

КОНЦЕПЦІЯ ДОВІДНИКІВ ДЕФЕКТІВ В ОБЛАДНАННІ ТА ТРУБОПРОВОДАХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ТА ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ

Харитонов Л.В., кандидат фізико-математичних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, kharytonova-lv@ukr.net, orcid.org/0000-0002-0108-6702

Куценко О.Г., кандидат фізико-математичних наук, Київський національний університет імені Тараса Шевченка, Київ, Україна, alex_kutz@ukr.net, orcid.org/0000-0001-5089-0409

Каденко І.М., доктор фізико-математичних наук, Київський національний університет імені Тараса Шевченка, Київ, Україна, ndef.office@gmail.com, orcid.org/0000-0001-8766-4229

CONCEPTION OF REFERENCE BOOKS OF DEFECTS IS IN EQUIPMENT AND PIPELINES OF POWER AND TRANSPORT SYSTEMS

Kharytonova L.V., Ph.D., National Transport University, Kyiv, Ukraine, kharytonova-lv@ukr.net, orcid.org/0000-0002-0108-6702

Kutsenko O.G., Ph.D., Taras Shevchenko National University of Kyiv, Kyiv, Ukraine, alex_kutz@ukr.net, orcid.org/0000-0001-5089-0409

Kadenko I.M., Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Taras Shevchenko National University of Kyiv, Kyiv, Ukraine, ndef.office@gmail.com, orcid.org/0000-0001-8766-4229

КОНЦЕПЦИЯ СПРАВОЧНИКОВ ДЕФЕКТОВ В ОБОРУДОВАНИИ И ТРУБОПРОВОДАХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ И ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ

Харитонов Л.В., кандидат физико-математических наук, Национальный транспортный университет, Киев, Украина, kharytonova-lv@ukr.net, orcid.org/0000-0002-0108-6702

Куценко А.Г., кандидат физико-математических наук, Киевский национальный университет имени Тараса Шевченко, Киев, Украина, alex_kutz@ukr.net, orcid.org/0000-0001-5089-0409

Каденко И.Н., доктор физико-математических наук, Киевский национальный университет имени Тараса Шевченко, Киев, Украина, ndef.office@gmail.com, orcid.org/0000-0001-8766-4229

Постановка проблеми.

Кожна транспортна система являє собою зв'язаний комплекс обладнання (основного і допоміжного), алгоритмів управління, технологічного регламенту забезпечення функціонування та персоналу. В сучасних ринкових умовах надзвичайно важливою стає оптимізація всього зазначеного комплексу за рахунок впровадження інноваційних підходів з метою підвищення ефективності функціонування системи. До найбільш важливих напрямків підвищення ефективності та прибутковості системи відноситься оптимізація регламентних процедур ремонту обладнання, зокрема, тих його елементів, які зазнали пошкодження через виникнення у них тріщиноподібних дефектів. В даній роботі в основних рисах описана Концепція Довідників дефектів, прийнята та впроваджена на об'єктах ядерної енергетики Сполучених Штатів, Франції, Бельгії та інших європейських країн. Розглянуті приклади побудови та застосування Довідників дефектів.

Для всіх крупних промислових об'єктів, зокрема – для АЕС, розроблені програми експлуатаційного контролю, якими визначаються об'єми контролю, його періодичність та заходи, що приймаються унаслідок виявлення дефектів. При визначенні зазначених заходів, як правило, виходять з нормативних документів, якими визначаються допустимі розміри дефектів, виявлених при контролі. Допустимі розміри дефектів, встановлені цими документами, є дуже консервативними, адже вони розраховані для всіх типів обладнання, незважаючи на специфіку роботи елемента конкретної системи в конкретних умовах експлуатації. В той же час, в деяких елементах, зокрема – зварних з'єднаннях, що знаходяться під впливом значних змінних навантажень, дефекти виникають досить часто, що призводить до виведення елементів системи, або і системи в цілому, в неплановий ремонт, обумовлює відповідні матеріальні збитки від простою системи. Концепція Довідників дефектів розроблена Американським товариством інженерів-механіків ASME і подана в [1]. Вона передбачає ретельний аналіз конкретних елементів кожного конкретного обладнання, що працюють в

своїх специфічних експлуатаційних умовах, і є важливими з огляду на велику частоту непланових ремонтів, пов'язаних з виявленням в цих елементах тріщиноподібних дефектів. В основі концепції лежить ідея встановлення максимально допустимого розміру дефекту для даного елемента обладнання та оцінювання проміжку часу, за який виявлений дефект може досягнути максимально допустимих розмірів.

Концепція Довідників дефектів являє собою зразок найкращої світової інженерної практики, спрямованої на надання технічному персоналу простих засобів для прийняття рішень щодо необхідності проведення ремонту елементів обладнання з виявленими при експлуатаційному контролі дефектами. Основною перевагою цієї концепції є можливість безпосереднього використання Довідника під час аналізу результатів експлуатаційного контролю без залучення додаткової інформації та без проведення жодних розрахунків. Така можливість обумовлена тим, що всі необхідні розрахунки проводяться заздалегідь, на етапі розробки Довідника.

Для кожної системи розробка Довідника дефектів здійснюється відповідно до таких етапів:

- визначення об'єму робіт, а саме – тих елементів обладнання, які найбільш важливі з точки зору впливу на безпеку, або найбільш часто зазнають пошкодження, або ремонт яких веде до найбільших матеріальних збитків;
- визначення умов експлуатації для кожного елемента обладнання. Встановлення значень параметрів, що визначають нормальні умови експлуатації, аварійні умови, випробування, визначення частоти і послідовності зміни значень параметрів при експлуатації;
- встановлення найбільш небезпечних експлуатаційних умов, які будуть визначальними з точки оцінювання максимально допустимих розмірів дефектів;
- постулювання розрахункового дефекту з метою визначення максимально допустимих розмірів дефекта;
- проведення розрахунків цілісності елемента конструкції з дефектом з метою визначення його максимально небезпечного розміру. Наприклад, для дефекту, схематизованого до напівеліптичної тріщини (рис.1) визначається її глибина та відношення глибини до напівдовжини. Максимально допустимі розміри (розмір) встановлюються шляхом розрахунку такого сценарію прикладання навантаження до елемента обладнання, який є найбільш небезпечним для даного елемента в реальних умовах його функціонування.

Максимально допустимі розміри дефекту використовуються для визначення прийнятних розмірів дефекту, які отримуються діленням максимально допустимих значень на відповідний коефіцієнт запасу.

Довідник дефектів містить значення допустимих розмірів дефектів, визначені для різних періодів експлуатації (рис.2). Допустимі розміри визначаються з урахування підростання дефекту при експлуатації і являють собою такі початкові розміри дефекту, виявленого в той або інший період експлуатації, зростання від яких призведе до прийнятних розмірів дефекту на кінець періоду експлуатації. Оцінка зростання дефекту має проводитися з урахуванням всіх активних механізмів деградації, що впливають на даний елемент обладнання.

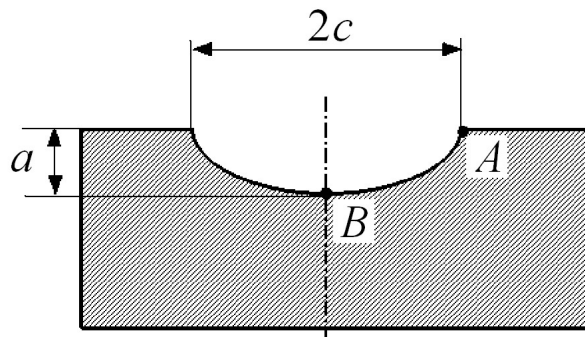


Рисунок 1 – Конфігурація напівеліптичного дефекта
Figure 1 –The configuration of semi-elliptical defect

