

А.М. Сільвестров, д. т. н., професор, Л.Ю. Спінул, к. т. н., доцент, О.М. Скринник, асистент, К.В.Уманська, пров. інженер (Національний технічний університет України „КПІ”) м. Київ, Україна

Виявлення закономірності у вібраціях об'єкта для діагностики та прогнозування його стану

Наведені результати оцінки діагностики та прогнозування роботи машин на основі акустичних сигналів. Пропонується створення єдиної аналітичної моделі, тобто об'єднання часткових моделей в одному аналізі, шляхом множення аналітичних у всьому діапазоні змінних об'єкта та вагових функцій – еквівалент частотних фільтрів. Запропоновано метод прогнозування технічного стану того чи іншого елемента машини до значення вихідної функції амплітуди акустичного сигналу.

Ключові слова: діагностика, вібрації, змінні, амплітуда, поліном, моделювання параметрів.

Приведены результаты оценки диагностики и прогнозирования работы машин на основе акустических сигналов. Предлагается создание единой аналитической модели, т.е. объединение частичных моделей в одном анализе, путем умножения аналитических во всем диапазоне переменных объекта и весовых функций – эквивалент частотных фильтров. Предложен метод прогнозирования технического состояния того или иного элемента машины к значению исходной функции амплитуды акустического сигнала.

Ключевые слова: диагностика, вибрации, переменные, амплитуда, полином, моделирование параметров.

The results of diagnostic and prognostic evaluation of the machines on the basis of acoustic signals. Proposes the creation of a single analytical model, partial models should be combined in a single analysis by multiplying the analytic in the whole range of variables and weight of the object function – the equivalent of frequency filters. Prediction of technical condition of a machine element to the value of the original function of the amplitude of the acoustic signal.

Keywords: diagnostic, vibration, variables, amplitude, polynomial, modeling parameters.

У будь-якій машині, яка рухається чи має рухомі деталі обов'язково присутні вібрації. Вібрації створюють акустичні сигнали, за якими можна однозначно ідентифікувати машину з будь-якого числа однотипних машин, здійснювати діагноз та прогнозування її працездатності. Це відкриває широкі можливості 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 змін амплітуди, тобто за значенням похідної функції 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 початковому періоді припрацювання її амплітуда трохи нижче номінальної $A_{ном}$. Далі амплітуда поступово зростає в інтервалі, що відповідає нормальному періоду експлуатації елемента, після якого настає період інтенсивного зносу і накопичення утомних на-

пруг. Цей період характеризується зростанням значень амплітуди з інтенсивністю того чи іншого порядку і досягненням граничного значення A_{max} , за якого відбувається руйнування елемента. У поточний момент часу T_i , знаючи граничний показник A_{gp} і характер зміни кривої, можна визначити залишковий ресурс елемента. Обґрунтування граничних значень амплітуд різних елементів, як і вивчення характеру залежності амплітудної кривої в передграничному періоді є завданнями теоретичних і експериментальних досліджень.

В роботі [1] для спрощення процесу виявлення прихованої аналітичної залежності амплітуди A вібрацій від величини зазору h в підшипнику [2] або від часу T в редукторі внаслідок зносу зубів шестерні [3], пропонується перехід від фізичних величин A , h , T до відносних A/A_0 , h/h_0 . Векторний m -мірний структурний параметр R замінюється скалярним r , який визначається відношенням логарифмів:

