

Розроблено модель надійності захисної арматури для посудини, яка працює під тиском. Модель призначено для кількісного аналізу причин відмови такої системи. Надійність формалізовано динамічним деревом відмов, а характеристики обчислені на основі розщепленої однорідної Марковської моделі. Наукова цінність моделі полягає у тому, що у ній враховано вплив перерозподілу навантаження між її елементами

Ключові слова: захисна арматура, модель надійності, дерево відмов, марковська модель, причина відмови

Разработана модель надежности защитной арматуры для сосуда, работающего под давлением. Модель предназначена для количественного анализа причин отказа такой системы. Надежность формализована динамическим деревом отказов, а характеристики вычислены на основе расщепленной однородной Марковской модели. Научная ценность модели заключается в том, что в ней учтено влияние перераспределения нагрузки между ее элементами

Ключевые слова: защитная арматура, модель надежности, дерево отказов, марковская модель, причина отказа

РОЗРОБЛЕННЯ МОДЕЛІ НАДІЙНОСТІ ЗАХИСНОЇ АРМАТУРИ, ЯКА ВРАХОВУЄ ВПЛИВ ПЕРЕРОЗПОДІЛУ НАВАНТАЖЕННЯ

С. В. Щербовських

Доктор технічних наук,
старший науковий співробітник
Науково-дослідна група ДБ/ТРИКАФ*

E-mail: shcherbov@gmail.com

Т. О. Стефанович

Кандидат технічних наук, доцент
Кафедра проектування та експлуатації машин*

E-mail: stefanovych@lp.edu.ua

*Національний університет «Львівська політехніка»
вул. Бандери, 12, м. Львів, Україна, 79013

1. Вступ

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, відносяться 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 підвищенню 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, слідів корозії, прилипанням клапанів до сідел, заклинюванням важелів може призвести до описаних вище наслідків. Під час проектування захисної арматури для посудин, які працюють під тиском, важливим етапом є забезпечення прийняттого рівня їх надійності. Цей етап проектування зводиться не лише до визначення інтегрального показника надійності, але й передбачає аналіз усіх причин відмови арматури та розроблення рекомендацій щодо підвищення її надійності.

Характерним вищем, яке має місце у захисній арматурі, є перерозподіл навантаження між її елементами. Його суть полягає у тому, що внаслідок відмови окремих елементів арматури, якщо при цьому не відб-

увається катастрофічна відмова усієї системи, навантаження решти працездатних елементів змінюється. Зміна навантаження призводить до зміни параметрів напручування елементів, що впливає на надійність усієї системи. Дана публікація присвячена актуальній проблемі підвищення точності аналізу причин відмови захисної арматури шляхом врахування впливу перерозподілу навантаження між її елементами.

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

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 Бессову 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 генера-

тора 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.

Отже, для розв'язання поставленої проблеми вважаємо найприйнятнішим підхід, який ґрунтується на поєднанні динамічних дерев відмов та марковських моделей надійності. Для послаблення обмеження експоненціальним розподілом пропонуємо застосувати розщеплення простору станів [9–11], яке шляхом введення фіктивних фаз забезпечує врахування довільних розподілів і «запам'ятовування» передісторії напруцювання елементів системи за навантаженням.

3. Мета та задачі дослідження

Метою дослідження є розроблення моделі надійності захисної арматури посудини, яка працює під тиском, призначеної для аналізу причин відмови такої системи, що враховує перерозподіл навантаження між її елементами.

Для досягнення поставленої мети вирішено такі задачі:

- математично описано надійність захисної арматури на основі динамічного дерева відмов;
- побудовано модель станів та подій системи і розщеплену однорідну марковську модель системи;
- визначено кількісні характеристики для усіх причин відмови захисної арматури та досліджено вплив на них перерозподілу навантаження між її елементами.

4. Матеріали та методи дослідження моделі надійності захисної арматури

4.1. Опис системи та її динамічне дерево відмов

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

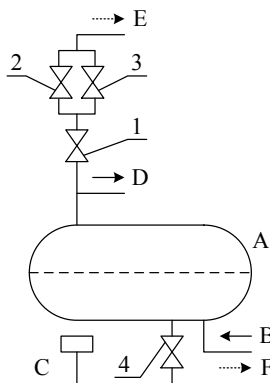


Рис. 1. Функціональна схема захисної арматури

Для уникнення підвищення тиску вище допустимого значення встановлено захисну арматуру, а саме трьохходовий кран 1, два запобіжні клапани 2 і 3 та клапан граничного тиску 4. Якщо тиск у посудині перевищує допустиме робоче значення, то спрацюють запобіжні клапани 2 та 3, і пара подається у трубопровід E, який сполучений із атмосферою. Якщо тиск продовжує далі зростати і перевищує допустиме аварійне значення, то спрацює клапан граничного тиску 4, і робоча суміш зливається трубопроводом F у спеціальний резервуар. Припускаємо, що засоби технічної діагностики та перемикання ідеальні, а навантаження між елементами змінюється миттєво.

