

ОЦІНКА ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ТРУБОПРОВІДІВ МЕТОДАМИ ВІБРОДІАГНОСТИКИ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ ТЕОРІЇ РОЗПІЗНАВАННЯ ОБРАЗІВ

© Заміховський Л. М., Олійник А. П., Паламарчук М. М., 1999
Івано-Франківський державний технічний університет нафти і газу

Запропоновано способи побудови еталонних класів дефектів в задачах технічної діагностики систем технологічних трубопроводів, які базуються на математичних моделях вібраційних процесів систем трубопроводів, наведено спосіб оцінки довговічності таких систем.

При вивченні технічного стану технологічних трубопроводів важливого значення набуває виявлення дефектів в матеріалі труби: тріщин, корозійних ушкоджень, порожнин тощо. При цьому залучається різноманітний апарат дослідження причин виникнення, розвитку, перетворень дефектів та оцінки довговічності функціонування об'єктів за наявності вказаних факторів негативного впливу. Задача виявлення та локалізації факторів залишається актуальною за умов наближення часу експлуатації технологічних трубопроводів до критичних меж, передбачених нормативами та складності (з економічних, технологічних, екологічних причин) проведення діагностичних заходів за умов зупинки виробничих процесів, що породжує необхідність розробки неруйнівних методів контролю та діагностики.

Технологічні трубопроводи промислових підприємств характеризуються наступними особливостями, які слід враховувати при вивченні технічного стану:

а) геометричні параметри: діаметр труби до 0,5 м; довжина – від 0,5 до 8 м; наявність криволінійних ділянок; складна просторова конфігурація;

б) фактори зовнішнього впливу: вібрація обладнання; динамічні умови (перепад тиску продуктів, що транспортується, гідродинамічні особливості течії); змінна в часі температура експлуатації об'єктів; особливості зовнішніх навантажень, що діють на досліджувані конструкції, хімічна активність омочуючого середовища;

в) технологічні особливості: за сучасних економічних умов змінюється режим експлуатації конструкцій, що приводить до перерозподілу циклічних навантажень на них [1].

Одним з основних методів діагностування технологічних трубопроводів є віброакустична діагностика. Контрольованими параметрами за даних умов є характеристики вібрацій та шумів, які супроводжують функціонування вказаних об'єктів. Специ-

фічні умови функціонування цих об'єктів, неможливість проведення візуального контролю за більшістю силових елементів конструкцій та проведення діагностичних заходів контактним способом обумовлюють ту обставину, що віброакустична діагностика часто залишається основним та єдиним способом виявлення та попередження несправностей, обумовлених втомними процесами в матеріалі.

Загальна постановка задачі діагностування технологічних трубопроводів методами вібродіагностики може бути сформульована наступними способами: визначення значення параметрів (x_1, \dots, x_n) , які характеризують реальний технічний стан об'єкта, та визначення еталонного стану параметру $(X_1^{(i)}, \dots, X_n^{(i)})$, де $i=1, \dots, k$; k – кількість еталонних станів системи, до якого наближаються визначені параметри (x_1, \dots, x_n) . При цьому виникають наступні проблеми, що потребують розв'язання.

1. Вибір еталонних станів системи. Еталонними станами можуть бути вибрані: робочий стан (об'єкт без ушкоджень та дефектів); найбільш типові дефекти: тріщини різних конфігурацій; корозійне ушкодження; різні способи закріплення та з'єднання деталей конструкції. Кількість еталонних станів обумовлюється рівнем точності, що встановлюється при проведенні діагностування, можливістю побудови фізичних, математичних та інших моделей та методів розрахунку, які адекватно описують еталонні дефекти.