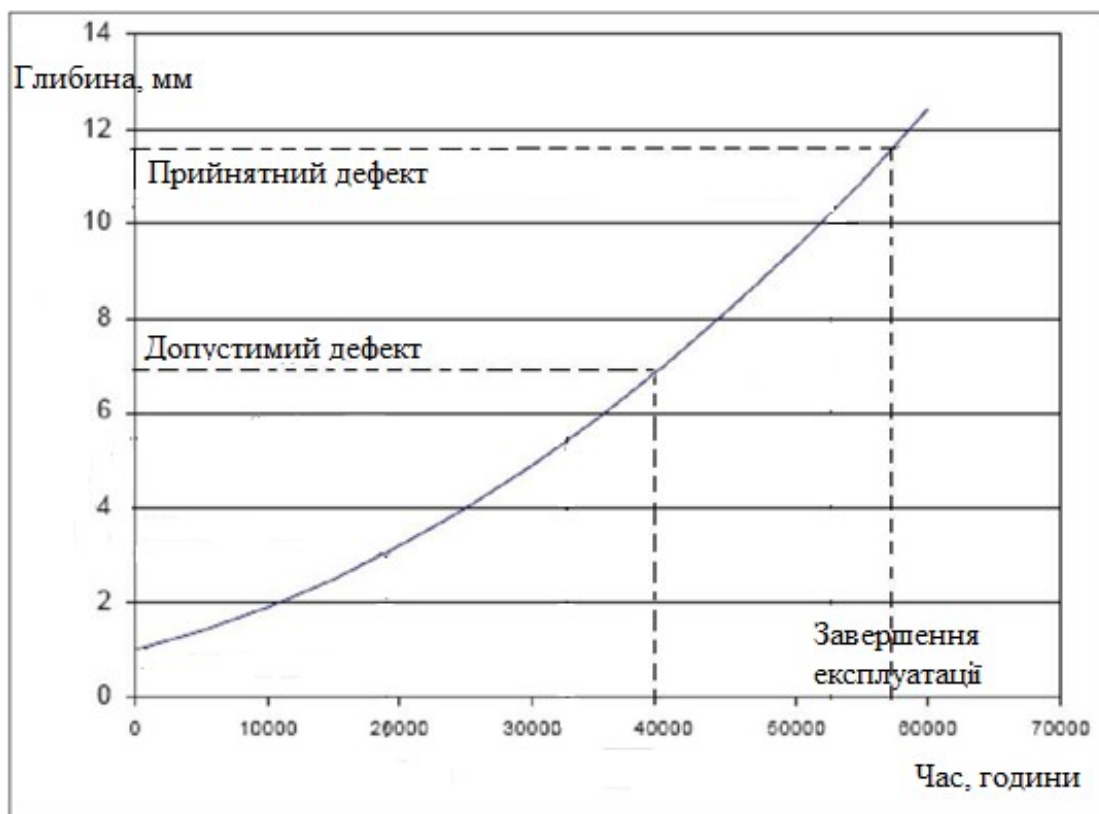


Рисунок 2 – Діаграма зростання дефекту в процесі експлуатації елементу обладнання
Figure 2 – Diagram of defect growth under the operation conditions

Всі етапи розробки Довідника дефектів, а також – приклад його використання наведені нижче для випадку зварного шва приварки дихального трубопроводу до нижнього патрубку компенсатора тиску (КТ) реакторної установки ВВЕР-1000.

Об'єм аналізу

Розглядається зварний шов приварки дихального трубопроводу до нижнього патрубку КТ реакторної установки ВВЕР-1000. Дихальний трубопровід з'єднує КТ з головним циркуляційним трубопроводом (ГЦТ), по дихальному трубопроводу теплоносій тече з ГЦТ в КТ при збільшенні тиску в головному контурі, або навпаки, тече з КТ в ГЦТ при зменшенні тиску в головному контурі.

Перелік умов нормальної експлуатації, експлуатаційних перехідних процесів, гідро випробувань, аварійних умов

Найбільш небезпечний випадок експлуатаційних умов

В дихальний трубопровід при будь-яких режимах не може потрапити теплоносій з температурою, що суттєво відрізняється від робочої. Отже, основні навантаження на даний елемент можуть бути пов'язані лише з внутрішнім тиском. Таким чином, в якості найбільш небезпечного був обраний сценарій гідро випробувань з температурою теплоносія $T=100^{\circ}\text{C}$ і тиском $p=25$ МПа.

Перехідні процеси нормальної експлуатації

Перехідні процеси нормальної експлуатації розглядаються з метою моделювання циклічних навантажень, які є причиною підростання дефекту в процесі експлуатації.

Ми розглядаємо цикл нормальної експлуатації «гідровипробування – розігрів – розхолодження».

Цикл визначається значеннями параметрів теплоносія (температура, тиск), наведеними в таблиці 1.

Таблиця 1 – Параметри циклу нормальної експлуатації
Table 1 –The parameters of normal operation cycle

Час, с	P, МПа	T, °C	Швидкість розігріву/розхолодження, °C/год
Гідровипробування			
0	0,4	50	0
6000	25	100	30
13200	25	100	0
13200	0,4	100	0
Розігрів			
13200	3	100	0
13200+18000 (31200)	3	$100+5 \cdot 20 = 200$	20
13200+45000 (58200)	15,7	350	20
Розхолодження			
59200	15,7	350	0
95200	0,4	50	-30

Параметри циклу навантаження режиму нормальної експлуатації подані на рис.3,4.

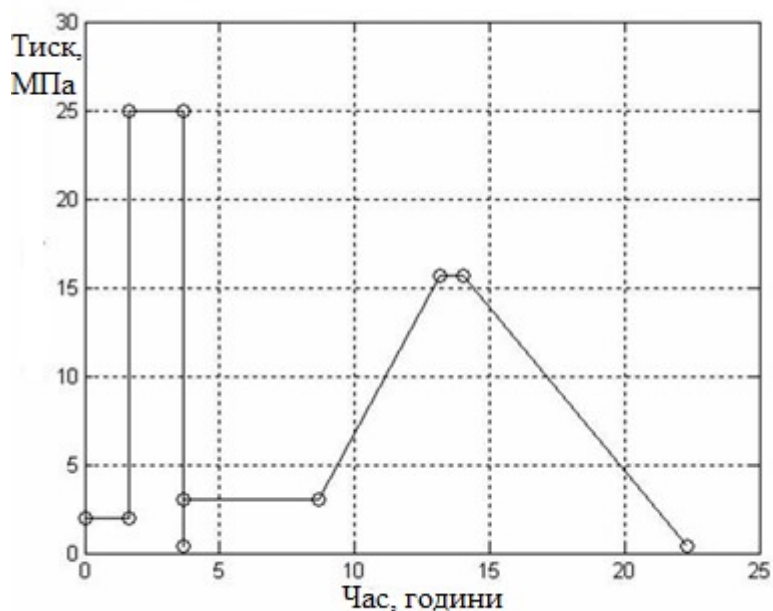


Рисунок 3 – Залежність тиску від часу для циклу навантаження нормальної експлуатації
Figure 3 –The dependence of pressure on time for normal operation cycle

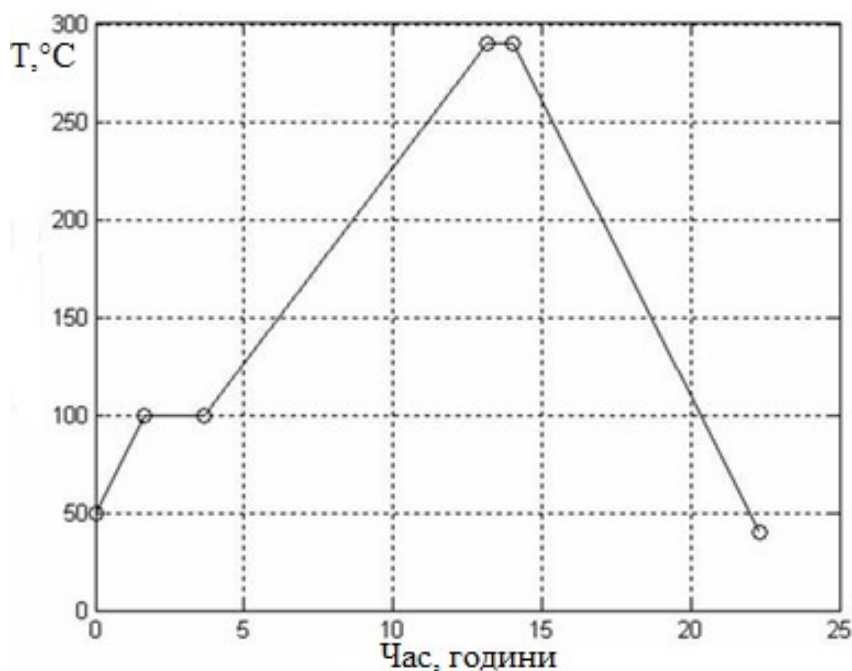


Рисунок 4 – Залежність температури від часу для циклу навантаження нормальної експлуатації

Figure 4 – The dependence of temperature on time for normal operation cycle

Консервативне значення частоти циклів даного типу складає $n = 3,24$ за рік (дані Рівненської АЕС).