Дубльовані запобіжні клапани 2 і 3 функціонують за алгоритмом навантажувального резервування: якщо обидва клапани працездатні, то навантаження розподіляється між ними порівну. Якщо один із запобіжних клапанів непрацездатний, то навантаження на інший подвоюється.

Трьохходовий кран 1 та клапан граничного тиску 4 функціонують за алгоритмом полегшеного резервування: якщо трьохходовий кран та хоча б один запобіжний клапан працездатні, то пара подається трубопроводом E, то трьохходовий кран перебуває під номінальним навантаженням, а клапан граничного тиску – під полегшеним. Якщо трьохходовий кран або обидва запобіжні клапани непрацездатні, то пара подається трубопроводом F, то навантаження клапана граничного тиску вважаємо номінальним, а навантаження трьохходового крану, якщо він є працездатним, – полегшеним.

Формалізуємо надійність захисної арматури динамічним деревом відмов, структура якого подана на рис. 2, а. Звернемо увагу, що з точки зору надійності логічна структурна схема захисної арматури утворює послідовно-паралельне сполучення елементів, як показано на рис. 2, б.

Динамічне дерево відмов є математичною моделлю, яка описує умову непрацездатності системи та умови зміни навантаження між її елементами на основі блоків, які позначають логічні операції та операції відношення. Непрацездатність захисної арматури позначена блоком «Top Event». 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 напруцювання. Після настання непрацездатності захисної арматури вважаємо, що ремонт будь-якого елемента системи неможливий. Така подія відбувається, якщо одночасно заблоковані обидва трубопроводи F та E, що описано блоком «Gate 1», тип якого задано логічною операцією AND. Блокування трубопроводу E відбувається, якщо непрацездатний трьохходовий кран 1 або група запобіжних клапанів 2 і 3, що описано блоком «Gate 2», тип якого задано логічною операцією OR. Непрацездатність трьохходового крана 1 позначено блоком «Base Event 1», а його напруцювання 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 «Gate 3», тип якого задано логічною операцією AND. Непрацездатність

клапанів 2 і 3 позначено блоками «Base Event 2» і «Base Event 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 F відбувається, якщо відмовив клапан граничного тиску 4, непрацездатність якого позначено блоком «Base Event 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 .

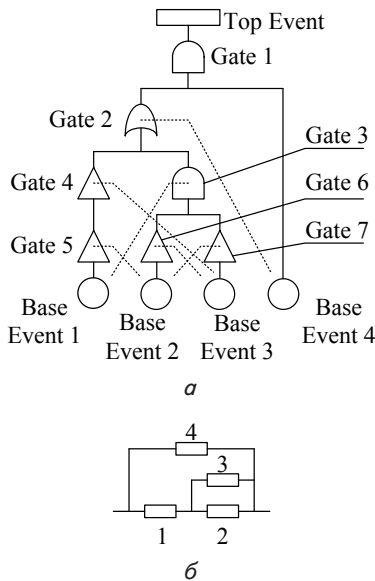


Рис. 2. Формальна модель надійності захисної арматури: а — динамічне дерево відмов, б — структурна схема надійності

У захисній арматурі відбуваються такі динамічні явища:

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

Для опису першого явища задамо у блоці «Gate 3» умову зміни навантаження. Якщо на вхід цього блока подається логічний сигнал TRUE, тобто група запобіжних клапанів 2 і 3 непрацездатна, то інтенсивність процесу напрацювання трьохходового крана 1, який задано у блоці «Base Event 1», становить k_1 тобто він перебуває у полегшеному режимі.

Для опису другого явища, яке відповідає навантажувальному резервуванню запобіжних клапанів, введемо у структуру дерева відмов блоки «Gate 6» і «Gate 7», які є повторювачами логічного сигналу, і задамо у них умови зміни навантаження. Якщо на вхід блоку «Gate 6» подається логічний сигнал TRUE, тобто запобіжний клапан 2 непрацездатний, то інтенсивність процесу напрацювання запобіжного клапана 3, який задано у блоці «Base Event 3», зростає в k_3 разів. Відповідно, якщо на вхід блоку «Gate 7» подається логічний сигнал TRUE, тобто запобіжний клапан 3 непрацездатний, то інтен-

сивність процесу напрацювання запобіжного клапана 2, який задано у блоці «Base Event 2», зростає в k_2 разів.

