

УДК 629.4.06:621.822.614:620.179

МИХАЛКІВ С.В. к.т.н., доц., УкрДАЗТ

РАВЛЮК В.Г. инж., УкрДАЗТ

ОСОБЛИВОСТІ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ОБЕРТАЛЬНИХ ВУЗЛІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Рассмотрен стохастический подход вибродиагностирования подшипников качения транспортных средств. Проанализированы составляющие зарегистрированных вибрационных реализаций и получены различные законы распределения, которые можно использовать как диагностические признаки технического состояния.

Вступ. Ефективність експлуатації машин і механізмів багато в чому визначається досконалістю методів технічного обслуговування й ремонту. Традиційний планово-попереджувальний метод обслуговування й ремонту обладнання не забезпечує підтримки його в справному стані в період експлуатації. Основним принципом технічного обслуговування й ремонту, що заснований на технічному діагностуванні, є принцип попередження відмов у роботі обладнання за умови забезпечення максимально можливого його напрацювання. Останніми десятиріччями широким фронтом розгорнулися дослідження механізмів збудження коливань у типових кінематичних вузлах машин при наявності дефектів, особливостей викривлення коливань на шляху поширення від джерела до давача, їх взаємовпливу. Проводиться розробка тонких методів аналізу віброакустичних процесів у машинах з метою формування діагностичних ознак, здійснюється удосконалення апаратного й програмного забезпечення тощо. Отже, використання діагностичних методів контролю забезпечує відповідність між технічним станом і обсягом робіт з технічного обслуговування й ремонту транспортних засобів [5].

Аналіз останніх досягнень й публікацій. В 60-і роки минулого сторіччя Б. В. Павлов [6] вперше вжив термін "акустична діагностика" для розв'язання завдання технічного обслуговування тракторів. Розвиток експлуатаційного пошкодження від стадії зародження до гранично допустимого рівня призводить до значних порушень правильності функціонування машини й формування нелінійної динамічної моделі [2, 3, 7]. За таких умов спектрально-кореляційні характеристики [4] перестають адекватно описувати процеси, що відбуваються всередині вузлів з обертовими елементами, а спектри наповнюються численними складовими [1], які не мають природніх джерел збудження, що змушує проводити додаткову обробку сигналу, оцінювати вигляд і вплив нелінійної характеристики моделі на відгук, застосовувати ймовірнісну й багатомірну обробку сигналу, використовувати в складних випадках методи теорії розпізнавання образів.

Мета й постановка завдання. Обґрунтування особливостей стохастичного підходу, як дієвого заходу достовірного оцінювання технічного стану підшипників кочення вузлів транспортних засобів з можливістю подальшого прогнозу залишкового ресурсу, оцінки оптимального часу ремонту, об'єму й вартості ремонтних робіт.

Особливості контролю технічного стану підшипників кочення. Розвиток дефекту в працюючій машині з обертальними частинами визначається методами віброакустичної діагностики. Аналіз досвіду контролю технічного стану систем з обертальними елементами показує [5], що для виявлення можливих відмов найбільш ефективний (до 77 %) контроль стану устаткування саме за вібраційними параметрами. Це обумовлене тим, що шляхи зовнішнього прояву прихованих механічних дефектів є доволі обмеженими. Показниками наявності дефектів є температура й вібрація, які на стадіях зародження дефектів легко виміряти. З поміж цих двох показників перевагами вібрації є миттєва реакція на зміну технічного стану об'єкту й відносна простота вимірювання.

Статистичні методи аналізу вібрації, яка вимірюється в конкретній точці машини слід застосовувати тоді, коли неможливо точно задати значення вібрації $x(t)$ у будь-який момент часу t або встановити точний зв'язок між її значеннями, що відрізняються на часовий інтервал Δt тобто коли сигнал вібрації є стохастичним випадковим процесом. У практичній діагностиці доцільно використовувати лише деякі з основних методів одномірного статистичного аналізу вібрації або її параметрів.

Першим з таких методів є кількісна оцінка відмінності параметрів реального розподілу щільності ймовірності $p(x)$ вимірюваного сигналу $x(t)$ або попередньо виділених з нього компонентів від відповідних параметрів нормального закону розподілу.

Другий метод полягає у визначенні граничних значень для кожного з обраних параметрів вібрації, що розділяють об'єкти контролю на класи з різними властивостями за результатами періодичного контролю цих параметрів.