Значення частоти всіх типів циклів складає $n = 11$ за рік (дані Рівненської АЕС).

Оскільки товщина стінки дихального трубопроводу мала, а відносна товщина антикорозійного наплавлення велика, перехідні процеси зі швидкістю зміни температури теплоносія до $30^{\circ}\text{C}/\text{год}$ призводять до виникнення дуже малих температурних напружень в основному металі трубопроводу, які викликані нерівномірним полем температури. Тому граничні стани дихального трубопроводу за період нормальної експлуатації можна вважати стаціонарними, такими, що відповідають таким значенням параметрів:

$T=50^{\circ}\text{C}$, $p=0,4$ МПа – зупинка, напруження мінімальні;

$T=100^{\circ}\text{C}$, $p=25$ МПа – гідровипробування, напруження максимальні;

$T=100^{\circ}\text{C}$, $p=0,4$ МПа – підготовка до розігріву, напруження мінімальні;

$T=350^{\circ}\text{C}$, $p=15,7$ МПа – робочий режим, напруження максимальні.

Постулювання тріщини

Тріщина постулюється в сегменті обладнання, що включений в об'єм аналізу. Як правило, постулюються тріщини двох видів орієнтації. Для циліндричних посудин і трубопроводів такими є кільцеві та поздовжні тріщини [2]. Втім, в умовах гідравлічних випробувань (найбільш небезпечне навантаження) достатньо враховувати лише поздовжні тріщини. Це пояснюється тим, що кільцеві напруження, викликані тиском, приблизно вдвічі вище, ніж поздовжні, а різницею між поздовжніми і кільцевими залишковими напруженнями можна знехтувати. Розподіл повних поздовжніх і кільцевих напружень по товщині стінки трубопроводу для двох взаємно ортогональних перерізів дихального трубопроводу в районі шва приварки до патрубку КТ подані на рис.5, 6.

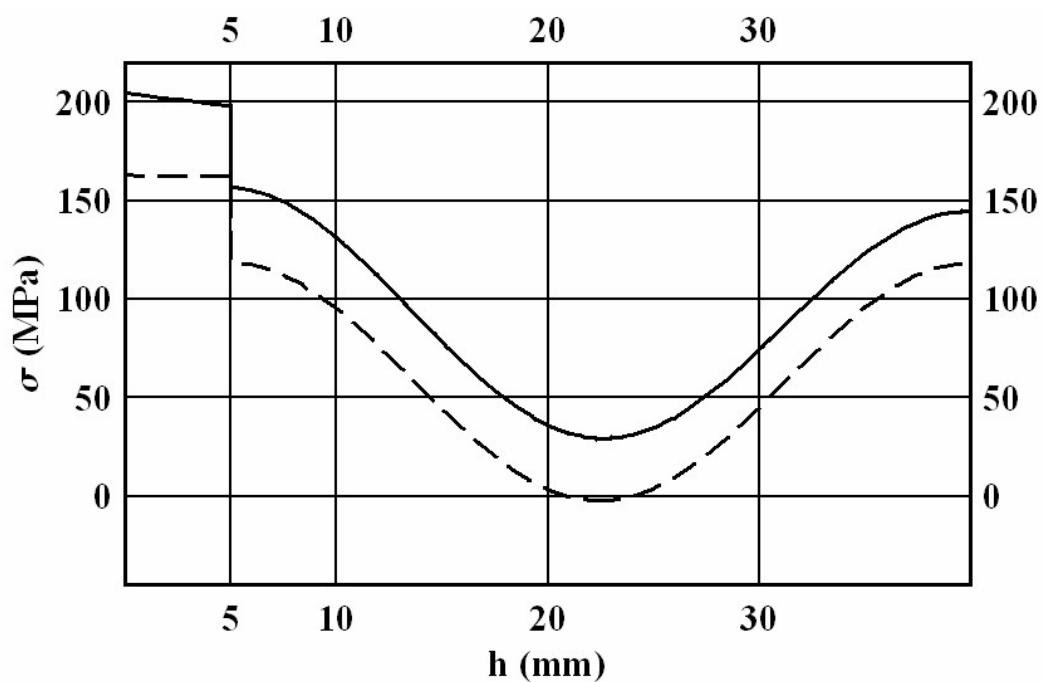


Рисунок 5 – Розподіл напружень (суцільна лінія – кільцеві напруження, пунктирна лінія – поздовжні напруження) в перерізі, що розташований в площині першого гину трубопровода (переріз 1)
 Figure 5 – Stress distribution (solid line – circumferential stresses, dotted line – longitudinal stresses) in the cross-section which is situated in the plane of the first bend of the pipe (cross-section 1)

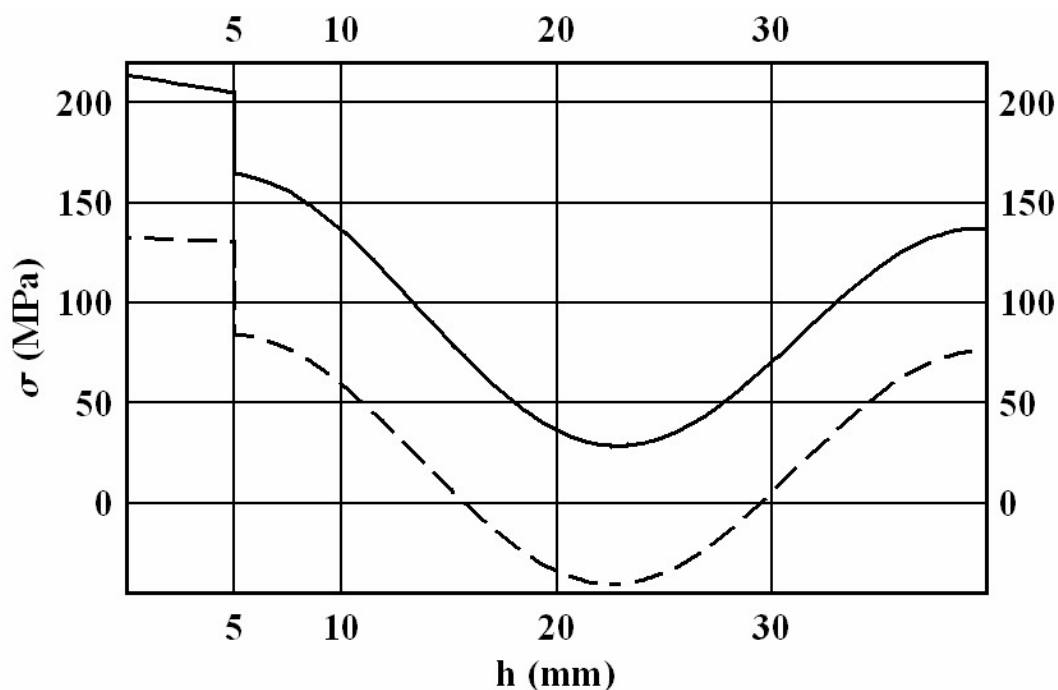


Рисунок 6 – Розподіл напружень (суцільна лінія – кільцеві напруження, пунктирна лінія – поздовжні напруження) в перерізі, що розташований ортогонально до площини першого гину трубопровода (переріз 2)
 Figure 6 – Stress distribution (solid line – circumferential stresses, dotted line – longitudinal stresses) in the cross-section which is perpendicular to the plane of the first bend of the pipe (cross-section 2)

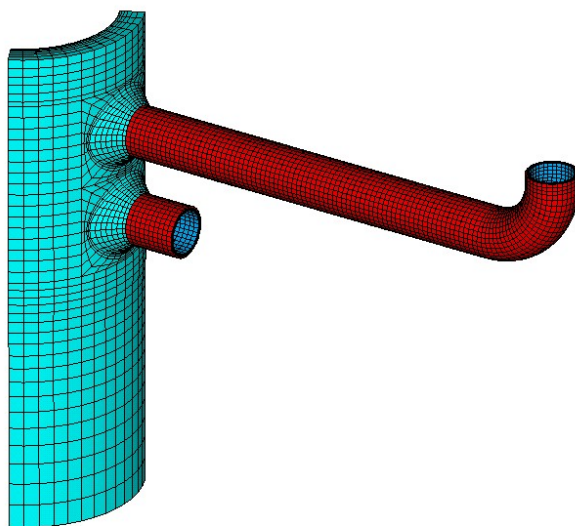


Рисунок 7 – Модель частини корпусу реактора з гарячою ниткою ГЦТ
 Figure 7 –The model of the part of the reactor pressure vessel including the primary reactor coolant pipe

Розрахунок напружень здійснювався методом скінченних елементів, за допомогою двох скінченно-елементних моделей. Перша модель використовувалася для визначення переміщень кінця дихального трубопроводу, що приварений до гарячої нитки ГЦТ, внаслідок температурних деформацій (рис.7). Загальний вигляд даної моделі поданий на рис. 7. Розрахунки показали, що з трьох компонентів переміщень суттєвою виявилася лише поздовжня до ГЦТ компонента. Відповідно до отриманих результатів (які використовувалися як граничні умови при розрахунках на другій моделі), при нагріві ГЦТ на 100°C патрубок дихального трубопроводу зміщується приблизно на 12 мм в бік до парогенератора.