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

Для опису четвертого явища задамо у блоці «Gate 2» умову зміни навантаження. Якщо на вхід цього блока подається логічний сигнал FALSE, тобто елементи 1–3 забезпечують функціонування трубопроводу E, то інтенсивність процесу напрацювання клапана граничного тиску 4, який задано у блоці «Base Event 4», становить k_4 , тобто він перебуває у полегшеному режимі.

4. 2. Модель станів та подій

На підставі поданого вище динамічного дерева відмов захисної арматури згідно із формалізованими правилами [11] складено модель станів та подій. Така модель є математичним описом станів, в яких може перебувати система, та подій, які у ній можуть відбуватися, у проєкційному зв'язку до процесів, що у ній протікають. Граф такої моделі подано на рис. 3, а її параметри у табл. 1.

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 шістнадцяти станах, із яких п'ять відповідають непрацездатності — S_1, S_2, S_3, S_5 та S_7 . На рис. 2, а, б стани, які відповідають працездатності системи, позначені колом, зображеним суцільною лінією, а стани, які відповідають непрацездатності, — колом, зображеним пунктирною лінією. У системі відбувається сорок подій, із яких десять спричиняють катастрофічну відмову — $T_5, T_{11}, T_{18}, T_{22}, T_{25}, T_{29}, T_{33}, T_{34}, T_{37}$ та T_{38} . Параметрами станів є значення коефіцієнтів перерозподілу навантаження 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, який завершився, та назва кінцевого стану.

