

ВИЗНАЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ЗАХИСНОЇ АРМАТУРИ З ВРАХУВАННЯМ ПЕРЕРОЗПОДІЛУ НАВАНТАЖЕННЯ МІЖ ЗАПОБІЖНИМИ КЛАПАНАМИ

© Стефанович Т. О., Щербовських С. В., 2015

This paper is devoted to the solving task of property prediction on the basis of analogical inference. The reliability model of safety valves for pressure vessel is proposed. The feature of model is that it is considered load-sharing effect between safety valves. To determine the reliability characteristics dynamic fault tree and Markov model are used.

Keywords - pressure vessel, protective fittings, reliability model, dynamic fault tree, Markov model.

Запропоновано модель надійності захисної арматури для посудини, яка працює під тиском. Особливість моделі полягає у тому, що вона враховує вплив на надійність системи перерозподілу навантаження між запобіжними клапанами. Для визначення характеристик надійності застосовано динамічне дерево відмов та марковську модель.

Ключові слова - посудина, яка працює під тиском, захисна арматура, модель надійності, динамічне дерево відмов, марковська модель

Вступ. Постановка проблеми

Посудини, які працюють під тиском, — це герметично закриті ємності, призначені для проведення фізико-хімічних процесів, а також для зберігання і перевезення речовин, що знаходяться під надлишковим тиском. До них належать автоклави, компресорні установки, парові та водогрійні котли, газгольдери, балони, трубопроводи для транспортування газів і гарячої води. Посудини, які працюють під тиском, відносять до об'єктів підвищеної небезпеки. Підвищення тиску в посудині вище допустимого може спричинити її руйнування, і, як наслідок, травмування обслуговуючого персоналу та забруднення довкілля. Для запобігання підвищення тиску у посудині застосовують захисну арматуру, тобто запобіжні пристрої, які автоматично знижують тиск, якщо його величина перевищує встановлене оператором значення. Несправність захисної арматури, спричинена відкладанням в її елементах накипу, іржі, прилипанням клапанів до сідел, заклинюванням важелів і т.д. може призвести до описаних вище наслідків. Під час проектування захисної арматури однією із базових вимог, яку висувають до неї, є забезпечення заданого рівня надійності. Кількісно надійність визначають на основі відповідної математичної моделі. У даній публікації розглянуто проблему як математично описати перерозподіл навантаження між дубльованими запобіжними клапанами в моделі надійності захисної арматури, а також як кількісно врахувати вплив цього явища на її характеристики надійності.

Аналіз останніх досліджень

Для побудови математичних моделей надійності посудин, які працюють під тиском, а також їх елементів та підсистем виділяємо такі підходи. У роботах [1, 2] використовують безпосередньо математичні моделі фізичних процесів корозії, поширення тріщин, зношування, втоми тощо. Недолік цього підходу полягає у тому, що навіть для простих систем одержані моделі є громіздкими. Окрім того, параметри моделей відомі дослідникам із певним наближенням, що нівелює застосування уточнених моделей фізичних процесів. У працях [3, 4] застосовують динамічні дерева відмов, які поєднують у собі логіко-ймовірнісний апарат та Баєсову мережу. Недолік

такого підходу полягає у тому, що на сьогодні не достатньо розроблений інструментарій для адекватного врахування усього спектру явищ, пов'язаних зі зміною навантаження елементів. У статтях [5, 6] використовують моделі надійності, які ґрунтуються на імітаційному моделюванні за методом Монте-Карло. Результати, одержані за цим методом, спотворені флуктуаціями, спричиненими застосуванням генератора випадкових чисел. Вказаний недолік критичний для систем із високою надійністю, оскільки для них досліджувані характеристики співмірні із амплітудою флуктуацій. У працях [7, 8] використовують марковські моделі надійності, які базуються на аналізі простору станів системи. Основним недоліком таких моделей є обмеження експоненціальним розподілом, а також висока трудомісткість їх побудови, яка зростає у комбінаторному порядку зі збільшенням кількості елементів. Тим не менше, останній підхід вважаємо найприйнятнішим для розв'язання поставленої проблеми. Для послаблення обмеження експоненціальним розподілом пропонуємо застосувати розщеплення простору станів [9–11], яке шляхом введення фіктивних станів забезпечує врахування довільних розподілів і «запам'ятовування» передісторії напруження елементів системи за навантаженням.