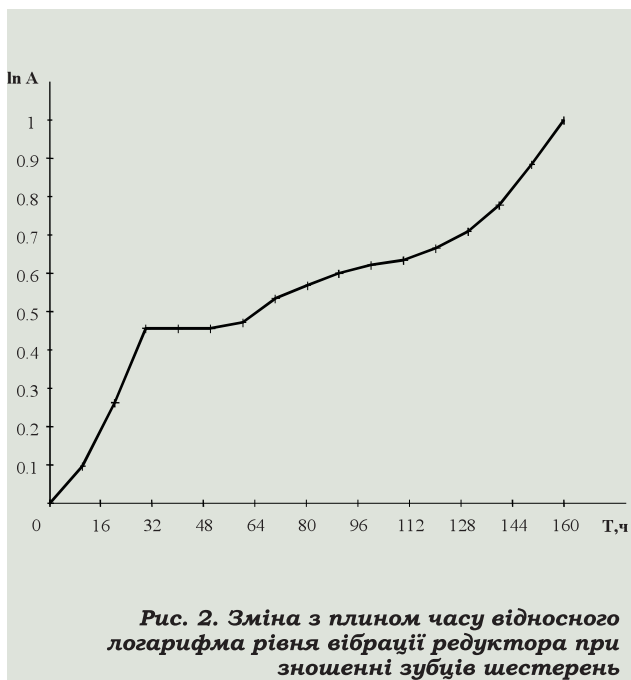
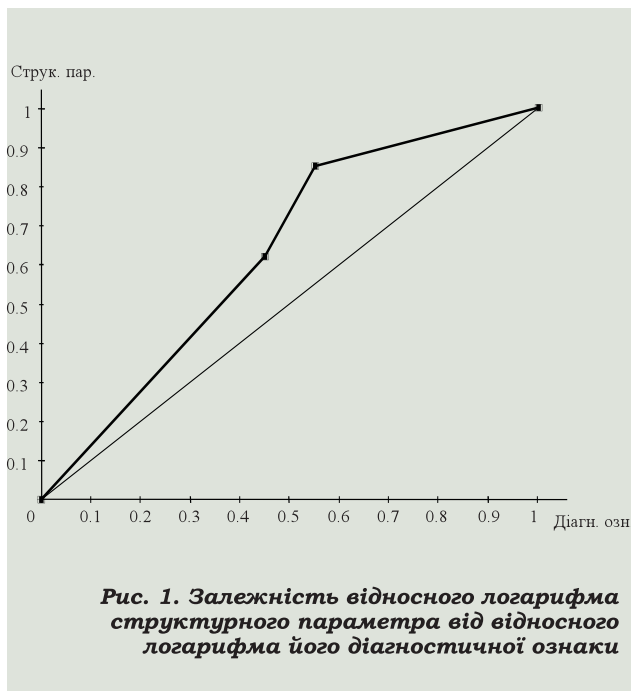
$$\ln r = \ln \frac{A}{A_0} / \ln \frac{A_{max}}{A_0}, \quad (1)$$

де A_0 , A , A_{max} – відповідно початкова, поточна і максимальна амплітуди вібрацій.

Рівняння (1) дає лише графік прихованої закономірності, який автором роботи [1] хотілось би

бачити як лінійну залежність. Але лінійною вона буде лише для експонентної залежності $A(h)$. Для більш складних залежностей $A(h)$ чи $A(T)$ залежність (1) втрачає лінійність, що і спостерігається на рис. 1, 2, 3, або на рис. 2, 6, 8 в роботі [1].

Таким чином перехід до логарифмічної залежності (1) в загальному випадку не дає бажаного результату. В той же час раціонально побудована аналітична залежність структурного параметра r від діагностичної ознаки (A і T) може бути набагато інформативнішою, ніж модель (1).



Постановка задачі

Скористаємося постановкою задачі, яку наведено в роботі [1]. Дійсно, працюючу машину можна подати деяким перетворювачем [2] G вектора R параметрів r_i , які визначають її технічний стан у вектор U діагностичних ознак $U_j=1,2,\dots,m; j=1,2,\dots,n$. Тоді задача діагностики машини полягатиме в установленні функціонального зв'язку між R і U [1]:

$$\{U\} = G^{-1} \{R\}, \quad (2)$$

або в скалярному вигляді

$$r_i = f_i(u_1, \dots, u_m). \quad (3)$$

Далі в роботі [1] розглянуто частковий випадок, за якого система (2) розпадається на m одномірних залежностей