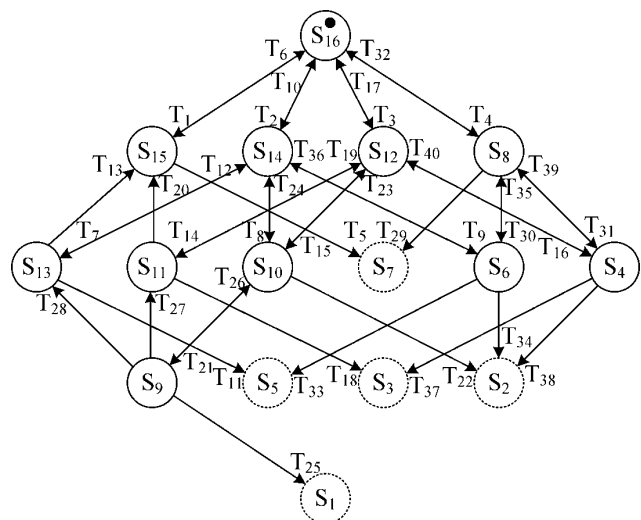


Рис. 3. Граф станів та переходів захисної арматури

Таблиця 1

Параметри моделі станів та подій захисної арматури

№	Опис станів										Опис подій			
	Поч. стан	Графічний опис стану	Коефіцієнти перерозподілу навантаження								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 ₁₆		1	1	1	k ₄	0	0	0	0	1	T ₁	P ₁	S ₁₅
2			T ₂	P ₂	S ₁₄									
3			T ₃	P ₃	S ₁₂									
4			T ₄	P ₄	S ₈									
5	S ₁₅		0	0	0	1	1	0	0	0	1	T ₅	P ₄	S ₇
6			T ₆	P ₅	S ₁₆									
7	S ₁₄		1	0	k ₃	k ₄	0	1	0	0	1	T ₇	P ₁	S ₁₃
8			T ₈	P ₃	S ₁₀									
9			T ₉	P ₄	S ₆									
10			T ₁₀	P ₆	S ₁₆									
11	S ₁₃		0	0	0	1	1	1	0	0	1	T ₁₁	P ₄	S ₅
12			T ₁₂	P ₅	S ₁₄									
13			T ₁₃	P ₆	S ₁₅									
14	S ₁₂		1	k ₂	0	k ₄	0	0	1	0	1	T ₁₄	P ₁	S ₁₁
15			T ₁₅	P ₂	S ₁₀									
16			T ₁₆	P ₄	S ₄									
17			T ₁₇	P ₇	S ₁₆									
18	S ₁₁		0	0	0	1	1	0	1	0	1	T ₁₈	P ₄	S ₃
19			T ₁₉	P ₅	S ₁₂									
20			T ₂₀	P ₇	S ₁₅									
21	S ₁₀		k ₁	0	0	1	0	1	1	0	1	T ₂₁	P ₁	S ₉
22			T ₂₂	P ₄	S ₂									
23			T ₂₃	P ₆	S ₁₂									
24			T ₂₄	P ₇	S ₁₄									
25	S ₉		0	0	0	1	1	1	1	0	1	T ₂₅	P ₄	S ₁
26			T ₂₆	P ₅	S ₁₀									
27			T ₂₇	P ₆	S ₁₁									
28			T ₂₈	P ₇	S ₁₃									
29	S ₈		1	1	1	0	0	0	0	1	1	T ₂₉	P ₁	S ₇
30			T ₃₀	P ₂	S ₆									
31			T ₃₁	P ₃	S ₄									
32			T ₃₂	P ₈	S ₁₆									
33	S ₇		0	0	0	0	0	0	0	0	0	—	—	—
34	S ₆		1	0	k ₃	0	0	1	0	1	1	T ₃₃	P ₁	S ₅
35			T ₃₄	P ₃	S ₂									
36			T ₃₅	P ₆	S ₈									
37			T ₃₆	P ₈	S ₁₄									
38	S ₅		0	0	0	0	0	0	0	0	0	—	—	—
39	S ₄		1	k ₂	0	0	0	0	1	1	1	T ₃₇	P ₁	S ₃
40			T ₃₈	P ₂	S ₂									
41			T ₃₉	P ₇	S ₈									
42			T ₄₀	P ₈	S ₁₂									
43	S ₃		0	0	0	0	0	0	0	0	0	—	—	—
44	S ₂		0	0	0	0	0	0	0	0	0	—	—	—
45	S ₁		0	0	0	0	0	0	0	0	0	—	—	—

$$A_{S_{11}} = E_1 \otimes E_2 \otimes E_3 \otimes A_4 \otimes E_5 \otimes E_6 \otimes E_7 \otimes E_8 + \\ + E_1 \otimes E_2 \otimes E_3 \otimes E_4 \otimes A_5 \otimes E_6 \otimes E_7 \otimes E_8 + \\ + E_1 \otimes E_2 \otimes E_3 \otimes E_4 \otimes E_5 \otimes E_6 \otimes A_7 \otimes E_8.$$

Для працездатного стану S_{10} :

$$A_{S_{10}} = k_1 A_1 \otimes E_2 \otimes E_3 \otimes E_4 \otimes E_5 \otimes E_6 \otimes E_7 \otimes E_8 + \\ + E_1 \otimes E_2 \otimes E_3 \otimes A_4 \otimes E_5 \otimes E_6 \otimes E_7 \otimes E_8 + \\ + E_1 \otimes E_2 \otimes E_3 \otimes E_4 \otimes E_5 \otimes A_6 \otimes E_7 \otimes E_8 + \\ + E_1 \otimes E_2 \otimes E_3 \otimes E_4 \otimes E_5 \otimes E_6 \otimes A_7 \otimes E_8.$$

Для працездатного стану S_9 :

$$A_{S_9} = E_1 \otimes E_2 \otimes E_3 \otimes A_4 \otimes E_5 \otimes E_6 \otimes E_7 \otimes E_8 + \\ + E_1 \otimes E_2 \otimes E_3 \otimes E_4 \otimes A_5 \otimes E_6 \otimes E_7 \otimes E_8 + \\ + E_1 \otimes E_2 \otimes E_3 \otimes E_4 \otimes E_5 \otimes A_6 \otimes E_7 \otimes E_8 + \\ + E_1 \otimes E_2 \otimes E_3 \otimes E_4 \otimes E_5 \otimes E_6 \otimes A_7 \otimes E_8.$$

Для працездатного стану S_8 :

$$A_{S_8} = A_1 \otimes E_2 \otimes E_3 \otimes E_4 \otimes E_5 \otimes E_6 \otimes E_7 \otimes E_8 + \\ + E_1 \otimes A_2 \otimes E_3 \otimes E_4 \otimes E_5 \otimes E_6 \otimes E_7 \otimes E_8 + \\ + E_1 \otimes E_2 \otimes A_3 \otimes E_4 \otimes E_5 \otimes E_6 \otimes E_7 \otimes E_8 + \\ + E_1 \otimes E_2 \otimes E_3 \otimes E_4 \otimes E_5 \otimes E_6 \otimes E_7 \otimes A_8.$$