У цій статті розв'язано такі завдання:

- математично описано надійність захисної арматури на основі динамічного дерева відмов;
- побудовано модель станів та подій системи і розщеплену однорідну марковську модель;
- визначено ймовірність безвідмовної роботи захисної арматури та кількісно проаналізовано причини її непрацездатності.

Визначення характеристик надійності захисної арматури

Опис системи та її динамічне дерево відмов

Відповідно до вимог технологічного процесу у посудину А трубопроводом Б подається робоча суміш (рис. 1а). У посудині за допомогою нагрівача В робоча суміш доводиться до кипіння і під надлишковим тиском подається у трубопровід Г.

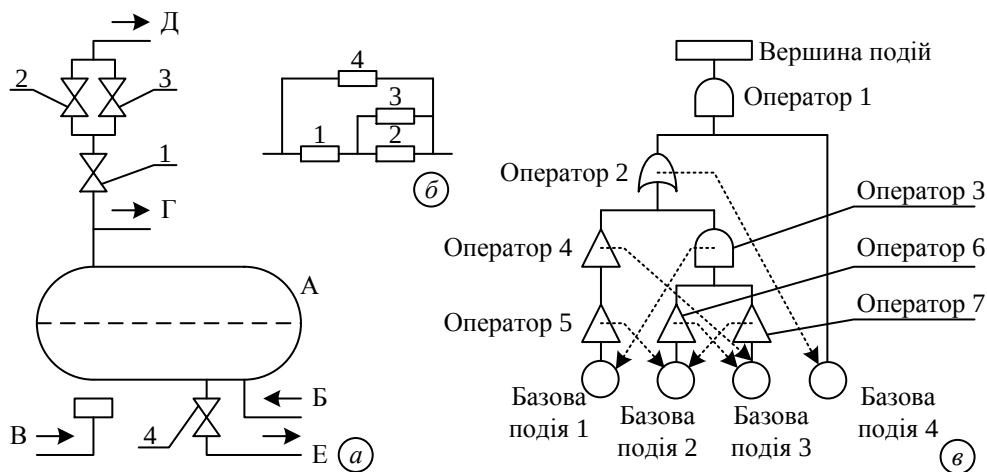


Рис 1. Функціональна схема (а), структурна схема надійності (б) та динамічне дерево відмов (в) захисної арматури

Для уникнення підвищення тиску вище допустимого значення встановлено захисну арматуру, а саме трьохходовий кран 1, два запобіжні клапани 2 і 3, а також клапан граничного тиску 4. Якщо тиск у посудині перевищує допустиме робоче значення, то спрацьовують запобіжні клапани 2 та 3, і пара подається у трубопровід Д, який сполучений із атмосферою. Якщо тиск продовжує далі зростати і перевищує допустиме аварійне значення, то спрацьовує клапан граничного тиску 4, і робоча суміш зливається трубопроводом Е у запасний резервуар. Дубльовані запобіжні клапани 2 і 3 працюють за алгоритмом навантажувального резервування: якщо обидва клапани працездатні, то навантаження розподіляється між ними порівну. Якщо один із запобіжних клапанів непрацездат-

ний, то навантаження на інший подвоюється. Припускаємо, що засоби технічної діагностики та перемикачів ідеальні, а навантаження змінюється миттєво. З точки зору надійності логічна структурна схема захисної арматури утворює послідовно-паралельне сполучення елементів, як показано на рис. 1б.

