

## ІДЕНТИФІКАЦІЯ ЗАКОНОМІРНОСТІ У ВІБРАЦІЯХ ОБ'ЄКТА ДЛЯ ДІАГНОСТИКИ ТА ПРОГНОЗУВАННЯ СТАНУ

У будь-якій машині, яка рухається чи має рухомі деталі обов'язково присутні вібрації, за якими можна однозначно ідентифікувати машину, здійснювати діагноз та прогнозування її працездатності. Це дає можливість для профілактики та попередження відмов, на перший погляд раптовий характер яких є найчастіше причиною серйозних аварій. На сьогоднішній день недостатньо опрацьованими залишаються питання встановлення граничних характеристик вібрацій, і як наслідок, визначення залишкового ресурсу роботи. Останнє становить важливу задачу діагностики. Оцінювати стан того чи іншого елемента машини виявилось можливим не тільки за амплітудою  $A$ , яка не повинна перевищувати допустимого значення  $A_{дон}$ , а і за швидкістю  $a$  зміни амплітуди акустичного сигналу  $a = dA / dt$ . Від початку роботи елемента системи до виходу його з ладу амплітуда акустичного сигналу  $A$  змінюється за характерною кривою. На періоді припрацювання її амплітуда нижче номінальної  $A_{ном}$ . Далі вона поступово зростає в інтервалі, що відповідає нормальному режиму експлуатації елемента. Після нього настає період інтенсивного зносу і накопичення утомних напруг. Цей період характеризується інтенсивним зростанням амплітуди, досягненням граничного значення  $A_{max}$ , за якого відбувається руйнування елемента. У поточний момент часу  $T_i$ , знаючи граничний показник  $A_{zp}$  і характер зміни кривої, можна визначити залишковий ресурс елемента. Обґрунтування граничних значень амплітуд і вивчення характеру залежності амплітудної кривої в передграничному періоді є завданнями теоретичних і експериментальних досліджень.

Працюючу машину можна подати деяким перетворювачем [1]  $G$  вектора  $R$  параметрів  $r_i$ , які визначають її технічний стан у вектор  $U$  діагностичних ознак  $U_{ji} = 1, 2, \dots, m; j = 1, 2, \dots, n$ . Тоді задача діагностики машини полягатиме в установленні функціонального зв'язку між  $R$  і  $U$  [1]:

$$\{U\} = G^{-1} \{R\}, \quad (1)$$

або в скалярному вигляді

$$r_i = f_i(u_1, \dots, u_m). \quad (2)$$

В окремому випадку, система (2) розпадається на  $m$  одномірних залежностей

$$r_i = f_i(u_j) \quad (3)$$

Недоліком такого методу є неадекватність такої моделі більшості реальних залежностей  $r(u)$  внаслідок їх кусково-аналітичності, що, наприклад, спостерігається в залежності від часу  $T$  рівня вібрації редуктора внаслідок зношеності зубців шестерень (рис. 1), а також залежності вібрації підшипника кочення від часу (рис. 2) [2].

Для виключення надскладних моделей (степеневих поліномів високої степені), які за обмеженої кількості точок можуть приводити до пульсації модельної залежності між точками (рис. 3), доцільно скористатися методом кусково-аналітичного опису простими локальними залежностями з подальшим їх об'єднанням в єдину аналітичну залежність шляхом використання вагових функцій  $\eta(U)$ , які аналітичні у всьому діапазоні  $U$ , але близькі до одиниці у своєму і до нуля в чужих діапазонах [3].

