

Е. Д. ТАРТАКОВСЬКИЙ, д-р. техн. наук,
С. В. МИХАЛКІВ, канд. техн. наук (м. Харків)

АДАПТИВНИЙ ВЕЙВЛЕТ-АНАЛІЗ НЕСТАЦІОНАРНОЇ ВІБРАЦІЇ НА ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ МЕХАНІЧНИХ ВУЗЛІВ ТЯГОВОГО РУХОМОГО СКЛАДУ

Стаття посвящена сравненню ефективности применения оконного преобразования Фурье и вейвлет-преобразования для анализа нестационарных сигналов, генерированных переходными режимами электрических двигателей локомотивов. Результаты, полученные с помощью предложенного адаптивного вейвлет-преобразования содержат большую достоверность нежели аналогичные, полученные после применения оконного преобразования Фурье.

This paper compares short-time fourier transform and the wavelet-transform in non-stationary signal analyses during a rotor run-up or run-down process. Proposed adaptive wavelet-transform provides better results than short-time fourier transform with a higher indicator of trustworthiness.

Вступ. В останнє десятиріччя спостерігається бурхливий розвиток різноманітних засобів безрозбірного діагностування роторних механічних вузлів, що пов'язане із стрімким розширенням функціональних можливостей цифрової обчислювальної техніки. Вібраційне діагностування підшипникових вузлів локомотивів бортовими комплексами ускладнене нестационарним режимом роботи, коли частота обертання зазнає постійних змін протягом періоду експлуатації. Отже, необхідність у ефективних методах визначення технічного стану та прагнення до переходу на прогресивну систему ремонту й обслуговування тягового рухомого складу за технічним станом обумовлює актуальність даних досліджень.

1 Аналіз останніх публікацій. Усі існуючі вібродіагностичні методи є працездатними за умови, що об'єкт діагностування перебуває в установленому режимі роботи і частота обертання механізму незначно змінюється протягом періоду вимірювання [1, 3, 7]. Зазначену умову можливо досягти лише на спеціалізованих випробувальних стендах в умовах депо [6]. Під час прокручування колісно-моторного блоку під локомотивом частота обертання не є стаціонарною, що при 7-20 усередненнях призводить до викривлення результуючого спектру та шумового маскування діагностичних ознак. Було запропоновано й реалізоване технічне рішення [4] з ліквідації такого викривлення шляхом транспонування окремих елементів спектра в кожному усередненні з урахуванням поточного значення частоти обертання. Проте стосовно обробки вібраційних сигналів, зареєстрованих бортовими комплексами, слід проводити глибші дослідження із залученням процедури вейвлет-аналізу [8], яка дає змогу усувати недоліки, викликані стандартним математичним апаратом Фур'є-аналізу та є перспективним для цілей вібродіагностування в бортових системах локомотивів [2].

Мета статті – підвищення ефективності виділення корисних складових з нестационарних вібраційних реалізацій роторного обладнання тягового рухомого складу, яке функціонує у перехідних режимах.

2 Адаптивний вейвлет-аналіз нестационарної вібрації. Процес розкручування або сповільнення обертання ротора надає більшу кількість інформації ніж установлений режим роботи внаслідок зміни швидкостей обертання. Незбалансовані сили виникають у підшипникових вузлах та генерують коливання протягом усього процесу пуску та зупинки. Під час даних процесів роторна система може пройти через резонансну частоту [6].

Однак труднощі, які асоціюються із процесами пуску та зупинки системи вал-підшипник представляють собою нестационарний характер вібраційних сигналів. Успішному використанню класичного аналізу Фур'є перешкоджають змінні частоти обертання протягом усієї довжини вікна. Віконне перетворення Фур'є (ВПФ), використовуючи більш коротше часове вікно є сприятливішим для дослідження сигналів, що змінюються у часі. Проте, коли спектральні компоненти сигналу змінюються швидко, то тоді важко обрати потрібну довжину вікна в якому сигнал був би стаціонарним для можливості побудови амплітудо-частотної характеристики (АЧХ), з якої можна виділяти корисні складові.

Вейвлети широко використовуються для аналізу сигналів. Вейвлет-перетворення представляє сигнал, як суму дочірніх вейвлетів із різним розташуванням на часовій осі та різним масштабом, які є більш прийнятними для аналізу нестационарних сигналів. В процесі розкручування та сповільнення роторів двигунів частота обертання змінюється в широкому діапазоні, що вимагає використання вейвлетів з великою кількістю масштабів. Для виділення корисних складових шляхом використання малих масштабів протягом короткочасної тривалості запропоноване адаптивне вейвлет-перетворення (АВП) [8].