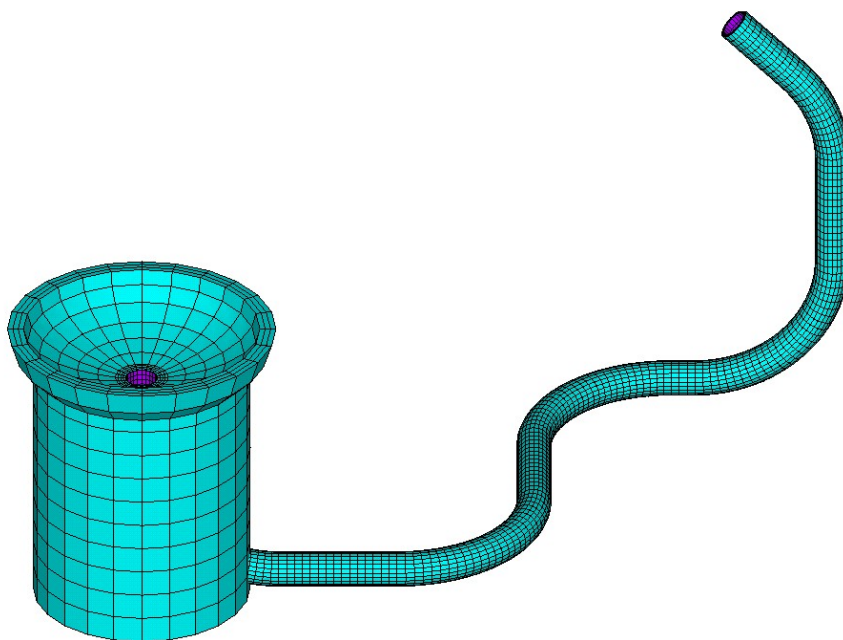


Рисунок 8 – Загальний вигляд скінченноелементної моделі дихального трубопроводу і нижньої частини КТ
 Figure 8 – The general view of the finite-element model of the surge pipe and the low part of the pressurizer

Таблиця 2 – Кільцеві напруження в шві приварки при ГВ (в МПа)

Table 2 – The circumferential stresses in the surge pipe-pressurizer weld joint for hydrotests (in MPa)

	Внутрішня поверхня наплавлення	Інтерфейс боку наплавлення	Інтерфейс боку основного металу	Зовнішня поверхня основного металу
Загальне значення (переріз 1)	51	49	121	104
Загальне значення (переріз 2)	60	55	128	97
Залишкові напруження	154	149	$60 \cos 2\pi \frac{x}{h} - 24$	$60 \cos 2\pi \frac{x}{h} - 20$

Друга модель складається з дихального трубопровода, патрубку, днища та основи КТ. Загальний вигляд цієї моделі подано на рис. 8. Модель дозволяє отримати напруження в шві приварки трубопровода до патрубка КТ по товщині стінки для перерізів з різним кутовим розташуванням (по колу трубопровода).

Для визначення місця постулювання і типу тріщин був проведений аналіз розподілу колових напружень для режиму ГВ, основні результати якого наведені в таблиці 2. Відзначимо, що залишкові напруження обчислювалися як комбінація залишкових напружень від зварювання шва та від наварювання наплавлення. Залишкові напруження при виконанні шва задавалися відповідно до [2] за законом $60 \cos 2\pi \frac{x}{h}$ МПа, де x – глибинна координата в основному металі (ОМ), що відраховується від інтерфейсу (поверхні розділу наплавлення та основного металу), h – товщина ОМ стінки трубопровода. Залишкові напруження при наварюванні наплавлення були отримані в результаті розрахунку задачі термопружності, виходячи з припущення, що температура нульових напружень в незакріпленому дихальному трубопроводі є робочою температурою, тобто 350°C.

Як впливає з таблиці 2, найбільш небезпечні для зовнішньої тріщини (тріщини на зовнішній поверхні трубопровода) поздовжні перерізи шва приварювання розташовані в площині першого гину трубопровода, рахуючи від КД. Найбільш небезпечні перерізи для внутрішньої тріщини (тріщини на внутрішній поверхні трубопровода) – ортогональні до зазначеної площини. У відповідності до отриманого розподілу напружень, найбільш небезпечними є внутрішні поверхневі тріщини, оскільки рівень напружень в напавленні в середньому біля 210 МПа, порівнюючи з максимальними 150 МПа в основному металі. В той же час, можна припустити, що наплавлення є достатньо пластичним і збереже свою цілісність. Таким чином, розгляду підлягають поверхневі напівеліптичні тріщини з різними значеннями співвідношення напівосей поблизу зовнішньої поверхні трубопровода (рис.1). Розрахунок проводився для таких співвідношень напівосей: $a/c = 0,1; 0,3; 0,5; 0,7; 1,0$. Найменше значення співвідношення $a/c = 0,1$ дає наближення до тріщини нескінченної довжини. Це пояснюється тим, що фронт даної тріщини має форму, дуже близьку до прямої лінії.

Визначення критичних розмірів тріщин, використовуючи розрахунки механіки руйнування

Для визначення критичного розміру тріщини можуть бути використані умови опору швидкому руйнуванню:

$$K_{I\max} \leq [K_{IC}], \quad (1)$$

де K_{Imax} – максимум значень коефіцієнта інтенсивності напружень (КІН), розрахований в точках фронту тріщини (враховуються лише точки в основному металі) в усі моменти часу перехідного процесу.

Для кожного фіксованого значення співвідношення розмірів тріщини a/c критична глибина тріщини a_c визначається з умови:

$$K_{Imax} = [K_{IC}] \quad (2)$$

Для розрахунку значень КІН в сукупності точок фронту тріщини необхідно виконати аналіз методом скінченних елементів. Потім слід створити низку моделей скінченних елементів компонента обладнання з тріщинами, включеними в сітку скінчених елементів. В якості іншого способу можна використати метод функцій впливу (див. [2]). Для основного металу та зварних швів КР ВВЕР-1000 необхідно використовувати таку температурну залежність для значення $[K_{IC}]$:

$$[K_{IC}] = \min \{26 + 36 \exp(0,02(T - T_k)), 200\}, \text{ МПа} \cdot \sqrt{\text{м}}, \quad (3)$$

де T – поточне значення температури в точці фронту тріщини;

T_k – критична температура крихкості.

Для визначення значення T_k необхідно використовувати таку залежність [VERLIFE]:

$$T_k = T_{k0} + \Delta T_N + \Delta T_T + \Delta T_F, \quad (4)$$

де T_{k0} – вихідна критична температура крихкості;

ΔT_N – зміна T_k внаслідок пошкодження втоми;

ΔT_T – зміна T_k внаслідок термічного старіння;

ΔT_F – зміна T_k внаслідок нейтронного опромінювання.

Для визначення критичного розміру тріщини необхідно використовувати значення критичної температури крихкості на кінець терміну експлуатації. Використовуючи (4), було розраховано, що значення критичної температури крихкості для зварного з'єднання дихального трубопроводу становить $T_k = 15^\circ\text{C} + 0^\circ\text{C} + 10^\circ\text{C} + 0^\circ\text{C} = 25^\circ\text{C}$.

Умови (1) і (2) можна переписати в термінах допустимої критичної температури крихкості. Відповідні умови мають вигляд:

$$T_k \leq T_k^a, \quad (5)$$

$$T_k = T_k^a, \quad (6)$$

де T_k^a – допустима критична температура крихкості.