Так для залежності  $A(T)$  (рис. 1) маємо три області і три локальні моделі:

$$A_1(T) = \beta_{01} + \beta_{11}T^2, \quad A_2(T) = \beta_{02} + \beta_{12}(T - T_1), \quad A_3(T) = \beta_{03} + \beta_{13}(T - T_2)^2, \quad (4)$$

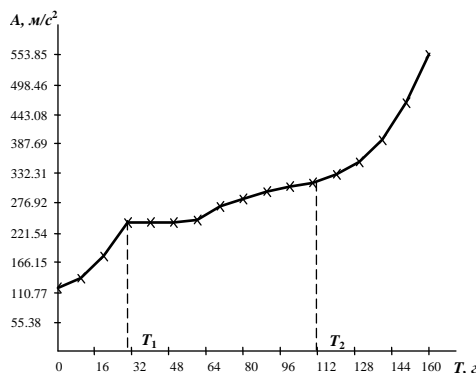


Рис. 1. Зміна з плином часу рівня вібрації редуктора

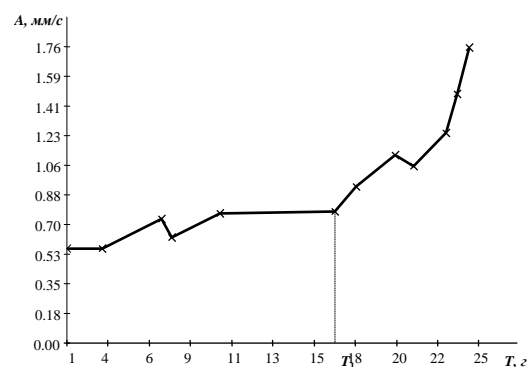


Рис. 2. Зміна з плином часу рівня вібрації підшипника кочення

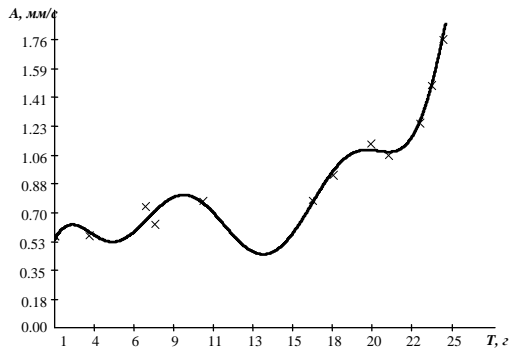


Рис.3. Виникнення пульсацій при апроксимації поліномом дев'ятої степені

які об'єднано в єдину модель (рис. 4).

$$A(T) = \eta_1(T)A_1(T) + \eta_2(T)A_2(T) + \eta_3(T)A_3(T), \quad (5)$$

з ваговими функціями

$$\eta_1 = 1 / \left(1 + (T_1/T)^n\right), \quad \eta_3 = 1 / \left(1 + (T_2/T)^n\right), \quad n \in [10, 30],$$

$$\eta_2 = \left(1 / \left(1 + (T_1/T)^n\right)\right) \times \left(1 / \left(1 + (T/T_2)^n\right)\right). \quad (6)$$

Аналогічно для  $A(T)$  на рис. 2, отримано модель  $A(T) = A_1(T) \cdot \eta_1 + A_2(T) \cdot \eta_2$  (рис. 5):

$$A_1(T) = \beta_{01} + \beta_{11}T, \quad A_2(T) = \beta_{02} + \beta_{12}(T - T_1)^3, \quad (7)$$

$$\eta_1 = 1 / \left(1 + (T/T_1)^n\right), \quad \eta_2 = 1 / \left(1 + (T_1/T)^n\right), \quad n \in [10, 30].$$

Аналітичність моделей, тобто неперервність функції та її похідних, дає можливість розширити множину діагностичних ознак, наприклад похідними від  $r_i$  по  $u_j$ :

$$\frac{dr_i}{du_j} = f_{ij}(u_j), \quad \frac{d^2r_i}{du_j^2} = f'_{ij}(u_j), \quad (9)$$

