stefan's linear problem for drying cylindrical timber under quasi-averaged formulation* / B. I. Gayvas, V. A. Dmytruk, M. M. Semerak, and T. I. Rymar // *Mathematical Modeling and Comp.* – 2021. – **8**, № 2. – P. 150–156. <https://doi.org/10.23939/mmc2021.02.150>
2. *Кравченко В. П., Павлов А. Н., Федоров С. Б.* Обоснование необходимости реконструкции подогревателей высокого давления турбины К-1000-6/25 // Тез. докл. II-й конф. “Молодежь – ядерной энергетике Украины”. – Одесса, 1995. – С. 51–55.
3. *Эргашев М., Садуллаев З. Ш., Рахматуллаева Ш. М.* Исследование причин повреждаемости змеевиков подогревателей высокого давления // *Universum: Техн. науки: электрон. научн. журн.* – 2020. – **72**, № 3. URL: <https://universum.com/ru/tech/archive/item/9044>
4. *Експлуатаційне зношування трубопроводів другого контуру енергоблоків ВВЕР-1000* / Л. Ожигов, А. Митрофанов, Є. Крайнюк, А. Бажуков, П. Мельник // *Вісник Тернопільськ. нац. техн. ун-ту.* – 2013. – № 1. – С. 55–62.
5. *Соловьева С. П.* Аварии и инциденты на атомных электростанциях: уч. пос. – Обнинск: ИАЭ, 1992. – 299 с.
6. *Марушкин В. М., Иващенко С. С., Вакуленко Б. Ф.* Подогреватели высокого давления турбоустановок ТЭС и АЭС. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 136 с.
7. *Nedelko L. and Kastner W.* Weak point analysis in response to erosion corrosion problems in nuclear power plant piping // *ENC' 90.* 23–28 Sept. – Lyon, 1990. – P. 12.
8. *Woolsey J. S.* Assessment and avoidance of erosion-corrosion damage in PWR feed pipe-work // *Proc. of specialists meeting organized by the Inter Atomic Energy Agency and held in Vienna 12–14 Sept. 1988.* – Vienna, 1990. – P. 60–66.
9. *Бараненко В. И., Киров В. С., Кравченко В. П.* Эрозионно-коррозионный износ металла входных участков змеевиков подогревателей на АЭС // *Атомная энергия.* – 1995. – **78**, вып. 2. – С. 83–87.
10. *Pyrohov T. and Korolev A.* Analysis of the thermal stress state of the flange connections elements of the emergency cooling heat exchangers during accidents of the WWER-1000 Nuclear Installation (January 14, 2021). Available at SSRN: <https://ssrn.com/abstract=3766179>
11. *Тимошенко С. П., Гудьэр Дж.* Теория упругости. – М.: Наука, 1975. – 576 с.
12. *Герасимов В. В., Монахов А. С.* Материалы ядерной техники. – М.: Энергоиздат, 1982. – 288 с.

Одержано 27.01.2022