При визначенні критичної глибини тріщини з заданим співвідношенням розмірів розглядалися чотири значення глибини. Це $a = 20, 25, 30, 31$ мм. Таким чином, було згенеровано двадцять скінченно-елементних моделей з тріщиною, включеною в сітку. Приклади скінченно-елементних моделей (зони поблизу тріщини) подані на рис. 9, 10.

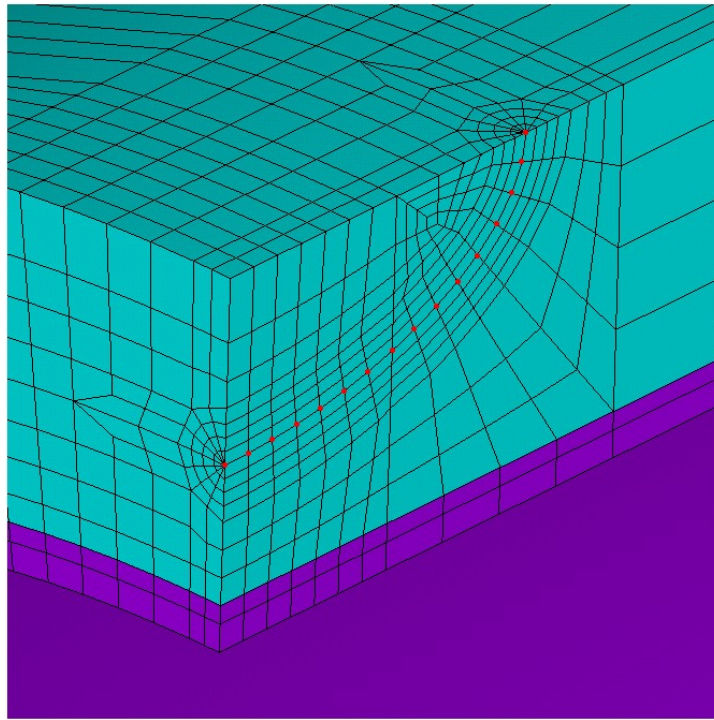


Рисунок 9 – Скінченно-елементна модель з тріщиною, включеною в сітку.
 Глибина тріщини $a = 20$ мм, $a/c=0,5$
 Figure 9 – The finite-element model of the weld joint with the crack embedded into the mesh.
 Crack depth is $a = 20$ mm, $a/c=0,5$

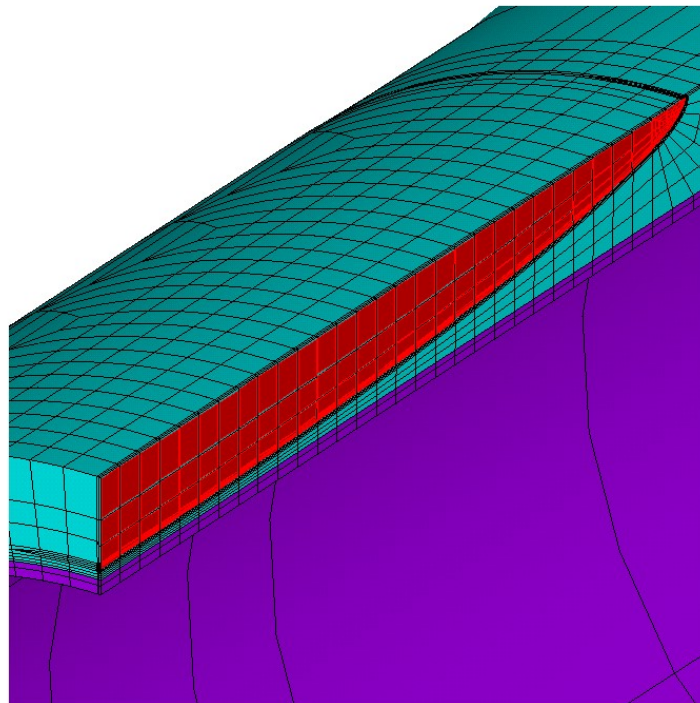


Рисунок 10 – Скінченно-елементна модель з тріщиною, включеною в сітку.
 Глибина тріщини $a = 31$ мм, $a/c=0,1$
 Figure 10 – The finite-element model of the weld joint with the crack embedded into the mesh.
 Crack depth is $a = 31$ mm, $a/c=0,1$

Розрахункові значення КІН для всіх тріщин в умовах гідравлічних випробувань виявилися значно нижче $187 \text{ МПа} \cdot \sqrt{\text{м}}$, що відповідає (3) при $T - T_k = 75^0 \text{ C}$. Максимальне значення $88 \text{ МПа} \cdot \sqrt{\text{м}}$ досягається в найбільш глибокій точці тріщини, зображеної на рис. 10. Таким чином, для всіх співвідношень розмірів тріщини в якості критичної глибини можна прийняти $0.75s = 30 \text{ мм}$, де s – повна товщина стінки трубопровода.

Визначення прийнятних розмірів тріщини

Прийнятна глибина тріщини визначається для кожного значення співвідношення розмірів тріщини a/c . Необхідно використувати таких підхід [1]:

$$a_{ac} = \min(a_c / 2, a_i / 10), \quad (7)$$

де a_c – критична глибина тріщини, визначена для аварійних умов експлуатації;

a_i – критична глибина тріщини, визначена для нормальних умов експлуатації.

В нашому випадку для розрахунку прийнятної глибини тріщини використовувалася лише критична глибина тріщини, визначена для аварійних умов експлуатації, a_c . Таким чином,

$$a_{ac} = a_c / 2. \quad (8)$$

Отже, для всіх співвідношень розмірів тріщини значення прийнятної глибини a_{ac} складає 15 мм.

Визначення допустимих розмірів тріщини

Допустима глибина тріщини визначалась для кожного значення співвідношення розмірів тріщини a/c . Для визначення допустимої глибини тріщини постулювалися в двох перерізах (в площині гину і площині, ортогональній до площини гину). Розраховувалися значення КІН в поверхневій (точка А) і найбільш глибокій (точка В) точці тріщини (рис.1). Для створення Довідника дефектів відбиралися найбільш консервативні значення допустимої глибини тріщини a_{al} . Враховувалися чотири точки на відрізку часу експлуатації АЕС у відповідності з табл. 1. Припускається, що активним механізмом деградації є втома. Зростання тріщини внаслідок корозійного розтріскування під дією напружень можна знехтувати. Для визначення допустимої глибини тріщини враховується процес її зростання внаслідок циклічного навантаження. Для заданого моменту часу допустима глибина тріщини визначається шляхом зворотного інтегрування рівняння Періса:

$$\begin{aligned} \frac{da}{dN} &= 2,1 \cdot 10^{-17} \left(\frac{\Delta K}{(1-R)^{0,5}} \right)^{7,2}, \quad \text{для} \quad \frac{\Delta K}{(1-R)^{0,5}} < 31,8, \\ \frac{da}{dN} &= 1,08 \cdot 10^{-8} \left(\frac{\Delta K}{(1-R)^{0,5}} \right)^{1,4}, \quad \text{для} \quad \frac{\Delta K}{(1-R)^{0,5}} \geq 31,8, \\ \Delta K &= K_{I_{max}} - K_{I_{min}}, \quad R = \frac{K_{I_{min}}}{K_{I_{max}}} \end{aligned} \quad (9)$$

з початковою умовою

$$a(t_{eol}) = a_{ac}, \quad (10)$$

де N – кількість циклів навантаження;

$K_{I\max}, K_{I\min}$ – максимальне і мінімальне значення КІН в циклі;

a_{ac} – прийнятна глибина тріщини.

Оскільки прийнятна глибина тріщини співрозмірна товщині стінки трубопровода, використання метода функцій впливу і відповідних таблиць з Додатку IV коду VERLIFE [2] не є можливим, оскільки дані таблиці розроблені для тріщини у півпросторі. Для розрахунку значень КІН були розроблені скінченноелементні моделі з вбудованими поверхневими тріщинами глибиною 13 мм і 15 мм і з співвідношенням напівосей тріщин $a/c = 0,1, 0,3, 0,5, 0,7, 1,0$. Поля напружень розраховувалися з використанням повної моделі дихального трубопровода без тріщини (рис. 7). Для виконання попереднього аналізу були проведені розрахунки для циклу нормальної експлуатації «гідровипробування – розігрів – розхолодження».