Основна ідея ВПФ полягає у поділі сигналу на малі сегменти із подальшим перетворенням Фур'є кожного з них для виділення частотних компонент, що існують в цьому сегменті. Для отримання спектру сигналу $x(t)$ на інтервалі часу t , сигнал згортається з віконною функцією $h(t)$, відцентрованої на t

$$x_i(t) = x(\tau)h(\tau - t). \quad (1)$$

Для ВПФ

$$x_i(\tau) = \begin{cases} x(\tau) & \text{для } \tau \text{ поряд } t \\ 0 & \text{для } \tau \text{ за } t \end{cases}. \quad (2)$$

ВПФ сигналу $x_i(\tau)$ має вигляд

$$X(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} e^{-j\omega\tau} x_i(\tau) d\tau, \quad (3)$$

де $x_i(\tau)$ – відрізки часової реалізації, зважені віконною функцією.

Коротка тривалість сигналу невід’ємно супроводжується широкими частотними смугами і роздільна здатність у частотному поданні є малою. Для підвищення роздільності на практиці відбувається процедура додавання нулів після кожного обраного відрізка. Сигнал, розбитий вікнами навколо часу t ВПФ відображає розподіл частот навколо цього часу. Зважування сигналу вікном не може надати добру частотну та часову локалізацію [2], а якщо виділений сегмент є нестационарним, то ВПФ може надати лише наближений результат.

Безперервне вейвлет-перетворення сигналу $x(t)$ визначається як

$$(W_\psi x)(a, b) = a^{-1/2} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \overline{\psi\left(\frac{t-b}{a}\right)} dt, \quad (4)$$

де $\overline{\psi\left(\frac{t-b}{a}\right)}$ – вейвлет із певним масштабом;

a – масштаб, $a > 0$;

b – зсув, $b \in \mathbb{R}$.

Використовується вейвлет Морле

$$\psi(t) = e^{j\omega_0 t} e^{-\frac{t^2}{2}}. \quad (5)$$

Частотний склад нестационарного сигналу може змінюватись протягом усієї тривалості в широкому діапазоні, що визначає необхідність значної зміни масштабів під час обчислення. Це вимагає довготривалого обчислення.

Основна ідея АВП полягає у розбитті сигналу вейвлетами на малі відрізки для аналізу кожного з них і визначення частоти, що існує у відрізку. Вейвлет-перетворення кожного відрізка відбувається із залученням меншої кількості масштабів із вищою роздільною здатністю. Рівень масштабів на кожному відрізку адаптується (налаштовується) під сигнал автоматично, відповідно до результатів попереднього обчислення. Вираз (4) зміниться до вигляду

$$(W_\psi x)(a, b) = a^{-1/2} \int_{-\infty}^{\infty} x_i(\tau) \overline{\psi\left(\frac{t-b}{a}\right)} d\tau, \quad (6)$$

де $x_i(\tau)$ є аналогічним до виразу (2).

Основні частотні компоненти в процесі розкручування ротору є роторні гармоніки, ідентифікація яких є першочерговим завданням.

Вібраційний гармонічний сигнал має вигляд

$$x(t) = X_0 \sin(\omega_n t). \quad (7)$$

Вейвлет-перетворення сигналу $x(t)$

$$(W_\psi x)(a, b) = \sqrt{a} X_0 e^{\Lambda(-a\omega_n - \omega_0)^2} e^{\omega_n b}. \quad (8)$$

У системі вал-підшипник вібраційні сигнали, генеровані під час розкручування та сповільнення системи мають вигляд

$$x(t) = D(t) \sin(\varphi(t)), \quad (9)$$

де амплітуда $D(t)$ та фаза $\varphi(t)$ змінюються у часі. Шум до уваги не береться. Отже, необхідно знати частоту в кожен момент часу або миттєву частоту ω_1 , яка являється похідною фази $\varphi(t)$

$$\omega(t) = \frac{d\varphi(t)}{dt}, \quad (10)$$

$\omega(t)$ також змінюється у часі протягом процесу розкручування та сповільнення.