У рамках третього методу виконується кількісна оцінка тенденцій зміни параметрів вібрації в часі, тобто будуються відповідні тренди.

Центральні моменти розподілу порядку вище двох використовуються для кількісних оцінок відхилень закону розподілу $p(x)$ від нормального не всього сигналу вібрації, а попередньо виділених з нього компонентів (низькочастотних, середньочастотних або високочастотних). При цьому мірою відхилення є нормовані третій і четвертий моменти, які називаються коефіцієнтами асиметрії й ексцесу

$$\gamma_x = \frac{1}{(N-2)\sigma_x^3} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^3, \quad (1)$$

$$\eta_x = \frac{1}{(N-3)\sigma_x^4} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^4. \quad (2)$$

де N — кількість відліків вібраційної реалізації;

σ_x^3, σ_x^4 — третій і четвертий центральні моменти вібрації;

x_i — i -те значення віброприскорення, м/с^2 ;

\bar{x} — середнє значення віброприскорення, м/с^2 .

Коефіцієнт асиметрії γ_x вибіркового значення вібрації більшості об'єктів контролю близький до нуля, якщо забезпечена лінійність засобів вимірювання вібрації, бо оцінка асиметрії розподілу $p(x)$ відбувається відносно середнього (нульового) значення.

Коефіцієнт ексцесу η_x характеризує ступінь відхилення форми закону розподілу $p(x)$ від нормального з тим же середньоквадратичним значенням σ_x . Найбільша реакція утворюється на появу викидів у сигналі внаслідок виникнення мікро- і макроударів в об'єктах контролю. Розподіл, на відміну від нормального, набуває гострих вершин з "хвостами" в області великих по модулю значень $x(t)$. Коефіцієнт ексцесу може набувати значень більше 100, тоді як величина пік-фактора вібрації не перевищує 10. Для можливості порівняння цих величин замість коефіцієнта ексцесу іноді використовується параметр, що представляє собою корінь четвертого ступеня з коефіцієнта ексцесу. В більшості випадків коефіцієнт ексцесу високочастотної вібрації несе більшу діагностичну цінність, ніж величина пік-фактора або хрест-фактора [2].

Досліджено, що вибіркові середньоквадратичні значення $\zeta(t)$ вузькосмугового випадкового стаціонарного сигналу вібрації $x(t)$ розподілені не за нормальним законом, а за законом Релея

$$p(\zeta) = \frac{\zeta}{\sigma_x^2} \exp\left[-\frac{\zeta^2}{2\sigma_x^2}\right], \quad (3)$$

де σ_x — середньоквадратичне значення випадкового сигналу вібрації.

Якщо в сигналі присутня, крім випадкових складових, і гармонічна складова з амплітудою A_0 , розподіл вибірових значень підкорюватиметься закону Релея-Райса

$$p(\zeta) = \frac{\zeta}{\sigma_x^2} \exp\left[-\frac{\zeta^2 + A_0^2}{2\sigma_x^2}\right] I_0\left(\frac{\zeta}{\sigma_x} g \frac{A_0}{\sigma_x}\right) \quad (4)$$

де $I_0(\alpha) = \frac{1}{2\pi} \int_{\beta}^{2\pi+\beta} \exp(\pm \alpha \cos \varphi) d\varphi$ — модифікована функція Бесселя першого роду нульового порядку.

Якщо гармонічна складова більше за випадкову ($A_0 / \sigma_x \geq 3$), закон Релея-Райса переходить у нормальний із середнім значенням $\bar{\zeta}(t) = A_0(1 + \sigma_x^2 / 2A_0^2)$ і дисперсією σ_x^2 .

Проте в будь-якому засобі вимірювання потужності або середньоквадратичного значення вібрації використовуються інтегруючі пристрої, амплітуда сигналу на виході пристрою, навіть при дії на вході тільки випадкової вібрації, буде розподілена за законом, що практично збігається з нормальним. На рис. 1 наведені форми розподілу амплітуди трьох різних сигналів, з яких на практиці зустрічаються переважно два останні.

Отже, в практичних завданнях статистичного аналізу результатів виміру контрольованих параметрів вібрації обмежуються їх описом у рамках нормального закону розподілу з ненульовим середнім значенням. У цьому випадку інформація міститься у вибіркових середніх значеннях параметра і у його середньоквадратичному відхиленні.