Розрахунки проведені для двох значень частоти циклів: $n = 3,24$ цикли на рік (консервативне значення частоти циклів нормальної експлуатації типу «гідровипробування – розігрів – розхолодження») і $n = 11$ циклів на рік (консервативне значення частоти для всіх типів циклів разом).

Графіки допустимих розмірів тріщин, побудовані для $n = 3,24$ подано на рис. 11, 12, а для $n = 11$ – на рис. 13, 14. Числові дані, що відповідають значенням частоти циклів $n = 3,24$ і $n = 11$, подані в табл. 3 і 4, відповідно. Тріщини з співвідношенням напівосей $a/c = 0,1$ і $a/c = 0,3$ швидше підростають в глибину, в той час як тріщини з співвідношенням напівосей $a/c = 1$ і $a/c = 0,7$ швидше підростають в довжину. Оскільки точка фронту тріщини $a/c = 0,5$, що проявляє максимальне зростання, в розрахунках не розглядалася, то для збереження монотонності (і адекватності) залежності швидкості зростання тріщини від співвідношення її розмірів в таблицях наведені значення, отримані шляхом інтерполювання даних. Розрахункові значення наведені в дужках.

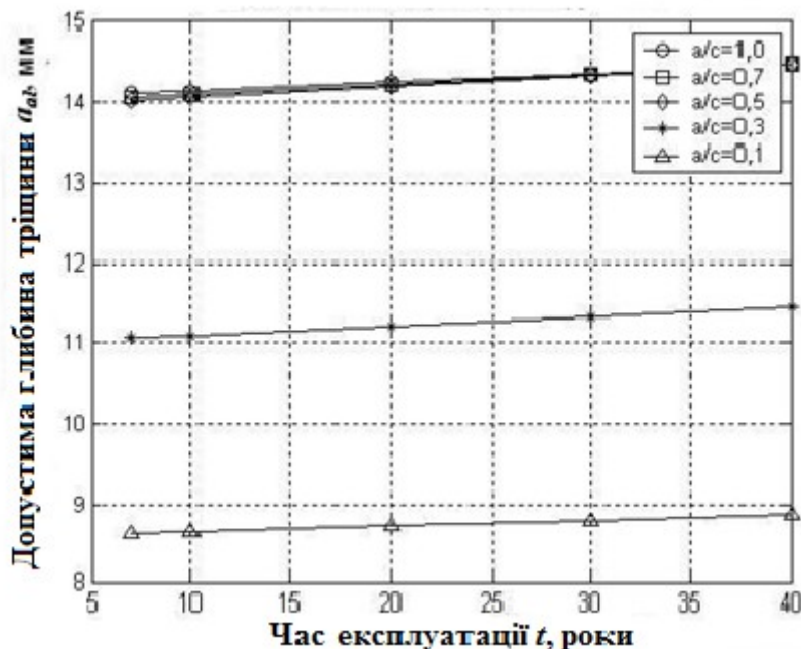


Рисунок 11 – Допустимі розміри тріщин для циклів гідровипробування–розігрів–розхолодження ($n=3,24$ циклів на рік). Залежність допустимої глибини від часу

Figure 11 – The allowable sizes of the crack for the cycle «hydrotest-heatup-cooldown» ($n=3,24$ cycle per year). The dependence of allowable crack depth on time

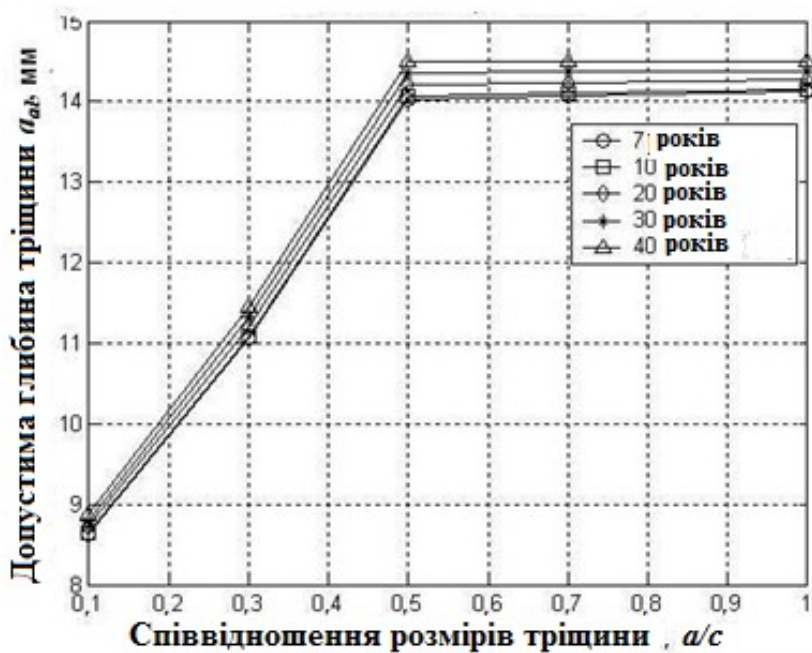


Рисунок 12 – Допустимі розміри тріщини для циклів гідровипробування–розігрів–розхолодження ($n=3,24$ циклів на рік). Залежність значення допустимої глибини від співвідношення розмірів тріщини
Figure 12 – The allowable sizes of the crack for the cycle «hydrotest-heatup-cooldown» ($n=3,24$ cycle per year). The dependence of allowable crack depth on crack ratio

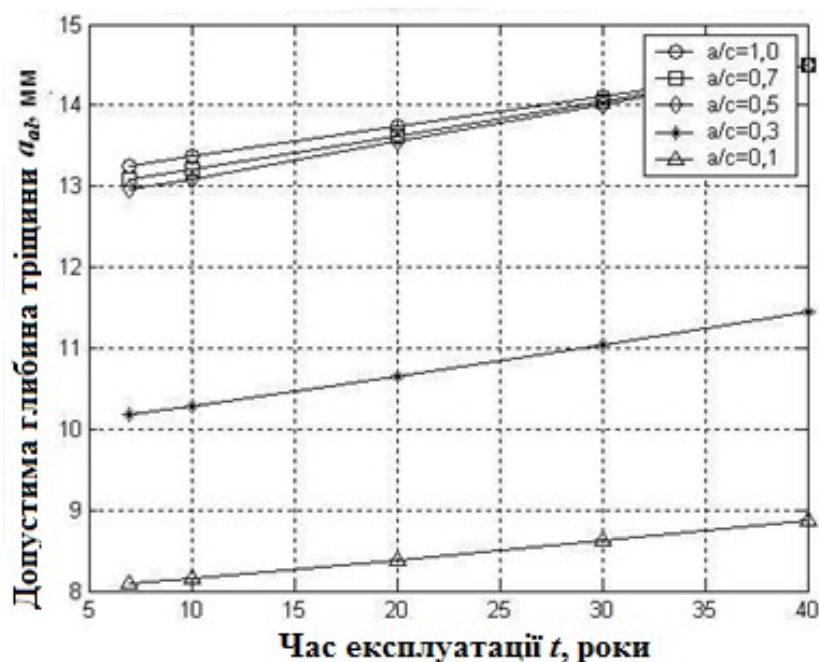


Рисунок 13 – Допустимі розміри тріщин для циклів всіх типів ($n=11$ циклів на рік). Залежність допустимої глибини від часу
Figure 13 – The allowable sizes of the crack for all the cycles ($n=11$ cycle per year). The dependence of allowable crack depth on time

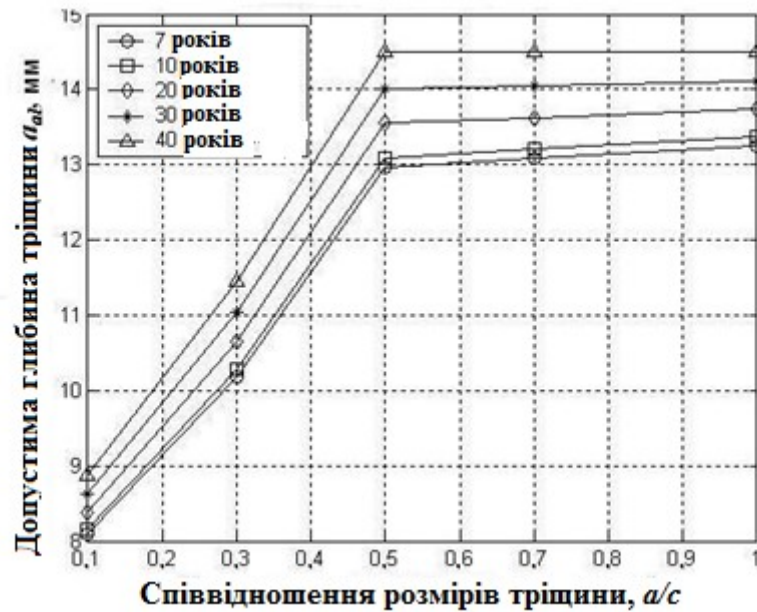


Рисунок 14 – Допустимі розміри тріщини для циклів всіх типів ($n=11$ циклів на рік).
Залежність значення допустимої глибини від співвідношення розмірів тріщини
Figure 14 – The allowable sizes of the crack for all the cycles ($n=11$ cycle per year).
The dependence of allowable crack depth on crack ratio