Для працездатного стану S_6 :

$$A_{S_6} = A_1 \otimes E_2 \otimes E_3 \otimes E_4 \otimes E_5 \otimes E_6 \otimes E_7 \otimes E_8 + \\ + k_3 E_1 \otimes E_2 \otimes A_3 \otimes E_4 \otimes E_5 \otimes E_6 \otimes E_7 \otimes E_8 + \\ + E_1 \otimes E_2 \otimes E_3 \otimes E_4 \otimes E_5 \otimes A_6 \otimes E_7 \otimes E_8 + \\ + E_1 \otimes E_2 \otimes E_3 \otimes E_4 \otimes E_5 \otimes E_6 \otimes E_7 \otimes A_8.$$

Для працездатного стану S_4 :

$$A_{S_4} = A_1 \otimes E_2 \otimes E_3 \otimes E_4 \otimes E_5 \otimes E_6 \otimes E_7 \otimes E_8 + \\ + k_2 E_1 \otimes A_2 \otimes E_3 \otimes E_4 \otimes E_5 \otimes E_6 \otimes E_7 \otimes E_8 + \\ + E_1 \otimes E_2 \otimes E_3 \otimes E_4 \otimes E_5 \otimes E_6 \otimes A_7 \otimes E_8 + \\ + E_1 \otimes E_2 \otimes E_3 \otimes E_4 \otimes E_5 \otimes E_6 \otimes E_7 \otimes A_8.$$

Для подій $T_1, T_7, T_{14}, T_{21}, T_{29}, T_{33}$ та T_{37} спричинених завершенням процесу P_1 :

$$A_{T_1} = A_{T_7} = A_{T_{14}} = A_{T_{29}} = A_{T_{33}} = A_{T_{37}} = \\ = p_1 C_1 \otimes E_2 \otimes E_3 \otimes E_4 \otimes E_5 \otimes E_6 \otimes E_7 \otimes E_8, \quad A_{T_{21}} = k_1 A_{T_1}.$$

Для подій T_2, T_{15}, T_{30} та T_{38} , спричинених завершенням процесу P_2 :

$$A_{T_2} = A_{T_{30}} = E_1 \otimes p_2 C_2 \otimes E_3 \otimes E_4 \otimes E_5 \otimes E_6 \otimes E_7 \otimes E_8, \\ A_{T_{15}} = A_{T_{38}} = k_2 A_{T_2}.$$

Для подій T_3, T_8, T_{31} та T_{34} , спричинених завершенням процесу P_3 :

$$A_{T_3} = A_{T_{31}} = E_1 \otimes E_2 \otimes p_3 C_3 \otimes E_4 \otimes E_5 \otimes E_6 \otimes E_7 \otimes E_8, \\ A_{T_8} = A_{T_{34}} = k_3 A_{T_3}.$$

Для подій $T_4, T_5, T_9, T_{11}, T_{16}, T_{18}, T_{22}$ та T_{25} , спричинених завершенням процесу P_4 :

$$A_{T_5} = A_{T_{11}} = A_{T_{18}} = A_{T_{22}} = A_{T_{25}} = \\ = E_1 \otimes E_2 \otimes E_3 \otimes p_4 C_4 \otimes E_5 \otimes E_6 \otimes E_7 \otimes E_8, \\ A_{T_4} = A_{T_9} = A_{T_{16}} = k_4 A_{T_5}.$$

Для подій T_6, T_{12}, T_{19} та T_{26} , спричинених завершенням процесу P_5 :

$$A_{T_6} = A_{T_{12}} = A_{T_{19}} = A_{T_{26}} = \\ = E_1 \otimes E_2 \otimes E_3 \otimes E_4 \otimes p_5 C_5 \otimes E_6 \otimes E_7 \otimes E_8.$$

Для подій $T_{10}, T_{13}, T_{23}, T_{27}$ та T_{35} , спричинених завершенням процесу P_6 :

$$A_{T_{10}} = A_{T_{13}} = A_{T_{23}} = A_{T_{27}} = A_{T_{35}} = \\ = E_1 \otimes E_2 \otimes E_3 \otimes E_4 \otimes E_5 \otimes p_6 C_6 \otimes E_7 \otimes E_8.$$

Для подій $T_{17}, T_{20}, T_{24}, T_{28}$ та T_{39} , спричинених завершенням процесу P_7 :

$$A_{T_{17}} = A_{T_{20}} = A_{T_{24}} = A_{T_{28}} = A_{T_{39}} = \\ = E_1 \otimes E_2 \otimes E_3 \otimes E_4 \otimes E_5 \otimes E_6 \otimes p_7 C_7 \otimes E_8.$$