2. Одержання параметрів $(X_1^{(i)}, \dots, X_n^{(i)})$, які характеризують еталонні стани. Вказані параметри можуть бути одержані по-різному: або експериментальним шляхом – при проведенні в лабораторних умовах досліджень необхідних параметрів на еталонних об'єктах, або теоретично – шляхом чисельного моделювання еталонних дефектів. Реалізація чисельних моделей пов'язана з певними труднощами, обумовленими тим, що геометрична конфігурація дефектів, як правило, складна і не дозволяє про-

вести розв'язок модельної задачі аналітичними або чисельними методами. Крім того, вказана задача чисельного моделювання належить до класу некоректно поставлених задач, оскільки вихідними даними для розв'язку задачі є значення деяких параметрів на частині досліджуваної області. Некоректною є також задача визначення моменту часу t_k , на протязі якого відбувається вихід обладнання з ладу, оскільки цей момент визначається такими особливостями [2]:

а) початковим технічним станом вказаної системи в момент прогнозування t_0 ;

б) особливостями процесу зношення та руйнування, які описуються співвідношеннями:

$$\frac{d\omega}{dt} = f(\omega, E), \quad (1)$$

де ω - технічний стан об'єкта в контрольований момент часу, E - функція зовнішнього впливу на систему;

в) зовнішніми умовами, в яких буде експлуатуватися обладнання в момент часу між t_k та t_0 .

Рівняння (1) допускає точний розв'язок, якщо відомі величини ω_0 - параметр технічного стану при $t = t_0$ та E , а також тип залежності $f(\omega, E)$. Проте кожна з вказаних величин є невідомою. Фактори, які впливають на технічний стан об'єкта, є випадковими, що ускладнює застосування детермінованих моделей.

Для розв'язання вказаних проблем може бути запропонований наступний підхід: дефект типу тріщини або корозійного ушкодження може бути змодельованим у вигляді з'єднання зон, що знаходяться по різні сторони від дефекту, пружиною певної жорсткості k_i (або c_i). Тоді об'єкт з дефектом при вивченні повздовжніх або крутильних коливань може бути замінений наступною розрахунковою схемою, яка приведена на рис. 1. Коефіцієнти c_i та k_i можуть бути поданими у вигляді деяких функцій від часу, а саме:

$$c_i = c_i, \quad k_i = k_i(t). \quad (2)$$

При побудові математичної моделі досліджуваного процесу коливань встановлюється система звичайних диференціальних рівнянь. Для її розв'язку використовуються аналітичні та чисельні методи, які дозволяють визначити основні параметри коливань об'єкта. Вибираючи різні конфігурації розташування з'єднань з параметрами $k_i(t)$, $c_i(t)$, шляхом розв'язання відповідних систем рівнянь одержуються характеристики $(X_1^{(i)}, \dots, X_n^{(i)})$ для кожного з розглянутих випадків. Вибір коефіцієнтів k_i , c_i або функцій $k_i(t)$, $c_i(t)$ здійснюється з урахуванням додаткової інформації про можливу форму та інтенсивність дефекта. Практично вказаний підхід дозволяє побу-

дувати довільний за розміром набір еталонних станів.

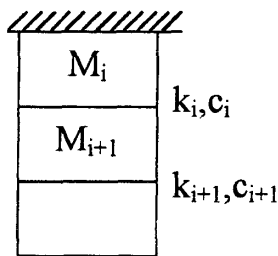


Рис. 1. Розрахункова схема при моделюванні дефектів трубопроводів.

Аналогічно розв'язується задача побудови еталонних станів при вивченні поперечних коливань стержнів в полі сили тяжіння під дією деякої збурюючої сили. При цьому допускається наступна розрахункова схема (рис.2): якщо геометрично розташування дефекту характеризується координатою $x=A_i$, то наявність дефекту в даній точці може бути змодельована умовою наявності в даній точці певного типу з'єднання [1] - шарнірного, пружного з характеристиками, які встановлюються експериментальним чи теоретичним шляхом. Задача одержання параметрів еталонних станів зводиться до задачі про коливання стержня (або системи стержнів) з заданими граничними умовами. При необхідності розглядаються задачі повздовжніх та крутильних коливань стрижневих систем.

Таким чином встановлено спосіб одержання еталонних класів, який дозволяє одержати і постійно збільшувати необхідну їх кількість шляхом реалізації відомих математичних моделей.