Формалізуємо надійність захисної арматури динамічним деревом відмов, структура якого подана на рис. 1в. Динамічне дерево відмов є математичною моделлю, яка описує умову появи непрацездатності системи та умови зміни навантаження між її елементами на основі блоків, які позначають логічні операції та операції відношення. Непрацездатність захисної арматури позначена блоком «вершина подій». Вважаємо, що така подія є катастрофічною, тобто поки вона не відбулась, ремонтування будь-якого непрацездатного елемента арматури можна виконати стільки разів, скільки у цьому виникає потреба. Відновлений елемент за експлуатаційними характеристиками вважаємо аналогічним новому, а решта працездатних елементів такими, що мають попереднє напрацювання. Після настання непрацездатності захисної арматури вважаємо, що ремонт будь-якого елемента системи неможливий. Така подія відбувається, якщо одночасно заблоковані обидва трубопроводи Д та Е, що описано блоком «оператор 1», тип якого задано логічною операцією І. Блокування трубопроводу Д відбувається, якщо непрацездатний трьохходовий кран 1 або група запобіжних клапанів 2 і 3, що описано блоком «оператор 2», тип якого задано логічною операцією АБО. Непрацездатність трьохходового крана 1 позначено блоком «базова подія 1», а його напрацювання до відмови розподілено за законом Вейбулла із параметрами α_1 і β_1 . Непрацездатність групи запобіжних клапанів 2 і 3 виникає, якщо обидва вони непрацездатні, що описано блоком «оператор 3», тип якого задано логічною операцією І. Непрацездатність клапанів 2 і 3 позначено блоками «базова подія 2» і «базова подія 3», а їх напрацювання до відмови розподілено за законом Вейбулла із параметрами α_2 і β_2 та α_3 і β_3 . Блокування трубопроводу Е відбувається, якщо відмовив клапан граничного тиску 4, непрацездатність якого позначено блоком «базова подія 4», а його напрацювання до відмови розподілено за законом Вейбулла із параметрами α_4 і β_4 . Тривалість ремонтування усіх елементів системи вважаємо розподіленою експоненціально із параметром μ .

У захисній арматурі відбуваються такі динамічні явища:

- 1) зміна навантаження клапана граничного тиску 4 залежно від стану елементів трубопроводу Д;
- 2) зміна навантаження трьохходового крана 1 залежно від стану групи запобіжних клапанів 2 і 3;
- 3) зміна навантаження запобіжних клапанів 2 і 3 залежно від стану трьохходового крана 1;
- 4) взаємна зміна навантаження запобіжних клапанів 2 і 3 залежно від їх стану.

Для опису першого явища задамо у блоці «оператор 2» умову зміни навантаження. Якщо на вхід цього блока подається логічний сигнал ХИБНО, тобто усі елементи, які забезпечують функціонування трубопроводу Д працездатні, то інтенсивність процесу напрацювання клапана граничного тиску 4, який задано у блоці «базова подія 4», становить 0, тобто він у ненавантаженому режимі.

Для опису другого явища задамо у блоці «оператор 3» умову зміни навантаження. Якщо на вхід цього блока подається логічний сигнал ІСТИННО, тобто група запобіжних клапанів 2 і 3 непрацездатна, то інтенсивність процесу напрацювання трьохходового крана 1, який задано у блоці «базова подія 1», становить 0.

Для опису третього явища введемо у структуру дерева відмов блоки «оператор 4» і «оператор 5», які є повторювачами логічного сигналу, і задамо у них умови зміни навантаження. Якщо на вхід цих блоків подається логічний сигнал ІСТИННО, тобто трьохходовий кран 1 непрацездатний, то інтенсивність процесу напрацювання обох запобіжних клапанів 2 і 3, які задані у блоках «базова подія 2» і «базова подія 3», становить 0.

Для опису четвертого явища, яке реалізує алгоритм навантажувального резервування, введемо у структуру дерева відмов блоки «оператор 6» і «оператор 7», які є повторювачами логічного сигналу, і задамо у них умови зміни навантаження. Якщо на вхід блоку «оператор 6» подається логічний сигнал ІСТИННО, тобто запобіжний клапан 2 непрацездатний, то інтенсивність процесу напрацювання запобіжного клапана 3, який задано у блоці «базова подія 3», зростає в k_3 разів.

Відповідно, якщо на вхід блока «оператор 7» подається логічний сигнал ІСТИННО, тобто запобіжний клапан 3 непрацездатний, то інтенсивність процесу напрацювання запобіжного клапана 2, який задано у блоці «базова подія 2», зростає в k_2 разів.