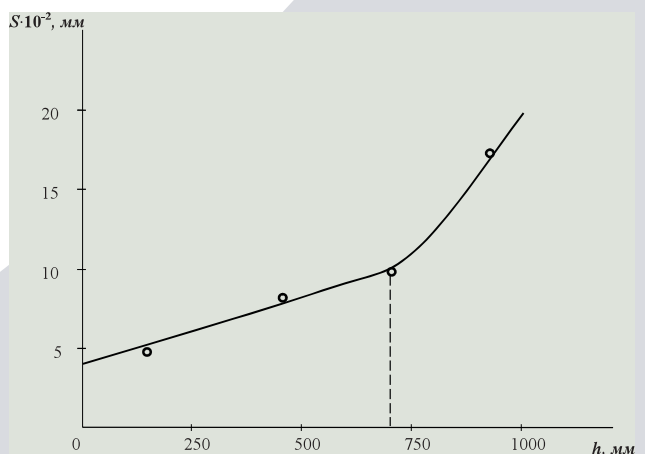
$$r_i = f_i(u_j) \quad (4)$$

і саме для них запропоновано логарифмування змінних.

Для спрямлення експоненціальних кривих достатньо просто взяти $\ln A$ від логарифму аргументу. Так, для рис. 1 логарифм S від логарифма h буде близьким до прямої лінії. Але залежності на рис. 2 і рис. 3 носять більш складний характер і логарифмування нічого не дасть. Конкретизація (5) моделей (3, 4), як мінімум, потребує доповнення сталою складовою r_0

$$r = r_0 + \beta A^\alpha, \quad (5)$$

а це не дає можливості використати логарифмування для визначення β і α методами регресійного аналізу (якби $r_0=0$, то $\ln r = \ln \beta + \alpha \ln A$, що еквівалентно $y = \beta_0 + \beta_x$ – лінійній регресії). У випадку моделі (5) задача підбору r_0 , β і α більш складна. Це задача нелінійного програмування. Та і це не проблема. Проблема в неадекватності такої моделі більшості реальних залежностей $r(u)$



внаслідок їх кусково-аналітичності (рис. 4, особливо рис. 5, рис. 6).

Тому, для виключення надскладних моделей (степеневих поліномів високої степені), які за обмеженої кількості точок можуть приводити до пульсації модельної залежності між цими точками (рис. 7), доцільно скористатися методом кусково-аналітичного

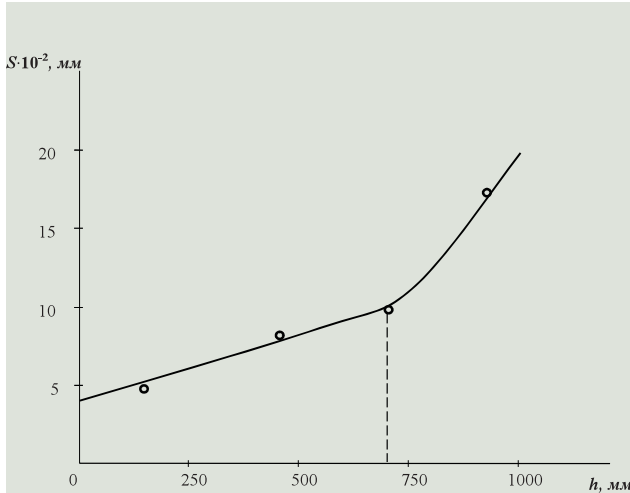


Рис. 4. Залежність амплітуди вібрації поршневої машини (діагностичної ознаки S в мм) від величини зазору в шатунному підшипнику (структурного параметра h в мм)