Якщо розглядається дуже вузький проміжок часу t_0 , миттєва амплітуда $D(t_0)$ та частота $\omega(t_0)$ можуть бути прийняті константами. Вираз (9) набуде вигляду

$$x(t) = D(t_0) \sin(\omega(t_0)t). \quad (11)$$

Отже, вейвлет-перетворення зазнають сигнали поблизу часу t_0 тоді

$$(W_\psi x)(a, b) = \sqrt{a} D(t_0) e^{-(a\omega(t_0) - \omega_0)^2} \cdot e^{j\omega(t_0)b}. \quad (12)$$

Амплітуда набуде вигляду

$$|(W_\psi x)(a, b)| = \sqrt{a} D(t_0) e^{-(a\omega(t_0) - \omega_0)^2} \quad (13)$$

коли

$$a\omega(t_0) - \omega_0 = 0. \quad (14)$$

Вираз (13) набуде максимальної ваги

$$|(W_\psi x)(a, b)|_{\max} = \sqrt{a} D(t_0). \quad (15)$$

Беручи до уваги, що $\omega(t_0) = 2\pi f(t_0)$ з виразів (14) та (15) можна виділити миттєву частоту й амплітуду із часом t_0

$$f(t_0) = \frac{\omega_0}{2\pi a}, \quad (16)$$

$$D(t_0) = |(W_\psi x)(a, b)|_{\max} / \sqrt{a}. \quad (17)$$

У цифровому вигляді із частотою дискретизації f_s сигнал запишеться

$$x(k) = D(k_0) \sin(2\pi f(k_0)k / f_s). \quad (18)$$

Миттєва частота та амплітуда підраховуються

$$f(k_0) = \frac{\omega_0 f_s}{2\pi a}, \quad (19)$$

$$D(k_0) = |(W_\psi x)(a, b)|_{\max} / \sqrt{a}. \quad (20)$$

Для практичних підрахунків досліджувана вібраційна реалізація була поділена на відрізки, 25 % кожного відрізка перекривається із сусідніми.

Вираз за яким описується вібрація системи вал-підшипник із нестационарною частотою обертання має вигляд

$$x(t) = X(t)\sin(\varphi(t) - q(t)), \quad (21)$$

де

$$X(t) = X_0 \frac{(\omega(t)/\omega_n)^2}{\sqrt{[1 - (\omega(t)/\omega_n)^2]^2 + (2\xi\omega(t)/\omega_n)^2}}, \quad (22)$$

$$q(t) = \tan^{-1}\left(\frac{2\xi\omega(t)/\omega_n}{1 - (\omega(t)/\omega_n)^2}\right), \quad (23)$$

$$\varphi(t) = (\omega_0 + 0,5ct)t, \quad (24)$$

$$\omega(t) = \omega_0 + ct, \quad (25)$$

де c є константою. Параметри змодельованого сигналу наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Параметри змодельованого сигналу

Параметр	Значення
Стартова частота обертання	70 Гц
Частота припинення обертання	120 Гц
Резонансна частота	100 Гц
Коефіцієнт затухання	12 %
Частота дискретизації	512 Гц

На рис. 1 наведені результати застосування ВПФ до аналізу змодельованого сигналу. Кожна вибірка складається з 256 відліків.

На рис. 2 наведені результати застосування АВП. АЧХ в другому випадку є гладкішою та точнішою за аналогічну, отриману за допомогою ВПФ. Отже, АЧХ на рис. 2 є майже ідентичною до теоретичної АЧХ.

Установка для проведення експериментальних досліджень складається з валу 1 (рис. 3), встановленого в двох підшипниках кочення 2, з маховика 3, встановленого в центральній частині валу, датчику переміщення 4 та хомута 5, що охоплює вал для можливості моделювання процесу дотику. Експеримент складається з двох частин:

- визначення вібропереміщення валу під час розкручування системи, хомут знятий;

- моделювання процесу дотику. Хомут встановлений біля валу та зазор регулюється таким чином, щоб вал зміг до нього доторкнутися, коли частота обертання буде наближуватись до резонансної частоти.

Під час розкручування валу за допомогою електричного двигуна проводився адаптивний вибір масштабу вейвлет-перетворення для можливості реєстрації частот обертання з високою точністю. В разі ВПФ обирали фіксовану ширину вікна, якій відповідає фіксована частотна роздільна здатність. У ВПФ важко обирати ширину вікна для досягнення високої точності обчислень.

На рис. 4 наведено часове подання сигналу вібропереміщення під час розкручування без кріплення хому. На рис. 5, 6 наведені АЧХ, отримані після використання ВПФ та АВП. Резонансна частота становить 98,7 Гц, а коефіцієнт затухання становить 15,7 %.