Модель станів та подій

На підставі наведеного вище динамічного дерева відмов захисної арматури згідно із формалізованими правилами [11, с. 67] складено модель станів та подій. Граф такої моделі подано

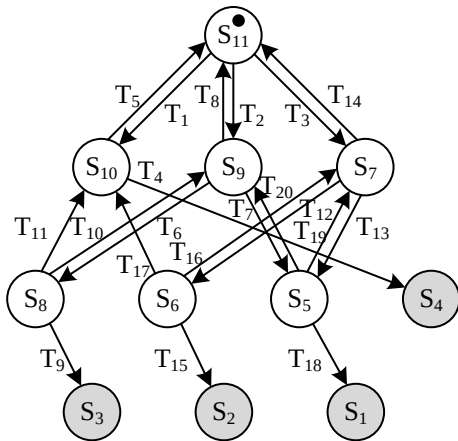


Рис. 2. Граф станів та переходів моделі станів і подій системи

на рис. 2, а її параметри у таблиці. У моделі станів та подій процеси напрацювання і ремонтування для трьохходового клапану 1 позначено як P_1 і P_5 , для запобіжного клапана 2 — P_2 і P_6 , для запобіжного клапана 3 — P_3 і P_7 , для клапана граничного тиску 4 — P_4 і P_8 . Система перебуває у одинадцятьох станах, із яких сім працездатні — S_5 – S_{11} , та чотири непрацездатні — S_1 – S_4 . У системі відбувається двадцять подій, із яких чотири спричиняють відмову — T_4 , T_9 , T_{15} , і T_{18} , сім призводять до пошкодження — T_1 – T_3 , T_6 , T_7 , T_{12} , і T_{13} та дев'ять усувають таке пошкодження — T_5 , T_8 , T_{10} , T_{11} , T_{14} , T_{16} , T_{17} , T_{19} і T_{20} . Параметрами станів є значення коефіцієнтів масштабування для процесів P_1 – P_8 та логічна функція y , яка набуває значення «1», якщо система працездатна, та «0» — якщо ні. Параметрами подій є назва початкового стану, назва процесу, що завершився, і назва кінцевого стану. Така

модель є математичним описом станів, в яких може перебувати система, та подій, які у ній можуть відбуватися, у проекційному зв'язку до процесів, що у ній протікають.

Таблиця

Параметри моделі станів та подій системи

№	Опис станів											Опис подій		
	Поч. стан	Графічний опис стану	Коефіцієнти масштабування								y	Назва події	Заверш. процес	Кінц. стан
			P_1	P_2	P_3	P_4	P_5	P_6	P_7	P_8				
1	S_{11}		1	1	1	0	0	0	0	0	1	T_1	P_1	S_{10}
2												T_2	P_2	S_9
3												T_3	P_3	S_7
4	S_{10}		0	0	0	1	1	0	0	0	1	T_4	P_4	S_4
5												T_5	P_5	S_{11}
6	S_9		1	0	k_3	0	0	1	0	0	1	T_6	P_1	S_8
7												T_7	P_3	S_5
8												T_8	P_6	S_{11}
9	S_8		0	0	0	1	1	1	0	0	1	T_9	P_4	S_3
10												T_{10}	P_5	S_9
11												T_{11}	P_6	S_{10}
12	S_7		1	k_2	0	0	0	0	1	0	1	T_{12}	P_1	S_6
13												T_{13}	P_2	S_5
14												T_{14}	P_7	S_{11}
15	S_6		0	0	0	1	1	0	1	0	1	T_{15}	P_4	S_2
16												T_{16}	P_5	S_7
17												T_{17}	P_7	S_{10}
18	S_5		0	0	0	1	0	1	1	0	1	T_{18}	P_4	S_1
19												T_{19}	P_6	S_7
20												T_{20}	P_7	S_9
21	S_4		0	0	0	0	0	0	0	0	0	—	—	—

де $\otimes$ — оператор тензорного множення; $\mathbf{E}_1$ – $\mathbf{E}_8$ — одиничні матриці, розмірність яких дорівнює розмірності матриць $\mathbf{A}_1$ – $\mathbf{A}_8$.

Для працездатного стану S_{10} :

$$\mathbf{A}_{S_{10}} = \mathbf{E}_1 \otimes \mathbf{E}_2 \otimes \mathbf{E}_3 \otimes \mathbf{A}_4 \otimes \mathbf{E}_5 \otimes \mathbf{E}_6 \otimes \mathbf{E}_7 \otimes \mathbf{E}_8 + \mathbf{E}_1 \otimes \mathbf{E}_2 \otimes \mathbf{E}_3 \otimes \mathbf{E}_4 \otimes \mathbf{A}_5 \otimes \mathbf{E}_6 \otimes \mathbf{E}_7 \otimes \mathbf{E}_8.$$