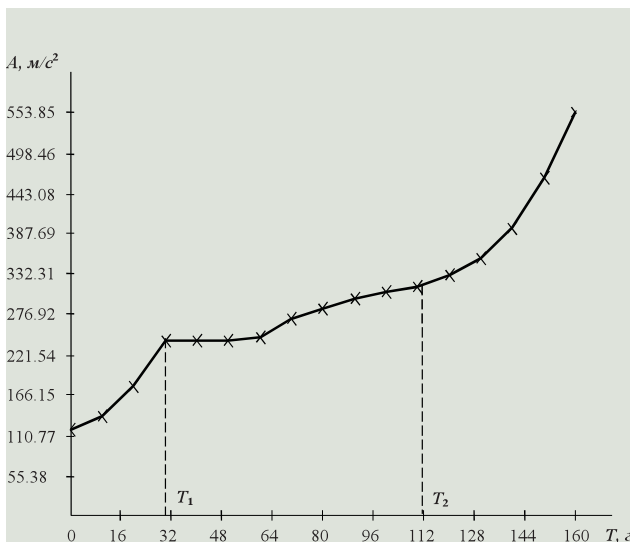


Рис. 5. Зміна з плином часу рівня вібрації редуктора при зношенні зубців шестерень

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 , близькі до одиниці у своєму і до нуля в чужих діапазонах.

Результати

Так для $S(h)$ (рис. 4) це буде виважена сума двох простих моделей:

$$S_1(h) = 3,54 + 0,009h, \quad S_2(h) = -13,7 + 0,033h \quad (6)$$

з ваговими функціями

$$\eta_1(h) = \frac{1}{1 + (h/700)^n}, \quad \eta_2(h) = \frac{1}{1 + (700/h)^n}, \quad n \gg 1. \quad (7)$$

Тобто $S(h) = \eta_1(h) \cdot S_1(h) + \eta_2(h) \cdot S_2(h)$ (рис. 8).

Для залежності $A(T)$ (рис. 5) маємо три характерні області і, відповідно, три локальні моделі:

$$A_1(T) = \beta_{01} + \beta_{11}T^2, \quad A_2(T) = \beta_{02} + \beta_{12}(T - T_1), \quad (8)$$

які об'єднано в єдину модель (рис. 9).

$$A(T) = \eta_1(T)A_1(T) + \eta_2(T)A_2(T) + \eta_3(T)A_3(T), \quad (9)$$

де

$$\eta_1 = \frac{1}{1 + (T_1/T)^n}, \quad \eta_3 = \frac{1}{1 + (T_2/T)^n},$$

$$\eta_2 = \frac{1}{1 + (T_1/T)^n} \cdot \frac{1}{1 + (T/T_2)^n}. \quad (10)$$

Аналогічно для $A(T)$ на рис. 6, отримано модель $A(T) = A_1(T) \cdot \eta_1 + A_2(T) \cdot \eta_2$ (рис. 10):