Для подій T_{32}, T_{36} та T_{40} , спричинених завершенням процесу P_8 :

$$A_{T_{32}} = A_{T_{36}} = A_{T_{40}} = \\ = E_1 \otimes E_2 \otimes E_3 \otimes E_4 \otimes E_5 \otimes E_6 \otimes E_7 \otimes p_8 C_8.$$

У матриці C одиничний вектор-рядок I має розмірність, яка дорівнює добутку розмірностей усіх матриць інтенсивності переходів A_1 – A_8 . Цю матрицю складено так, щоб її рядки відповідали наступним ймовірнісним характеристикам. Перший рядок задає ймовірність відмови захисної арматури унаслідок непрацездатності запобіжних клапанів та клапана граничного тиску, яка є сумою ймовірностей непрацездатних станів S_1 та S_2 . Другий рядок задає ймовірність відмови захисної арматури унаслідок непрацездатності трьохходового крана та клапана граничного тиску, яка є сумою ймовірностей непрацездатних станів S_1, S_3, S_5 та S_7 . Одержана модель містить 256 рівнянь.

5. Результати дослідження моделі надійності 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. Параметри допоміжних марковських моделей згідно із [11] набувають таких значень:

$$A_1 = \begin{bmatrix} -\lambda_1 & \lambda_1 \\ 0 & -\lambda_1 \end{bmatrix},$$

$$p_1(0) = \begin{bmatrix} 0.36858 \\ 0.63142 \end{bmatrix},$$

$$C_1 = [\lambda_1 \quad 0].$$

$$A_2 = A_3 = \begin{bmatrix} -\lambda_2 & \lambda_2 \\ 0 & -\lambda_2 \end{bmatrix},$$

$$p_2(0) = p_3(0) = \begin{bmatrix} 0.19416 \\ 0.80584 \end{bmatrix},$$

$$C_2 = C_3 = [\lambda_2 \quad 0].$$

$$A_4 = \begin{bmatrix} -\lambda_4 & \lambda_4 \\ 0 & -\lambda_4 \end{bmatrix},$$

$$p_4(0) = \begin{bmatrix} 0.58590 \\ 0.41410 \end{bmatrix},$$

$$C_4 = [\lambda_4 \quad 0].$$

$$A_5 = A_6 = A_7 = A_8 = [-\mu],$$

$$p_5(0) = p_6(0) = p_7(0) = p_8(0) = [1],$$

$$C_5 = C_6 = C_7 = C_8 = [\mu].$$

де $\lambda_1=5.7811 \cdot 10^{-6}$ 1/год., $\lambda_2=1.3035 \cdot 10^{-4}$ 1/год., $\lambda_4=-9.7702 \cdot 10^{-6}$ 1/год.

За допомогою розщепленої однорідної марковської моделі обчислено ймовірнісні характеристики захисної арматури.

На рис. 4 подано сімейство ймовірнісних кривих для захисної арматури за умови зміни коефіцієнта k_4 . Коефіцієнт k_4 вказує, наскільки зменшується інтенсивність зношування клапана граничного тиску у полегшеному режимі відносно номінального режиму. Цей коефіцієнт набуває значень у межах від 0 до 1. Криві 1 і 2 відповідають $k_4=0$, а криві 3 і 4 – $k_4=1$, за умови, що $k_1=0.4$ та $k_2=k_3=5$ для обох випадків. Суцільні криві 1 і 3 відповідають ймовірності відмови системи, унаслідок непрацездатності запобіжних клапанів та клапана граничного тиску. Штрихові криві 2 і 4 – ймовірності відмови, унаслідок непрацездатності трьохходового крана та клапана граничного тиску.

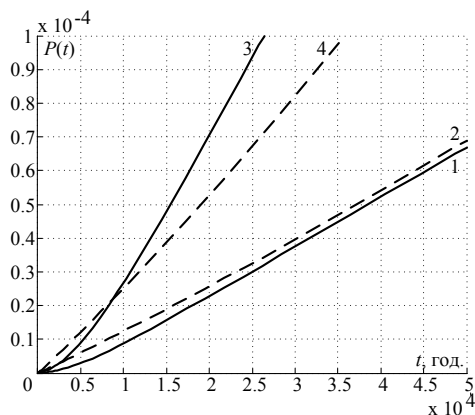


Рис. 4. Криві ймовірнісних характеристик захисної арматури за умови зміни коефіцієнта k_4 в межах граничних значень

На рис. 5 подано сімейство ймовірнісних кривих для захисної арматури за умови зміни коефіцієнтів k_2 та k_3 . Оскільки запобіжні клапани однакові, то вважаємо, що $k_2=k_3$. Коефіцієнти k_2 і k_3 вказують, наскільки зростає інтенсивність зношування запобіжних клапанів у перевантаженому режимі відносно номінального режиму. Ці коефіцієнти набувають значень у межах від 1 до ∞ .