Для працездатного стану S_9 :

$$\mathbf{A}_{S_9} = \mathbf{A}_1 \otimes \mathbf{E}_2 \otimes \mathbf{E}_3 \otimes \mathbf{E}_4 \otimes \mathbf{E}_5 \otimes \mathbf{E}_6 \otimes \mathbf{E}_7 \otimes \mathbf{E}_8 + k_3 \mathbf{E}_1 \otimes \mathbf{E}_2 \otimes \mathbf{A}_3 \otimes \mathbf{E}_4 \otimes \mathbf{E}_5 \otimes \mathbf{E}_6 \otimes \mathbf{E}_7 \otimes \mathbf{E}_8 + \\ + \mathbf{E}_1 \otimes \mathbf{E}_2 \otimes \mathbf{E}_3 \otimes \mathbf{E}_4 \otimes \mathbf{E}_5 \otimes \mathbf{A}_6 \otimes \mathbf{E}_7 \otimes \mathbf{E}_8.$$

Для працездатного стану S_8 :

$$\mathbf{A}_{S_8} = \mathbf{E}_1 \otimes \mathbf{E}_2 \otimes \mathbf{E}_3 \otimes \mathbf{A}_4 \otimes \mathbf{E}_5 \otimes \mathbf{E}_6 \otimes \mathbf{E}_7 \otimes \mathbf{E}_8 + \mathbf{E}_1 \otimes \mathbf{E}_2 \otimes \mathbf{E}_3 \otimes \mathbf{E}_4 \otimes \mathbf{A}_5 \otimes \mathbf{E}_6 \otimes \mathbf{E}_7 \otimes \mathbf{E}_8 + \\ + \mathbf{E}_1 \otimes \mathbf{E}_2 \otimes \mathbf{E}_3 \otimes \mathbf{E}_4 \otimes \mathbf{E}_5 \otimes \mathbf{A}_6 \otimes \mathbf{E}_7 \otimes \mathbf{E}_8.$$

Для працездатного стану S_7 :

$$\mathbf{A}_{S_7} = \mathbf{A}_1 \otimes \mathbf{E}_2 \otimes \mathbf{E}_3 \otimes \mathbf{E}_4 \otimes \mathbf{E}_5 \otimes \mathbf{E}_6 \otimes \mathbf{E}_7 \otimes \mathbf{E}_8 + k_2 \mathbf{E}_1 \otimes \mathbf{A}_2 \otimes \mathbf{E}_3 \otimes \mathbf{E}_4 \otimes \mathbf{E}_5 \otimes \mathbf{E}_6 \otimes \mathbf{E}_7 \otimes \mathbf{E}_8 + \\ + \mathbf{E}_1 \otimes \mathbf{E}_2 \otimes \mathbf{E}_3 \otimes \mathbf{E}_4 \otimes \mathbf{E}_5 \otimes \mathbf{E}_6 \otimes \mathbf{A}_7 \otimes \mathbf{E}_8.$$

Для працездатного стану S_6 :

$$\mathbf{A}_{S_6} = \mathbf{E}_1 \otimes \mathbf{E}_2 \otimes \mathbf{E}_3 \otimes \mathbf{A}_4 \otimes \mathbf{E}_5 \otimes \mathbf{E}_6 \otimes \mathbf{E}_7 \otimes \mathbf{E}_8 + \mathbf{E}_1 \otimes \mathbf{E}_2 \otimes \mathbf{E}_3 \otimes \mathbf{E}_4 \otimes \mathbf{A}_5 \otimes \mathbf{E}_6 \otimes \mathbf{E}_7 \otimes \mathbf{E}_8 + \\ + \mathbf{E}_1 \otimes \mathbf{E}_2 \otimes \mathbf{E}_3 \otimes \mathbf{E}_4 \otimes \mathbf{E}_5 \otimes \mathbf{E}_6 \otimes \mathbf{A}_7 \otimes \mathbf{E}_8.$$

Для працездатного стану S_5 :

$$\mathbf{A}_{S_5} = \mathbf{E}_1 \otimes \mathbf{E}_2 \otimes \mathbf{E}_3 \otimes \mathbf{A}_4 \otimes \mathbf{E}_5 \otimes \mathbf{E}_6 \otimes \mathbf{E}_7 \otimes \mathbf{E}_8 + \mathbf{E}_1 \otimes \mathbf{E}_2 \otimes \mathbf{E}_3 \otimes \mathbf{E}_4 \otimes \mathbf{E}_5 \otimes \mathbf{A}_6 \otimes \mathbf{E}_7 \otimes \mathbf{E}_8 + \\ + \mathbf{E}_1 \otimes \mathbf{E}_2 \otimes \mathbf{E}_3 \otimes \mathbf{E}_4 \otimes \mathbf{E}_5 \otimes \mathbf{E}_6 \otimes \mathbf{A}_7 \otimes \mathbf{E}_8.$$