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

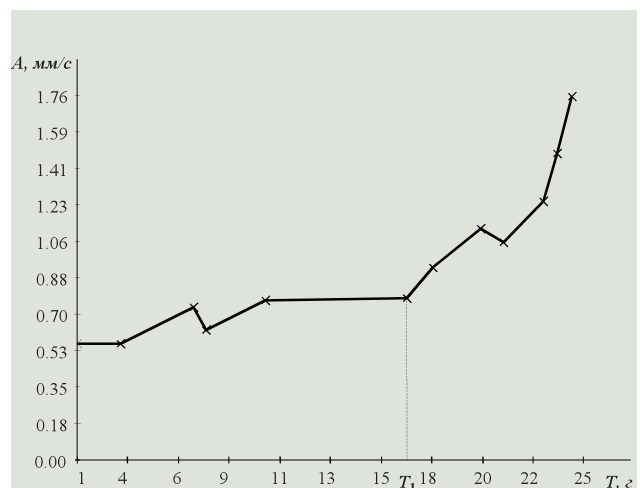


Рис. 6. Зміна з плином часу рівня вібрації підшипника кочення

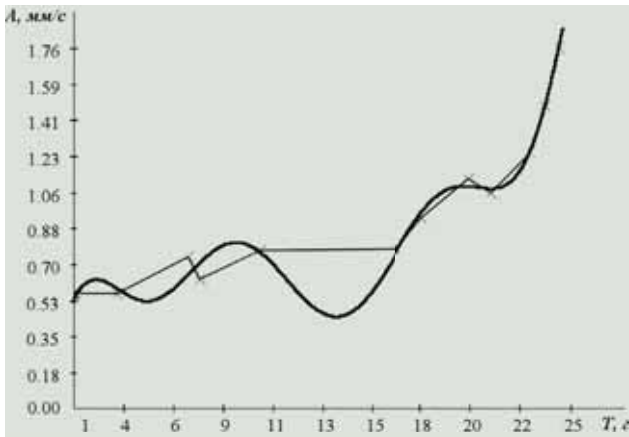


Рис. 7. Виникнення пульсацій при апроксимації поліномом дев'ятої степені

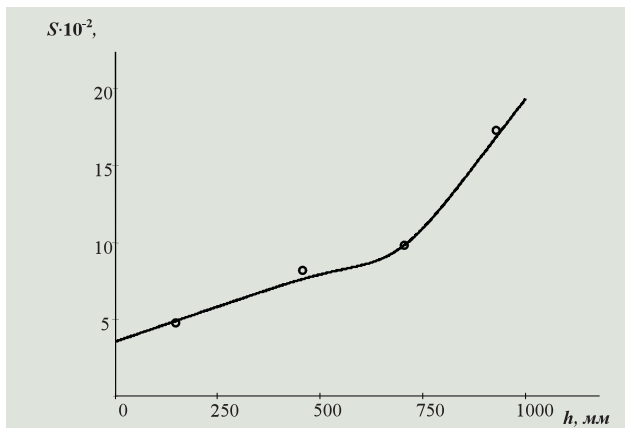


Рис. 8. Модель залежності амплітуди вібрації від величини зазору в шатунному підшипнику

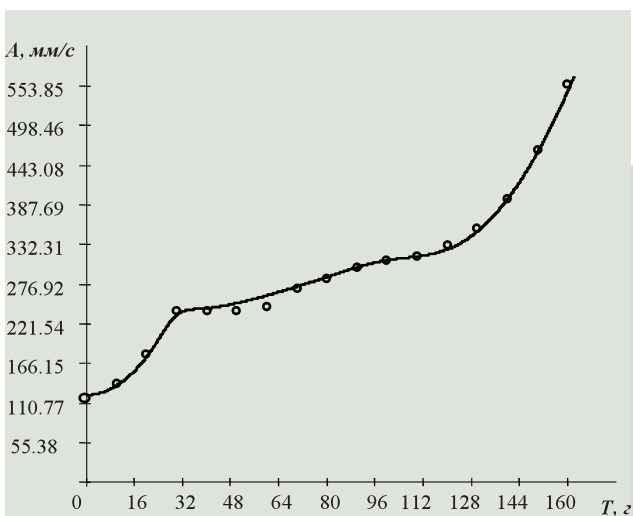


Рис. 9. Модель зміни рівня вібрації редуктора при зношенні зубців шестерень

$$\eta_1 = \frac{1}{1 + (T/T_1)^n}, \quad \eta_2 = \frac{1}{1 + (T_1/T)^n}, \quad n \gg 1. \quad (12)$$

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

$$\frac{dr_i}{du_j} = f_{ij}(u_j), \quad \frac{d^2r_i}{du_j^2} = f'_{ij}(u_j), \quad (13)$$

які вказують на темп зміни r_i від u_j . Маючи гладку аналітичну залежність, за другою похідною можна виявити момент переходу машини із зони нормальної експлуатації в передаварійну зону. Так на рис. 11, 12