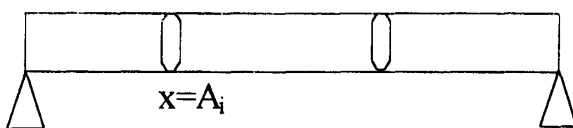


Рис. 2. Розрахункова схема для випадку геометричного розташування дефекту.

Вказана методика може бути використана для оцінки довговічності об'єкта. Аналізуючи експериментальні дані [4], можна встановити, що в межах 75% часу експлуатації середня амплітуда вібрації змінюється лінійно з невеликим додатнім нахилом. Проте після того, як механічний дефект стає достатньо серйозним, зростання амплітуди вібрації в часі відбувається майже за експоненціальним законом. При цьому можна встановити таке емпіричне рівняння, що визначає закон зміни середньої амплітуди:

$$y(t) = A + Bt + C \exp(D(t - T_c)), \quad (3)$$

де A, B, C, D – довільні константи, T_c – час, який відповідає моменту часу, коли починається експоненціальний ріст $y(t)$. Очевидно, при $t < T_c$ величина $C \rightarrow 0$. Знаючи значення амплітуди в кожний момент часу, можна встановити такі значення коефіцієнтів в (3), для яких функція п'яти змінних A, B, C, D, T_c

$$S(A, B, C, D, T_c) = \sum_{i=1}^n (y_i - A - Bt_i - C \exp((t_i - T_c)D))^2 \quad (4)$$

набуває мінімального значення. Дану задачу можна розбити на дві окремі задачі. Спочатку визначити мінімум функції

$$S_1(A, B) = \sum_{i=1}^n (y_i - A - Bt_i)^2 \quad (5)$$

при $t < T_c$, а після досягнення часу T_c зміни швидкості росту функції розв'язати задачу знаходження мінімуму функції (4) з відомими, в результаті розв'язку (5), коефіцієнтами A та B .

Обидві вказані задачі є реалізацією відомого методу найменших квадратів. Процедура знаходження оптимальних розв'язків для задач (4) та (5) включає в себе процедуру знаходження коефіцієнтів A та B за такими відомими формулами:

$$B = \frac{N \sum y_i t_i - \sum y_i \sum t_i}{N \sum t_i^2 - (\sum t_i)^2}, \quad (6)$$

$$A = \frac{\sum y_i - B \sum t_i}{N}, \quad (7)$$

де N – кількість моментів часу, в які проводяться вимірювання параметрів вібрацій.

Для реалізації задачі (5) використовується ме-

тод знаходження оптимального значення функції за одним із градієнтних методів [1, 5] (метод найшвидшого спуску і т.д.). Встановлення типу залежності (5) дозволяє оцінити, при якому значенні t функція (5) набуває значення, яке відповідає максимально можливому рівню амплітуди вібрацій з точки зору уникання руйнування досліджуваного об'єкта. Для цього достатньо підрахувати напруження, що виникають при заданій амплітуді коливань в матеріалі труби, та порівняти їх значення з критеріями міцності для даного типу сталі.

1. Труды IX Международной научно-технической конференции "Герметичность, вибронадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования". - Сумы, 1999, тт.1, 2.
2. Тихонов А. Н., Арсенин В. Я. Методы решения некорректных задач. - М.: Наука, 1979.-285 с.
3. Замиховський Л. М., Зікратий С. В. Математичне моделювання крутильних та повздожних коливань системи "УЕВН-КНКТ". - Методи і засоби технічної діагностики: зб. праць.- Івано-Франківськ, ІФДТУНГ, 1999, Вип. XIV – С. 25-30.
4. Glew C. A. W., Watson D. C. Vibration Analysis as a Maintenance Tool in the Royal Canadian Navy. - "Transaction of the Institute of Marine Engineers, Canadian Division, Supplement № 32, June 1968.
5. Карманов В. Г. Математическое программирование. - Наука, 1986.