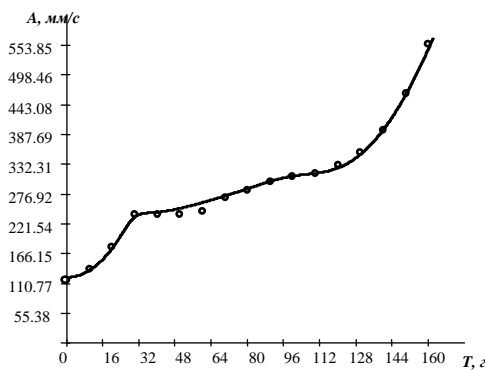


Рис.4. Модель зміни рівня вібрації редуктора

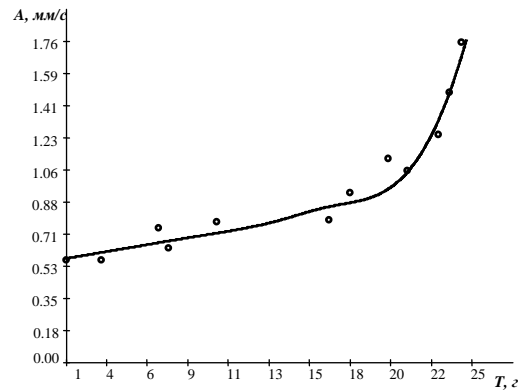


Рис.5. Модель зміни рівня вібрації підшипника

які вказують на темп зміни  $r_i$  від  $u_i$ . Маючи гладку аналітичну залежність, за другою похідною можна виявити моменти переходу машини із зони нормальної експлуатації в передаварійну зону. Так на рис. 6 для моделі (5), подано її першу і другу похідні від  $A$  по  $T$ , які чітко (особливо друга похідна) вказують на перехід з однієї зони в іншу.

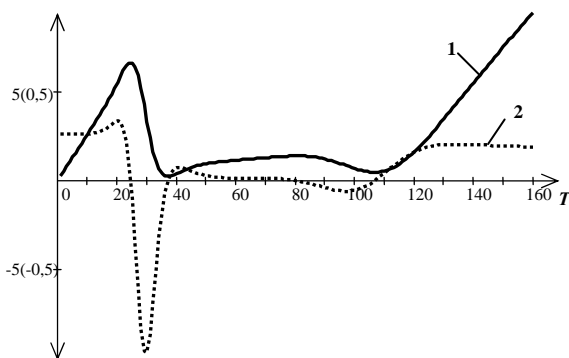


Рис.6. Перша (1) і друга (2) похідні моделі (5)

З лінійності першої похідної для передаварійної ділянки рис. 6 можна розрахувати і спрогнозувати час за якого амплітуда  $A$  досягне аварійного значення  $A_{max}$  і своєчасно попередити аварію:

$$A_{max} - A_i = \frac{dA}{dT}(T_a - T_i), \quad \text{звідки} \quad T_a = \frac{A_{max} - A_i}{dA/dT} + T_i$$

Здається доцільним використовувати в якості ознаки не тільки амплітуду  $A$  вібрацій, а в цілому спектр вібрацій, розкладаючи сигнали віброметра в ряд Фур'є. Чим ширше спектр сигналу, тим, прямокутніші імпульси вібрацій, тобто крутіші їх фронти і, як наслідок, більші руйнуючі сили вібрацій, які пропорційні прискоренню  $a$  маси в момент удару.

Таким чином, використання метода кусково-аналітичного опису простими локальними моделями з подальшим об'єднанням їх в єдину аналітичну модель - шляхом помноження кожної з них на аналітичну у

всьому діапазоні вагову функцію і складання їх разом, дає можливість отримати просту та достатньо точну аналітичну модель виду (3). Немає особливих труднощів за такого підходу отримувати і багатомірну модель (2).

Список літератури

1. Павлов Б.В. Акустическая диагностика машин. – М.: Машиностроение, 1971. – 224 с.
2. Попков В.И. и др. Виброакустическая диагностика в судостроении, – Л.: Судостроение, 1983. – 256 с.