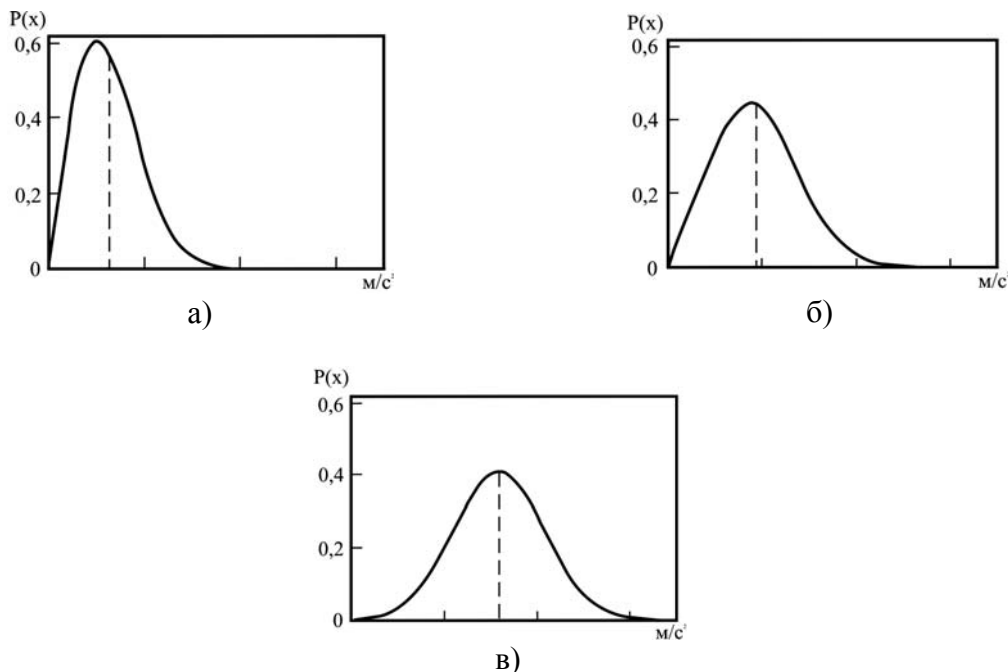


Рисунок 1 — Форми розподілу сигналів вібрації в міру збільшення внеску детермінованих складових:

а) закон Релея при дії тільки випадкової вібрації, б) закон Релея-Райса при малих амплітудах детермінованих складових; в) нормальний закон при значній кількості детермінованих складових

Висновки

1. Використання простих систем вібромоніторингу підшипникових вузлів транспортних засобів заснованих на стохастичному підході аналізу вібрації дозволяє без суттєвого зростання витрат істотно підвищити достовірність результатів контролю потокового технічного стану.
2. Розглянутий підхід дозволяє з погіршенням технічного стану досліджуваного вузла встановлювати наявність монотонного зростання параметрів вібрації, які дозволяють будувати тренди зміни технічного стану за часом.

Список літератури: 1. *Биргер И. А.* Техническая диагностика. — М.: Машиностроение, 1978. — 211 с. 2. *Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов / Ф. Я. Балицкий, М. А. Иванова, А. Г. Соколова, Е. И. Хомяков.* — М.: Наука, 1984. — 120 с. 3. *Генкин М. Д., Соколова А. Г.* Виброакустическая диагностика машин и механизмов. — М.: Машиностроение, 1987. — 288 с. 4. *Михалків С. В.* Удосконалення технології діагностування підшипників кочення електричних двигунів тепловозів за вібраційними характеристиками: Дис. ...канд. техн. наук: 05.22.07. — Харків, 2007. — 168 с. 5. *Неразрушающий контроль: Справочник: В 7 т. Под общ. ред. В. В. Клюева. Т. 7: В 2 кн. Кн. 2: Ф. Я. Балицкий, А. В. Барков, Н. А. Баркова и др.* Вибро-диагностика — М.: Машиностроение, 2005. — 829 с. 6. *Павлов Б. В.* Акустическая диагностика механизмов. — М.: Машиностроение, 1971. — 427 с. 7. *Хамдан Р.* Виброакустическое диагностирование кинематических дефектов зубчатых передач автогрейдеров: Дис. ...канд. техн. наук: 05.05.04. — Воронеж, 2005. — 168 с.