Для подій T_1 , T_6 та T_{12} спричинених завершенням процесу P_1 :

$$\mathbf{A}_{T_1} = \mathbf{A}_{T_6} = \mathbf{A}_{T_{12}} = \mathbf{p}_1 \mathbf{C}_1 \otimes \mathbf{E}_2 \otimes \mathbf{E}_3 \otimes \mathbf{E}_4 \otimes \mathbf{E}_5 \otimes \mathbf{E}_6 \otimes \mathbf{E}_7 \otimes \mathbf{E}_8.$$

Для подій T_2 та T_{13} , спричинених завершенням процесу P_2 :

$$\mathbf{A}_{T_2} = \mathbf{E}_1 \otimes \mathbf{p}_2 \mathbf{C}_2 \otimes \mathbf{E}_3 \otimes \mathbf{E}_4 \otimes \mathbf{E}_5 \otimes \mathbf{E}_6 \otimes \mathbf{E}_7 \otimes \mathbf{E}_8, \quad \mathbf{A}_{T_{13}} = k_{12} \mathbf{A}_{T_2}.$$

Для подій T_3 та T_7 , спричинених завершенням процесу P_3 :

$$\mathbf{A}_{T_3} = \mathbf{E}_1 \otimes \mathbf{E}_2 \otimes \mathbf{p}_3 \mathbf{C}_3 \otimes \mathbf{E}_4 \otimes \mathbf{E}_5 \otimes \mathbf{E}_6 \otimes \mathbf{E}_7 \otimes \mathbf{E}_8, \quad \mathbf{A}_{T_7} = k_{13} \mathbf{A}_{T_3}.$$

Для подій T_4 , T_9 , T_{15} та T_{18} , спричинених завершенням процесу P_4 :

$$\mathbf{A}_{T_4} = \mathbf{A}_{T_9} = \mathbf{A}_{T_{15}} = \mathbf{A}_{T_{18}} = \mathbf{E}_1 \otimes \mathbf{E}_2 \otimes \mathbf{E}_3 \otimes \mathbf{p}_4 \mathbf{C}_4 \otimes \mathbf{E}_5 \otimes \mathbf{E}_6 \otimes \mathbf{E}_7 \otimes \mathbf{E}_8.$$

Для подій T_5 , T_{10} та T_{16} , спричинених завершенням процесу P_5 :

$$\mathbf{A}_{T_5} = \mathbf{A}_{T_{10}} = \mathbf{A}_{T_{16}} = \mathbf{E}_1 \otimes \mathbf{E}_2 \otimes \mathbf{E}_3 \otimes \mathbf{E}_4 \otimes \mathbf{p}_5 \mathbf{C}_5 \otimes \mathbf{E}_6 \otimes \mathbf{E}_7 \otimes \mathbf{E}_8.$$

Для подій T_8 , T_{11} та T_{19} , спричинених завершенням процесу P_6 :

$$\mathbf{A}_{T_8} = \mathbf{A}_{T_{11}} = \mathbf{A}_{T_{19}} = \mathbf{E}_1 \otimes \mathbf{E}_2 \otimes \mathbf{E}_3 \otimes \mathbf{E}_4 \otimes \mathbf{E}_5 \otimes \mathbf{p}_6 \mathbf{C}_6 \otimes \mathbf{E}_7 \otimes \mathbf{E}_8.$$

Для подій T_{14} , T_{17} та T_{20} , спричинених завершенням процесу P_7 :

$$\mathbf{A}_{T_{14}} = \mathbf{A}_{T_{17}} = \mathbf{A}_{T_{20}} = \mathbf{E}_1 \otimes \mathbf{E}_2 \otimes \mathbf{E}_3 \otimes \mathbf{E}_4 \otimes \mathbf{E}_5 \otimes \mathbf{E}_6 \otimes \mathbf{p}_7 \mathbf{C}_7 \otimes \mathbf{E}_8.$$

Зауважимо, що для заданих умов відновлення процес ремонтування P_8 незатребуваний.