Таблиця 3 – Допустима глибина тріщини, визначена для циклів гідровипробування–розігрів–розхолодження ($n=3,24$ циклів на рік)

Table 3 –The allowable crack depth defined for the cycles «hydrotest-heatup-cooldown» ($n=3,24$ cycle per year)

Співвідношення напівосей, a/c	Роки експлуатації			
	7	10	20	30
0.1	14.7356	14.7577	14.8393	14.9193
0.3	14.9622	14.9654	14.9772	14.9886
0.5	14.9822 (14.9905)	14.9837 (14.9913)	14.9893 (14.9943)	14.9947 (14.9971)
0.7	14.9891	14.9900	14.9934	14.9967
1.0	14.9906	14.9914	14.9943	14.9972

Таблиця 4 – Допустима глибина тріщини, визначена для циклів всіх типів, що розглядаються як цикл гідровипробування–розігрів–розхолодження ($n=11$ циклів на рік)

Table 4 – The allowable crack depth defined for the all the cycles ($n=11$ cycle per year)

Співвідношення напівосей, a/c	Роки експлуатації			
	7	10	20	30
0.1	14.1287	14.2041	14.4608	14.7258
0.3	14.8713	14.8829	14.9218	14.9608
0.5	14.9388 (14.9676)	14.9444 (14.9705)	14.963 (14.9803)	14.9815 (14.9901)
0.7	14.9627	14.9661	14.9773	14.9887
1.0	14.9678	14.9707	14.9805	14.9902

Використання довідника дефектів

Нижче наведені деякі рекомендації щодо використання довідника дефектів. Вважається, що форма графіків «Співвідношення розмірів тріщини – допустима глибина» простіше у використанні. Розглянемо рис. 11, 13. Припустимо, що упродовж t_p -го року експлуатації виявлений певний дефект.

Даний дефект схематизований як поверхнева напівеліптична (кільцева або поздовжня) тріщина, глибиною a_p та половиною довжини c_p . Для оцінювання того, чи є така тріщина допустимою, необхідно виконати наступне.

Із значень співвідношення розмірів тріщини $a/c = 0,1, 0,3, 0,5, 0,7, 1,0$ – обрати максимальне значення для дотримання умови $a/c < a_p/c_p$ (слід пам'ятати, що площа берегів тріщини збільшується зі зменшенням значення співвідношення розмірів тріщини, тому більш консервативний допустимий розмір відповідає меншому значенню співвідношення розмірів тріщини).

З послідовності моментів часу $t = 7, 10, 20, 30, 40$ років обрати мінімальне значення для дотримання умови $t_p < t$.

Розглянемо на графіку точку, що відповідає обраним значенням a/c і t . Ця точка має координати: $(a/c, a)$.

Якщо глибина виявленого дефекту $a_p > a$, то дефект підлягає ремонту в кінці певного періоду часу.

Якщо $a_p < a$, то даний дефект вважається допустимим.

Для визначення проміжку часу, що залишився до ремонту, може використовуватися форма графіку "Час експлуатації – Допустима глибина". Наприклад (рис. 15), припустимо, що після $t_p = 25$ років експлуатації виявлений дефект глибиною $a_p = 11$ мм і з співвідношенням розмірів $a_p/c_p = 0,35$. Використовуючи консервативний підхід, ми розглядаємо його як тріщину з співвідношенням розмірів $a_p/c_p = 0,3$. Такий дефект недопустимий, оскільки точка з координатами (t_p, a_p) на діаграмі рис. 15 розташована вище, ніж точка з таким же значенням t_p , що належить кривій, яка відповідає значенню співвідношення розмірів 0,3, що визначає граничні значення глибин тріщин з цим співвідношенням в різні моменти часу. З іншого боку, дефект з такими розмірами є допустимим, якщо він виявлений в інший період експлуатації: в момент $t_{pn} = 29$ років або пізніше. Час t_{pn} визначається шляхом перетину горизонтальної лінії $a = a_p$ з граничною кривою, що відповідає значенню співвідношення розмірів тріщини 0,3.

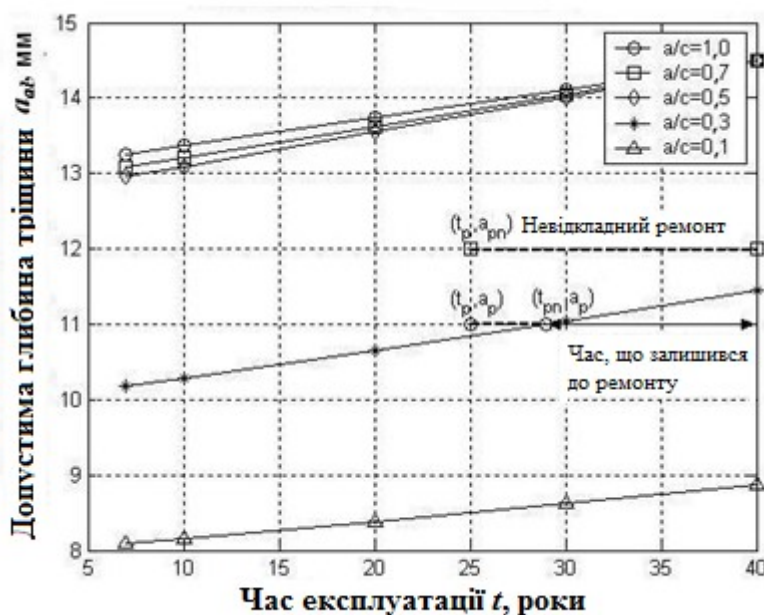


Рисунок 15 – Розрахунок часу, що залишився до ремонту

Figure 15 – The calculation of the time left to the repair

Оскільки точка (t_{pn}, a_p) знаходиться на граничній кривій, то дефект з розмірами $a_p, a_p/c_p$ (за умови $a_p/c_p=0,3$) досягне прийнятної глибини на момент завершення строку експлуатації (40 років). Таким чином, період часу росту тріщини до прийнятного розміру складає $40-29=11$ років.

Якщо виявлена глибина тріщини більша, ніж прийнятна (як для дефекта зі значенням $a_{pn} = 12$ мм на рис.15), то даний дефект підлягає невідкладному ремонту.

Висновки.

В даній статті розглянуті методологічні та наукові аспекти проблеми розробки та використання Довідників дефектів у відповідальних елементах обладнання технічних систем, трубопроводів, посудин високого тиску. На прикладі шва приварювання дихального трубопровода до патрубку компенсатора тиску РУ ВВЕР-1000 продемонстровані всі етапи розробки даного довідника та наведений приклад його використання. Перспективи впровадження концепції Довідників дефектів пов'язані із значними економічними вигодами від їх використання, обумовленими, насамперед, скороченням часу простою обладнання в ремонті.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. ASME Boiler and Pressure Vessel Code – Section XI. Rules for Inservice Inspection of Nuclear Power Plant Components – 2010 edition, inclusive of all published Addenda, The American Society of Mechanical Engineers, New York. – 543P.
2. Unified Procedure for Lifetime Assessment of Components and Piping in WWER NPPs (VERLIFE). – Version 2011, v.2.– 243P.
3. ПНАЭ Г-7-002-86. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. – Москва: Энергоатомиздат, 1989. – 525с.

REFERENCES

1. ASME Boiler and Pressure Vessel Code – Section XI. Rules for Inservice Inspection of Nuclear Power Plant Components – 2010 edition, inclusive of all published Addenda, The American Society of Mechanical Engineers, New York. – 543P [in English].
2. Unified Procedure for Lifetime Assessment of Components and Piping in WWER NPPs (VERLIFE). – Version 2011, v.2.– 243P [in English].
3. PNAE G-7-002-86. Codes for Strength Calculation of Equipment and Pipelines of Nuclear Power Facilities. – Moscow: Energoatomizdat, 1989. – 525c [in Russian].