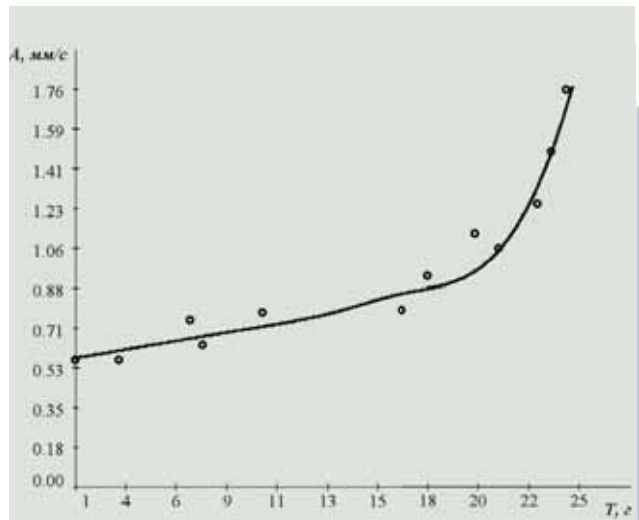


Рис. 10. Модель зміни рівня вібрації підшипника кочення

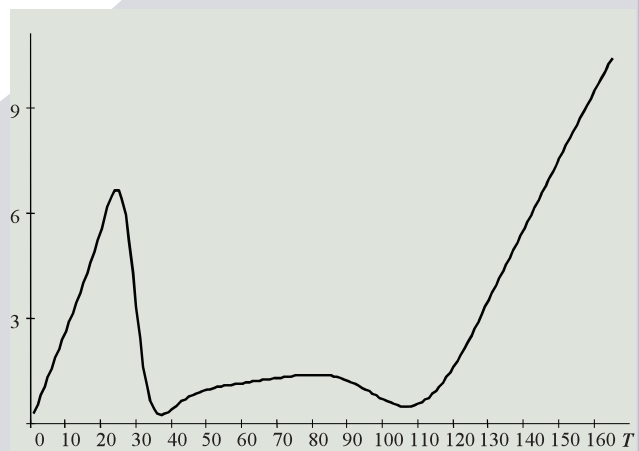


Рис. 11. Перша похідна для моделі (9)

для моделі (9), подано її першу і другу похідні від A по T , які чітко (особливо друга похідна) вказують на перехід з однієї зони в іншу.

З лінійності першої похідної для передаварійної ділянки рис. 11 можна розрахувати і спрогнозувати час за якого амплітуда A досягне аварійного значення A_{\max}

і своєчасно попередити аварію: $A_{\max} - A_i = \frac{dA}{dT} (T_{\text{авар}} - T_i)$,

$$\text{звідки } T_{\text{авар}} = \frac{A_{\max} - A_i}{dA/dT} + T_i \quad (14)$$

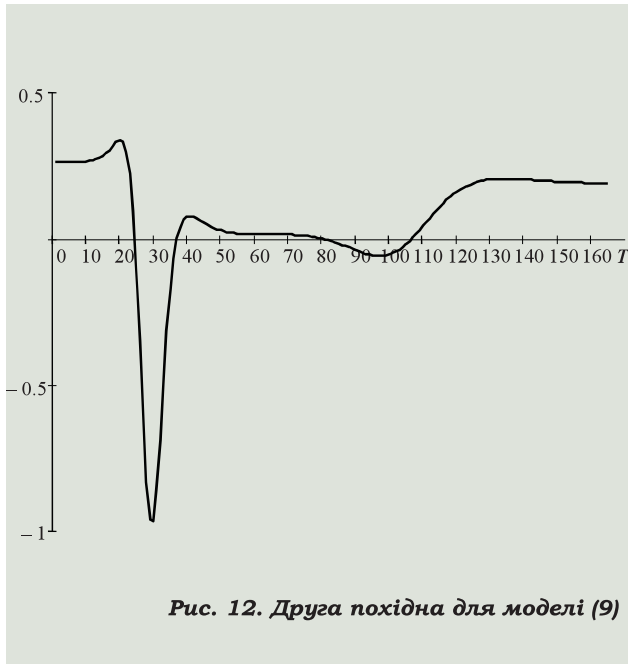


Рис. 12. Друга похідна для моделі (9)