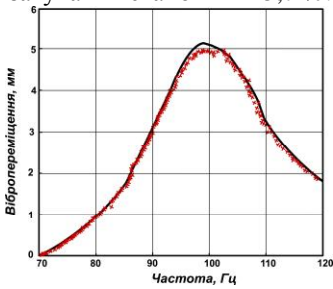


Рис. 1. АЧХ після застосування ВПФ

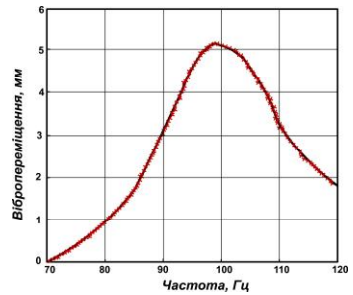


Рис. 2. АЧХ після застосування АВП

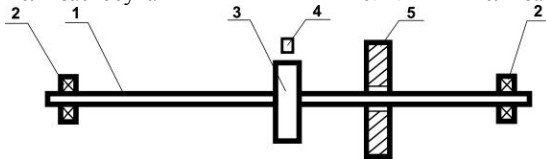


Рис. 3. Досліджувана система «вал-підшипник»

На рис. 7 наведено часове подання сигналу вібропереміщення під час розкручування із встановленим хомутом якого торкається вал на резонансній частоті. На рис. 8, 9 наведені АЧХ, отримані після використання ВПФ та АВП сигналу, зображеного на рис. 7. Резонансна частота становить 96,2 Гц, а коефіцієнт затухання становить 5 %.

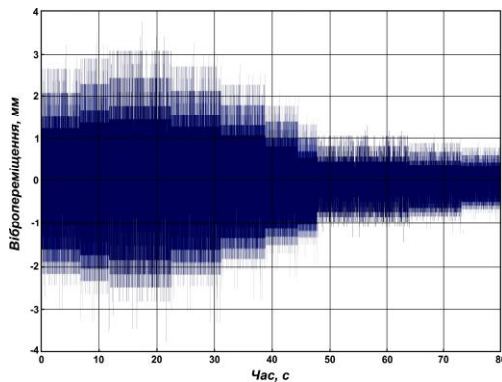


Рис. 4. Часове подання вібраційного сигналу під час розкручування системи вал-підшипник без кріплення хому

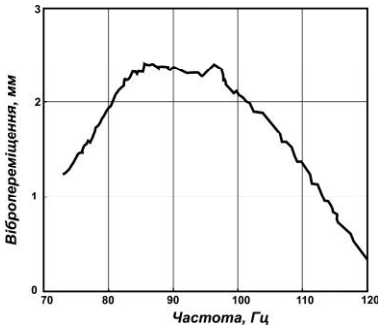


Рис. 5. АЧХ отримана ВПФ під час розкручування без встановлення хому

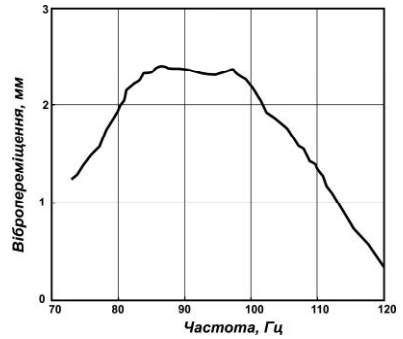


Рис. 6. АЧХ отримана АВП під час розкручування без встановлення хому

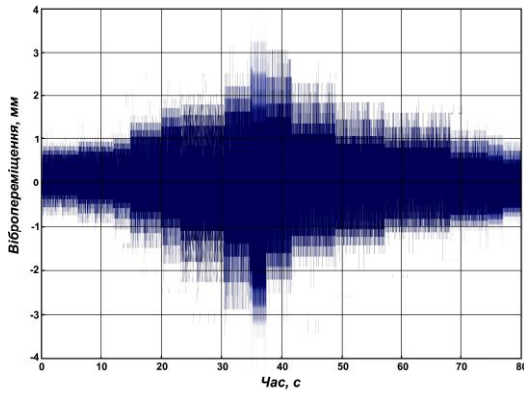


Рис. 7. Часове подання вібраційного сигналу під час розкручування системи вал-підшипник із закріпленим хомутом