РЕФЕРАТ

Харитонов Л.В. Концепція довідників дефектів в обладнанні та трубопроводах енергетичних та транспортних систем / Л.В. Харитонов, О.Г. Куценко, І.М. Каденко // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К. : НТУ, 2020. – Вип. 1 (46).

В статті розглянуто один з перспективних підходів до підвищення безпеки експлуатації АЕС – концепцію Довідників дефектів.

Об'єкт дослідження – обладнання та трубопроводи АЕС.

Мета роботи – опис концепції Довідників дефектів і впровадження цієї концепції на конкретному прикладі.

Метод дослідження – чисельні процедури методу скінчених елементів та механіки руйнування.

В сучасних ринкових умовах надзвичайно важлива оптимізація функціонування промислових і транспортних систем з метою підвищення їх ефективності. В роботі описано концепцію Довідників дефектів, прийняту та впроваджену на об'єктах ядерної енергетики провідних країн світу з метою оптимізації процедур ремонту трубопроводів і обладнання внаслідок виникнення в них тріщиноподібних дефектів. Розглянуті та втілені на конкретному прикладі основні етапи розробки Довідника дефектів. Наведено приклад застосування Довідника.

Результати роботи можуть бути впроваджені в процедури експлуатаційного контролю важливих для безпеки обладнання та трубопроводів АЕС.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ДОВІДНИК ДЕФЕКТІВ, КРИХКЕ РУЙНУВАННЯ, ВТОМА, МЕТОД СКІНЧЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ, ДИХАЛЬНИЙ ТРУБОПРОВІД.

ABSTRACT

Kharytonova L.V., Kutsenko O.G., Kadenko I.M. Flaw Handbook Concept for the Pipelines and Equipment of Power and Transport Systems. Visnyk National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific and Technical Collection. – Kyiv: National Transport University, 2020. – Issue 1 (46).

The paper focuses on the one of the perspective approaches to the increasing of the safety of Nuclear Power Plants – Flaw Handbook Concept.

Object of study – equipment and piping of Nuclear Power Plants.

Purpose of study – the description of the Flaw Handbook Concept and the application of the concept for the specific example.

Method of the study – numerical procedures of the finite-element method and fracture mechanics.

In the modern economics the optimization of the performance and operation of industry and power systems is of the main importance. The Flaw Handbook Concept is considered in the paper. This concept is applied on the nuclear power plants in the leading states with the aim of the optimization of the procedures of in-service inspection and repair. The main steps of the concept are considered and applied for the specific example. An example of Flaw Handbook using is analysed.

The results of the paper can be incorporated into the procedures of in-service inspection for the safety-significant equipment and piping.

KEYWORDS: FLAW HANDBOOK, BRITTLE FRACTURE, FATIGUE, FINITE-ELEMENT METHOD, SURGE PIPE.

РЕФЕРАТ

Харитонов Л.В. Концепция справочников дефектов в оборудовании и трубопроводах энергетических и транспортных систем / Л.В. Харитонов, А.Г. Куценко, И.Н. Каденко // Вестник Национального транспортного университета. Серия «Технические науки». Научно-технический сборник. – К.: НТУ, 2020. – Вып. 1 (46).

В статье рассмотрен один из перспективных подходов к повышению безопасности эксплуатации АЭС – концепция Справочников дефектов.

Объект исследования – оборудование и трубопроводы АЭС.

Цель работы – описание концепции Справочников дефектов и применение этой концепции на конкретном примере.

Метод исследования – численные процедуры метода конечных элементов и механики разрушения.

В современных рыночных условиях чрезвычайно важна оптимизация функционирования промышленных и транспортных систем с целью повышения их эффективности. В работе описана концепция Справочников дефектов, которая принята и внедрена на объектах ядерной энергетики ведущих стран мира с целью оптимизации процедур ремонта трубопроводов и оборудования вследствие возникновения в них трещиноподобных дефектов. Рассмотрены и применены на конкретном примере основные этапы процедуры разработки Справочника дефектов. Приведен пример использования Справочника.

Результаты работы могут быть внедрены в процедуры эксплуатационного контроля важных для безопасности элементов оборудования и трубопроводов АЭС.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: СПРАВОЧНИК ДЕФЕКТОВ, ХРУПКОЕ РАЗРУШЕНИЕ, УСТАЛОСТЬ, МЕТОД КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ, ДЫХАТЕЛЬНЫЙ ТРУБОПРОВОД.

АВТОРИ:

Харитонов Леся Василівна, кандидат фізико-математичних наук, доцент, Національний транспортний університет, доцент кафедри інформаційних систем і технологій, e-mail: kharytonova-lv@ukr.net, тел. +380508001412, Україна, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, к. 347а, orcid.org/0000-0002-0108-6702.

Куценко Олексій Григорович, кандидат фізико-математичних наук, доцент, Київський національний університет імені Тараса Шевченка, доцент кафедри механіки суцільних середовищ,

e-mail: alex_kutz@ukr.net, тел.+380973775563, Україна, 03127, м. Київ, просп. Академіка Глушкова, 4е, к. 402, orcid.org/0000-0001-5089-0409.

Каденко Ігор Миколайович, доктор фізико-математичних наук, професор, Київський національний університет імені Тараса Шевченка, завідувач кафедри ядерної фізики, e-mail: ndef.office@gmail.com, тел.+380442597533, Україна, 03127, м. Київ, просп. Академіка Глушкова, 4е, к.24, orcid.org/0000-0001-8766-4229.

AUTHOR:

Kharytonova Lesia V., Candidate of Physical and Mathematical Sciences, associate professor, National Transport University, associate professor of The Department of Informative Systems and Technologies, e-mail: kharytonova-lv@ukr.net, tel. +380508001412, Ukraine, 01010, Kyiv, M. Omelianovycha-Pavlenka str. 1, of. 347a, orcid.org/0000-0002-0108-6702.

Kutsenko Oleksii G., Candidate of Physical and Mathematical Sciences, associate professor, Taras Shevchenko National University of Kyiv, associate professor of The Department of Mechanics of Continua, e-mail: alex_kutz@ukr.net, tel.+380973775563, Ukraine, 03127, Kyiv, Ave. Academician Glushkov, 4e, of. 402, orcid.org/0000-0001-5089-0409.

Kadenko Igor M. Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Professor, Taras Shevchenko National University of Kyiv, Professor, head of the Department of Nuclear Physics, e-mail: ndef.office@gmail.com, tel.+380442597533, Ukraine, 03127, Kyiv, Ave. Academician Glushkov, 4e, of. 24, orcid.org/0000-0001-8766-4229.

АВТОРЫ:

Харитоновна Леся Васильевна, кандидат физико-математических наук, доцент, Национальный транспортный университет, доцент кафедры информационных систем и технологий, e-mail: kharytonova-lv@ukr.net, тел. +380508001412, Украина, 01010, г. Киев, ул. М. Омеляновича-Павленка, 1, к. 347а, orcid.org/0000-0002-0108-6702.

Куценко Алексей Григорьевич, кандидат физико-математических наук, доцент, Киевский национальный университет имени Тараса Шевченко, доцент кафедры механики сплошных сред, e-mail: alex_kutz@ukr.net, тел.+380973775563, Украина, 03127, г. Киев, просп. Академика Глушкова, 4е, к. 402, orcid.org/0000-0001-5089-0409.

Каденко Игорь Николаевич, доктор физико-математических наук, профессор, Киевский национальный университет имени Тараса Шевченко, заведующий кафедрой ядерной физики, e-mail: ndef.office@gmail.com, тел.+380442597533, Украина, 03127, г. Киев, просп. Академика Глушкова, 4е, к. 24, orcid.org/0000-0001-8766-4229.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Гавриленко В.В., доктор фізико-математичних наук, професор, завідувач кафедри інформаційних систем і технологій Національного транспортного університету, Київ, Україна

Лимарченко О.С., доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри механіки суцільних середовищ Київського національного університету імені Тараса Шевченка, Київ, Україна

REVIEWER:

Gavrylenko V.V., Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Professor, head of the Department of Informative Systems and Technologies, National Transport University, Kyiv, Ukraine

Lymarchenko O.S., Doctor of Technical Sciences, Professor, head of the Department of Mechanics of Continua, Taras Shevchenko National University of Kyiv, Kyiv, Ukraine