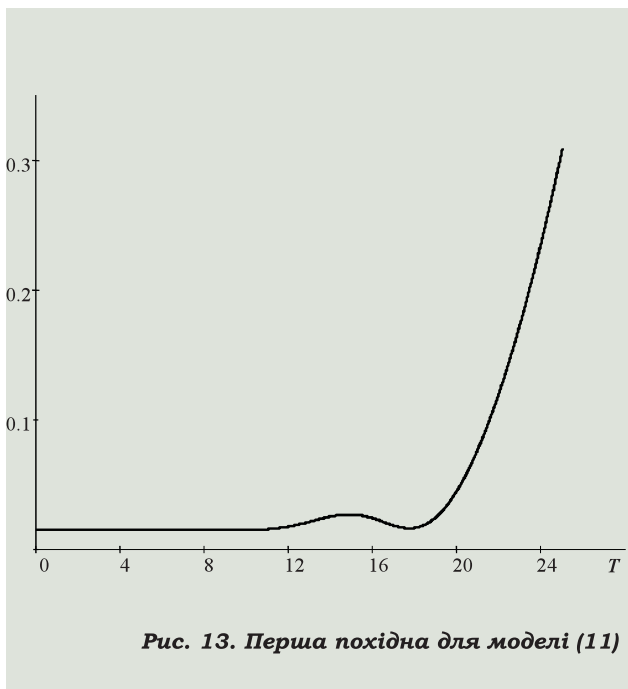


Рис. 13. Перша похідна для моделі (11)

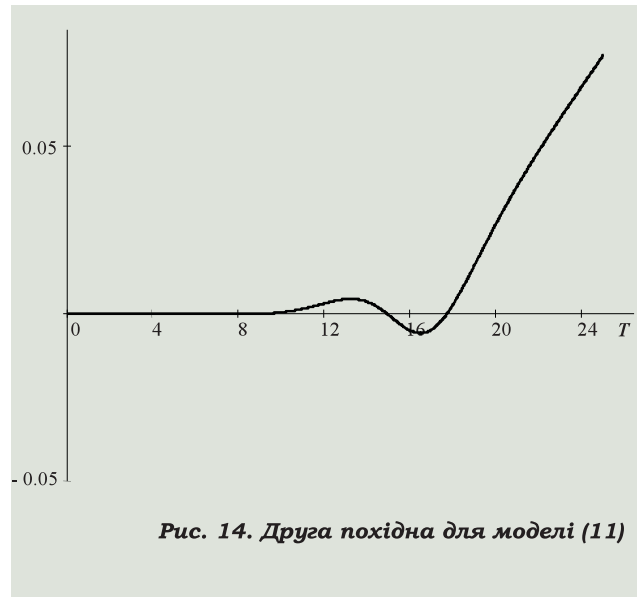


Рис. 14. Друга похідна для моделі (11)

За другою похідною чітко визначено перехід з першої зони в другу (рис. 12).

Аналогічно для моделі (11) перша і друга похідні чітко вказують на момент переходу з першої області в другу, передаварійну (рис. 13, 14).

Окрім цього, 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, згідно до закону Ньютона, пропорційні прискоренню маси a в момент удару ($F=m \cdot a$).

Висновки

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 і достатньо точну аналітичну модель виду (4), хоча, якщо це необхідно, немає особливих труднощів за такого підходу отримувати і багатомірну модель (3).

Список літератури:

1. Нагорный В.В. Оценка технического состояния объекта диагностирования по относительной величине логарифма величины диагностического признака, «Компрессорное и энергетическое машиностроение», 2007. - №4 (10). – С. 74 -77.
2. Павлов Б.В. Акустическая диагностика машин. – М.: Машиностроение, 1971. – 224 с.
3. Попков В.И. и др. Виброакустическая диагностика в судостроении, – Л.: Судостроение, 1983. – 256 с.