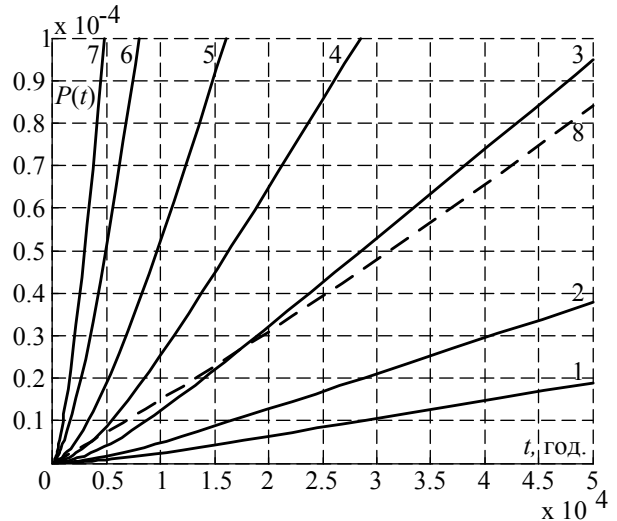


Рис. 5. Криві ймовірнісних характеристик захисної арматури за умови зміни коефіцієнтів k_2 і k_3 в межах тестових значень

Сімейство суцільних кривих відповідає ймовірності відмови системи, внаслідок непрацездатності запобіжних клапанів та клапана граничного тиску, зокрема крива 1 побудована для $k_2=1$, крива 2 – для $k_2=2$, крива 3 – $k_2=5$, крива 4 – $k_2=10$, крива 5 – $k_2=20$, крива 6 – $k_2=50$ і крива 7 – $k_2=100$, за умови, що $k_1=0.4$ та $k_4=0.2$ для всіх випадків. Штрихова крива 8 відповідає ймовірності відмови системи, спричиненої непрацездатністю трьохходового крана та клапана граничного тиску для усіх значень k_2 та k_3 , за умови, що $k_1=0.4$ і $k_4=0.2$.

6. Обговорення результатів дослідження моделі надійності захисної арматури

За результатами обчислювальних експериментів досліджено вплив коефіцієнтів k_1-k_4 на ймовірнісні характеристики захисної арматури.

На рис. 4 показано, що із збільшенням k_4 в граничних межах для сталих значень k_1, k_2 і k_3 ймовірнісні характеристики причин відмови системи лінійно зростають. Крок зростання ймовірнісної характеристики, яка відповідає відмові запобіжних клапанів та клапана граничного тиску, є більшим за крок зростання ймовірнісної характеристики, яка відповідає відмові трьохходового крана і клапана граничного тиску.

Аналізуючи сімейство ймовірнісних характеристик, які подано на рис. 5, робимо висновок, що із зростанням k_2 і k_3 для сталих значень k_1 і k_4 ймовірнісна характеристика, яка відповідає відмові запобіжних клапанів та клапана граничного тиску, зростає із ло-

гарифмічним кроком. У цьому ж досліді ймовірнісна характеристика, яка відповідає відмові трьохходового крана і клапана граничного тиску, нечутлива до зміни коефіцієнтів k_2 і k_3 .

Окрім того, досліджено вплив коефіцієнта k_1 на ймовірність відмови системи в граничних межах для сталих значень k_2 , k_3 і k_4 . Аналіз результатів цього експерименту показав, що для прийнятих у моделі значень параметрів елементів системи впливом коефіцієнта k_1 можна знехтувати.

Дослідження показує, що залежно від значення коефіцієнтів перерозподілу навантаження, змінюється домінуюча причина відмови захисної арматури. Зокрема, для $k_4 = 0$ або $k_2 = k_3 = 1...2$ домінуючою причиною відмови є відмова трьохходового крана та клапана граничного тиску, а за інших значень цих коефіцієнтів – відмова запобіжних клапанів та клапана граничного тиску.

Одержана у роботі марковська модель є жорсткою. Така властивість моделі зумовлена розкидом параметрів процесів напрацювання та ремонтування, особливістю алгоритму розщеплення простору станів та впливом коефіцієнтів перерозподілу навантаження k_2 , k_3 і k_4 . Під час побудови сімейства кривих для значень $k_2 = k_3 > 10$ жорсткість моделі зростає настільки, що для уникнення спотворення ймовірнісних характеристик флуктуаціями, необхідно застосовувати спеціалізовані чисельні методи.