У матриці $\mathbf{C}$ одиничний вектор-рядок $\mathbf{I}$ має розмірність, яка дорівнює добутку розмірностей усіх матриць інтенсивності переходів $\mathbf{A}_1$ – $\mathbf{A}_8$. Цю матрицю складено так, щоб її рядки відповідали наступним ймовірнісним характеристикам. Перший рядок задає ймовірність безвідмовної роботи захисної арматури, яка є сумою ймовірностей працездатних станів S_5 – S_{11} . Другий рядок — ймовірність відмови захисної арматури унаслідок непрацездатності запобіжних клапанів та клапана

граничного тиску, яка збігається з ймовірністю непрацездатного стану S_1 . І, третій рядок — ймовірність відмови захисної арматури унаслідок непрацездатності трьохходового крана та клапана граничного тиску, яка є сумою ймовірностей непрацездатних станів S_2 – S_4 . Одержана модель містить 176 диференціальних рівнянь.

Ймовірнісні характеристики надійності

Застосовуючи розщеплену однорідну марковську модель на основі методу Розенброка обчислено досліджувані ймовірнісні характеристики захисної арматури. Значення параметрів для елементів запобіжної арматури взято такими: $\alpha_1 = 3.0 \cdot 10^5$ год., $\beta_1 = 1.2$; $\alpha_2 = \alpha_3 = 1.5 \cdot 10^4$ год., $\beta_2 = \beta_3 = 1.3$; $\alpha_4 = 1.5 \cdot 10^5$ год., $\beta_4 = 1.1$, інтенсивність відновлення $\mu = 0.01$ 1/год. та коефіцієнти, які задають у скільки разів зростає швидкість зношування запобіжних клапанів при подвійному навантаженні, $k_2 = 7$, $k_3 = 8$. Метод Розенброка вибрано в зв'язку з тим, що марковська модель жорстка. Ця властивість моделі обумовлена наступними факторами: розкидом параметрів для процесів напрацювання та ремонтування, особливістю алгоритму розщеплення простору станів, впливом коефіцієнтів зміни навантаження k_2 та k_3 .

Криві ймовірнісних характеристик обчислені для тривалості експлуатації 50 000 год., зокрема на рис. 3а суцільна крива 1 відповідає функції ймовірності безвідмовної роботи, на рис. 3б штрихова крива 1 — функції ймовірності відмови унаслідок непрацездатності запобіжних клапанів та клапана граничного тиску, та на рис. 3б штрих-пунктирна крива 2 — функції ймовірності відмови унаслідок непрацездатності трьохходового крана та клапана граничного тиску.

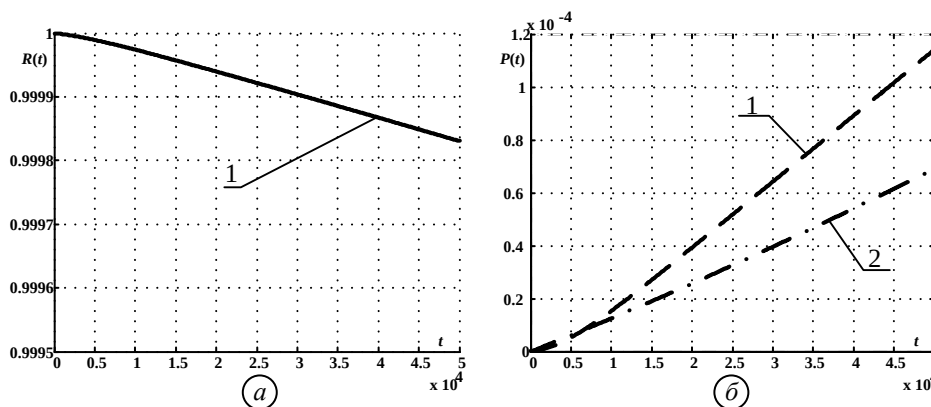


Рис 3. Криві ймовірнісних характеристик захисної арматури

Аналіз ймовірнісних характеристик причин непрацездатності захисної арматури показує, що для етапу експлуатації до 10 000 год. найімовірнішою причиною відмови системи є непрацездатність трьохходового крана та клапана граничного тиску, а при подальшій експлуатації домінуючою причиною відмови стає непрацездатність запобіжних клапанів та клапана граничного тиску.