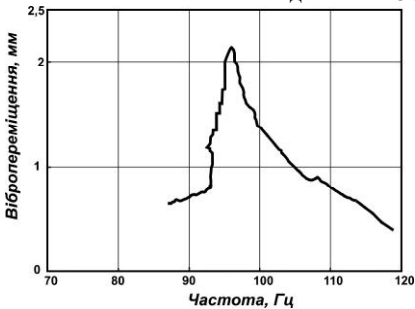


Рис. 8. АЧХ отримана за допомогою ВПФ під час розкручування із встановленим хомутом

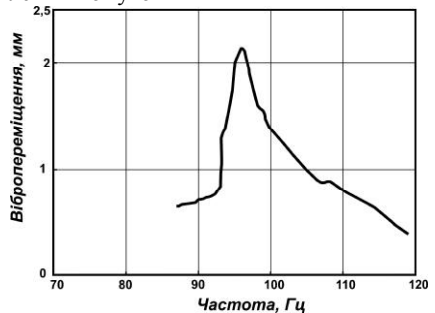


Рис. 9. АЧХ отримана за допомогою АВП під час розкручування із встановленим хомутом

Є очевидним, що результати отримані за допомогою АВП є кращими, ніж аналогічні після процедури ВПФ. Змодельований процес дотику розкриває специфічну поведінку ротора. Коли ротор розкручується у напрямку хому́та, спостерігається зменшення частоти обертання із незмінним зростанням амплітуди. Пізніше, після першого торкання відзначається збільшення частоти обертання. Коефіцієнт затухання є значно меншим ніж для випадку обертання без хому́та.

Висновки. Результати аналізу змодельованого та реального сигналів під час розкручування та сповільнення системи вал-підшипник встановили придатність ВПФ та АВП до аналізу нестационарних сигналів. Отримані результати моделювання дозволили:

1). визначити максимальну похибку амплітуди поблизу резонансної частоти, яка становить 3 % для ВПФ та 1 % для АВП. АЧХ, отримана шляхом використання АВП є гладкішою ніж аналогічна, отримана після застосування ВПФ, що сприяє проведенню подальшого ефективного аналізу.

2). шляхом аналізу побудованих АЧХ із торканням до хому́та та за його відсутності, встановити, що розглянута конструкція представляє собою складну динамічну систему, а АЧХ чітко виявляє момент дотику валу до хому́та і різко підвищена амплітуда гармонічної складової пошкодження в момент резонансу може тлумачитись як діагностична ознака технічного стану підшипників кочення, яку простіше ідентифікувати серед інших шумових компонентів вібраційних реалізацій на перехідних режимах;

3). створити передумови до збільшення достовірності діагностування підшипникових вузлів в процесі їх розкручування, нехтуючи обліком вищих гармонік вібрацій інших елементів колісно-моторних блоків локомотивів.

Список літератури: 1. Барков А. В., Баркова Н. А. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ Вибрации. – СПб.: СПбГМТУ, 2004. – 156 с. 2. Михалків С. В. Особливості використання вейвлетного аналізу для цілей вібраційної діагностики підшипникових вузлів електричних двигунів тепловозів // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2006. – Вып. 6/3 (24). – С. 12 – 14. 3. 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. 4. Пат. 2153660 RU, МКИ G01M13/04. Способ и устройство вибродиагностики роторных механизмов / В. Ю. Тэттер, В. И. Щедрин, В. В. Плотников (RU). – №99113680/28; Заявлено 23.06.99; Опубл. 27.07.00, Бюл. №21. – 124 с. 5. Пристрій бортового віброконтролю підшипникового вузла колісно-моторного блоку локомотива: Заявка на винахід а 2008 00145 UA, МПК 7G01M13/04 / Е. Д. Тартаковський, О. Б. Бабанін, А. О. Каграманян, С. В. Михалків, А. М. Ходаківський (UA). – Заявл. 02.01.08 р. 6. Тэттер В. Ю., Тэттер А. Ю., Барайцук В. С. Диагностирование подшипниковых и редукторных узлов на переходных режимах // Вісник східноукраїнського національного університету ім. В. Даля –2005 – № 8(90) – С. 236 – 239. 7. Тэттер В. Ю., Щедрин В. И., Барайцук В. С. Диагностирование роторных узлов – необходимый элемент ремонта и эксплуатации подвижного состава // Локомотив-информ. – 2006. – № 4. – С. 32 – 36. 8. G. Ji, D-K Park, W-J Chung C-M Lee. 2005 International Journal of precision engineering and manufacturing. Vol. 6, № 4, 128 – 136. Adaptive wavelet analysis of non-stationary vibration signal in rotor dynamics.

Надійшла до редколегії 26.06.08