У моделі надійності не враховано явища взаємодії між захисною арматурою та власне посудиною, яка працює під тиском. Побудова такої моделі надійності є метою подальших досліджень.

7. Висновки

У статті розроблено математичну модель надійності захисної арматури для посудини, яка працює під тиском, призначену для кількісного аналізу причин відмови такої системи. Надійність системи математично описано динамічним деревом відмов, в якому задано логічні умови зміни навантаження у трьохходовому крані, запобіжних клапанах та клапані граничного тиску. 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 проаналізовано як впливає перерозподіл навантаження у кожному із елементів захисної арматури на ймовірнісні характеристики усїєї системи. Показано, що зі зміною коефіцієнтів перерозподілу навантаження змінюється найімовірніша причина відмови захисної арматури. Кількісний аналіз такої властивості системи не можна адекватно виконати ні на основі застосування логіко-ймовірнісного аналізу, 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 взаємодія між елементами арматури та власне посудиною.

Література

1. Landucci, G. Release of hazardous substances in flood events: Damage model for horizontal cylindrical vessels [Text] / G. Landucci, A. Necci, G. Antonioni, A. Tugnoli, V. Cozzani // Reliability Engineering & System Safety. – 2014. – Vol. 132. – P. 125-145. doi: 10.1016/j.ress.2014.07.016
2. Chookah, M. A probabilistic physics-of-failure model for prognostic health management of structures subject to pitting and corrosion-fatigue [Text] / M. Chookah, M. Nuhi, M. Modarres // Reliability Engineering & System Safety. – 2011. – Vol. 96, Issue 12. – P. 1601–1610. doi: 10.1016/j.ress.2011.07.007
3. Khakzad, N. Risk-based design of process systems using discrete-time Bayesian networks [Text] / N. Khakzad, F. Khan, P. Amyotte // Reliability Engineering & System Safety. – 2013. – Vol. 109. – P. 5–17. doi: 10.1016/j.ress.2012.07.009
4. Codetta-Raiteri, D. Integrating several formalisms in order to increase Fault Trees' modeling power [Text] / D. Codetta-Raiteri // Reliability Engineering & System Safety. – 2011. – Vol. 96, Issue 5. – P. 534–544. doi: 10.1016/j.ress.2010.12.027
5. Noh, Y. Risk-based determination of design pressure of LNG fuel storage tanks based on dynamic process simulation combined with Monte Carlo method [Text] / Y. Noh, K. Chang, Y. Seo, D. Chang // Reliability Engineering & System Safety. – 2014. – Vol. 129. – P. 76–82. doi: 10.1016/j.ress.2014.04.018
6. Munoz Zuniga, M. Adaptive directional stratification for controlled estimation of the probability of a rare event [Text] / M. Munoz Zuniga, J. Garnier, E. Remy, E. de Rocquigny // Reliability Engineering & System Safety. – 2011. – Vol. 96, Issue 12. – P. 1691–1712. doi: 10.1016/j.ress.2011.06.016
7. Zamalieva, D. A probabilistic model for online scenario labeling in dynamic event tree generation [Text] / D. Zamalieva, A. Yilmaz, T. Aldemir // Reliability Engineering & System Safety. – 2013. – Vol. 120. – P. 18–26. doi: 10.1016/j.ress.2013.02.028
8. Zamalieva, D. Online scenario labeling using a hidden Markov model for assessment of nuclear plant state [Text] / D. Zamalieva, A. Yilmaz, T. Aldemir // Reliability Engineering & System Safety. – 2013. – Vol. 110. – P. 1–13. doi: 10.1016/j.ress.2012.09.002
9. Mandziy, B. Mathematical model for failure cause analysis of electrical systems with load-sharing redundancy of component [Text] / B. Mandziy, O. Lozynsky, S. Shcherbovskykh // Przegląd Elektrotechniczny. – 2013. – Vol. 89, Issue 11. – P. 244–247.
10. Shcherbovskykh, S. Failure intensity determination for system with standby doubling [Text] / S. Shcherbovskykh, O. Lozynsky, Ya. Marushchak // Przegląd Elektrotechniczny. – 2011. – Vol. 87, Issue 5. – P. 160–162.
11. Щербовських, С. В. Математичні моделі та методи для визначення характеристик надійності багатотермінальних систем із урахуванням перерозподілу навантаження [Текст] : монографія / С. В. Щербовських. – Львів: Вид-во Львівської політехніки, 2012. – 296 с.