Висновки

У статті розроблено математичну модель надійності захисної арматури для посудини, яка працює під тиском, призначену для визначення ймовірності безвідмовної роботи та кількісного аналізу причин непрацездатності такої системи. Надійність системи математично описано на основі динамічного дерева відмов, в якому задано логічні умови зміни навантаження запобіжних клапанів, які функціонують за алгоритмом навантажувального резервування. Ймовірнісні характеристики системи визначено за марковською моделлю, в якій на основі тензорних виразів розщеплення простору станів, враховано вплив перерозподілу навантаження між елементами захисної арматури, тривалість напрацювання до відмови яких розподілена за законом Вейбулла. За допомогою цієї моделі визначено ймовірнісні характеристики та показано як змінюється найімовірніша причина непрацездатності захисної арматури залежно від тривалості експлуатації посудини. Кількісний аналіз такої властивості системи не можна адекватно одержати ні на основі застосування звичайного дерева відмов, ні шляхом використання звичайної однорідної марковської моделі надійності.

Подальші дослідження скеровані на розроблення уточненої математичної моделі надійності захисної арматури для посудини, яка працює під тиском, в якій адекватно враховуватиметься перебування клапана граничного тиску у полегшеному резерві.

1. Gabriele Landucci. Release of hazardous substances in flood events: Damage model for horizontal cylindrical vessels / G. Landucci, A. Necci, G. Antonioni, A. Tugnoli, V. Cozzani // *Reliability Engineering & System Safety*. — 2014. — Vol. 132. — P. 125-145.
2. Chookah M. A probabilistic physics-of-failure model for prognostic health management of structures subject to pitting and corrosion-fatigue / M. Chookah, M. Nuhi, M. Modarres // *Reliability Engineering & System Safety*. — 2011. — Vol. 96, No. 12. — P. 1601–1610.
3. Nima Khakzad. Risk-based design of process systems using discrete-time Bayesian networks / Nima Khakzad, Faisal Khan, Paul Amyotte // *Reliability Engineering & System Safety*. — 2013. — Vol. 109. — P. 5–17.
4. Codetta-Raiteri D. Integrating several formalisms in order to increase Fault Trees' modeling power / D. Codetta-Raiteri // *Reliability Engineering & System Safety*. — 2011. — Vol. 96, No 5. — P. 534–544.
5. Yeelyong Noh. Risk-based determination of design pressure of LNG fuel storage tanks based on dynamic process simulation combined with Monte Carlo method / Yeelyong Noh, Kwangpil Chang, Yutaek Seo, Daejun Chang // *Reliability Engineering & System Safety*. — 2014. — Vol. 129. — P. 76–82.
6. Munoz Zuniga M. Adaptive directional stratification for controlled estimation of the probability of a rare event / M. Munoz Zuniga, J. Garnier, E. Remy, E. de Rocquigny // *Reliability Engineering & System Safety*. — 2011. — Vol. 96, No. 12. — P.1691–1712.
7. Daniya Zamalieva. A probabilistic model for online scenario labeling in dynamic event tree generation / Daniya Zamalieva, Alper Yilmaz, Tunc Aldemir // *Reliability Engineering & System Safety*. — Vol. 120. — P. 18–26.
8. Daniya Zamalieva. Online scenario labeling using a hidden Markov model for assessment of nuclear plant state / Daniya Zamalieva, Alper Yilmaz, Tunc Aldemir // *Reliability Engineering & System Safety*. — 2013. — Vol. 110. — P. 1–13.
9. Mandziy B. Mathematical model for failure cause analysis of electrical systems with load-sharing redundancy of component / B. Mandziy, O. Lozynsky, S. Shcherbovskykh // *Przegląd Elektrotechniczny*. — 2013. — Vol. 89, № 11. — P. 244–247.
10. Shcherbovskykh S. Failure intensity determination for system with standby doubling / S. Shcherbovskykh, O. Lozynsky, Ya. Marushchak // *Przegląd Elektrotechniczny*. — 2011. — Vol. 87, № 5. — P. 160–162.
11. Щербовських С. В. Математичні моделі та методи для визначення характеристик надійності багатотермінальних систем із урахуванням перерозподілу навантаження: монографія / С. В. Щербовських. — Львів: Вид-во Львівської політехніки, 2012. — 296 с.