

УДК 629.4.06:621.822.614:620.179

Тартаковський Е.Д., д.т.н., проф.; Михалків С.В., к.т.н., доц.; Ходаківський А.М.; Сапон Р.С.
Український державний університет залізничного транспорту, м. Харків, Україна

ДІАГНОСТУВАННЯ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ ДОПОМІЖНИХ МАШИН ЕЛЕКТРОВОЗА З ВИКОРИСТАННЯМ ПАРАМЕТРИЧНОЇ МОДЕЛІ ТА СПЕКТРА ОБВІДНОЇ ВІБРАЦІЇ

Tartakovsky E., Mykhalkiv S., Khodakivski A., Sapon R.
Ukrainian State University of Railway Transport, Kharkiv, Ukraine (svm_m@ukr.net)

DIAGNOSTICS OF ROLLING BEARINGS FOR AUXILIARY ELECTROMOTORS OF ELECTRIC LOCOMOTIVE USING PARAMETRIC MODEL AND ENVELOPE SPECTRUM

Демонструється можливість діагностування пошкоджень роликів підшипників авторегресійною (АР) моделлю для підрахунку АР коефіцієнтів з подальшим використанням АР фільтра, що вибілює і спектра обвідної для виділення ознак початкових пошкоджень. Для діагностування роликів підшипників кочення використовується АР модель для глибокого аналізу властивостей сигналу з імпульсними складовими. Інформаційний критерій Екейкі використовується для правильного обрання порядку АР моделі. АР коефіцієнти обчислюються за виразом Юла-Уокера. Виявлена низька ефективність спектральної щільності потужності параметричної моделі й наводяться переваги АР фільтра, що вибілює. Експериментальні дослідження вібраційних характеристик корпусу допоміжного двигуна встановили частотний діапазон 5,5 — 7 кГц в якому проявляється підшипникова вібрація і який можна використовувати для подальшого виділення спектра обвідної вібрації. Результати демонструють здатність АР фільтра виділяти риси не тільки пошкоджень внутрішнього, зовнішнього кілець, роликів підшипника, а також пошкоджень сепаратора, чії ознаки ідентифікуються на спектрі обвідної відразу після застосування АР фільтра.

Ключові слова: авторегресійна модель; двигун; пошкодження; підшипник; спектр обвідної.

Вступ

Електричні двигуни, редуктори й насоси, які використовуються в промисловості, здебільшого мають повний доступ до безперервної реєстрації вібрації, яка дозволяє діагностувати технічний стан підшипників кочення класичними часовими та частотними методами. Пошкодження елементів роликів підшипників електричних двигунів (тягових, допоміжних) локомотивів розвиваються швидко внаслідок дії великих нестационарних навантажень і подальший розвиток пошкодження важко прогнозується. Також сама конструкція електричних двигунів локомотивів більшості серій не має місць для надійного кріплення віброакселерометрів для реєстрації вібрації протягом руху і нині діагностування підшипників можливе лише на технічних обслуговуваннях (ТО) у депо шляхом вивішування двигунів під локомотивом або проведення вимірювань на знятому двигуні, що деколи не дозволяє досягнути номінальних значень частот обертання для забезпечення високої вірогідності діагностування.

Нині методи вібродіагностування елементів роторного обладнання зазнають бурхливого розвитку у світі і засновані на поглибленому вивченні періодичних і майже періодичних нестационарних випадкових процесів і відповідних моделей [1]. Здійснюється удосконалення й доповнення стандартних спектральних, спектрально-часових методів обробки сигналів, які базуються на класичному алгоритмі швидкого перетворення Фур'є (ШПФ) [2 — 5]. Відбувається удосконалення методів формування вирішальних правил для класифікації типів пошкоджень у елементах підшипників із мінімальним залученням суб'єктивної думки діагностів [6]. Однак повне усунення людського фактору з технології діагностування на сьогодні є вкрай проблематичним і першочерговим завданням є мінімізація його впливу за рахунок удосконалення методів виділення діагностичних сигналів із вібраційних реалізацій і розробці дієвих заходів із вірогідної класифікації технічного стану підшипників кочення.

Процес діагностування роликів підшипників складається з трьох етапів [7]:

- реєстрації вібраційних сигналів;
- виділення діагностичних ознак технічного стану;
- ідентифікації технічного стану.

Найбільші складнощі виникають при розв'язанні завдань другого та третього етапу.

Класичні непараметричні спектральні методи для отримання ознак технічного стану підшипників залучають алгоритм ШПФ, який здійснює розкладання часової форми вібраційної реалізації в ряд Фур'є без початкової обробки сигналу. Отриманий при цьому спектр являє собою згортання передатної функції h з амплітудо-частотними характеристиками імпульсів w_0 , що виникають внаслідок появи пошкоджень, з детермінованими сигналами d і шумом e (рис. 1) [10]

$$x = (d + w_0 + e) * h. \quad (1)$$

Для виділення з цього спектру корисних складових w_0 , що несуть інформацію про пошкодження підшипників, треба вилучити складові шуму e і детерміновані складові d . Це і є метою багатьох методів, що виділяють залишкові сигнали, у тому числі й методу АР фільтра.

На даний час АР моделювання застосовується для аналізу перехідних процесів і визначення пошкодження без попередньої побудови математичної моделі вібраційного процесу підшипника [7]. Воно дозволяє проводити оцінку спектрів вібрацій з високою роздільною здатністю і є прийнятним для оцінки спектрів із гострими піками і моделювання синусоїдальних послідовностей, що відповідає характеру вібрацій підшипників кочення [9].

Однак представлення часової вібраційної послідовності авторегресійною моделлю не надає беззаперечних переваг перед класичними методами у практиці вібродіагностування. Істотну перевагу забезпечує АР фільтр, що вибілює.

У статті зосереджується увага на поєднанні процедури АР фільтрації та спектрів обвідної вібрації, що дозволяє усувати періодичну складову із часової форми вібраційної реалізації та визначати пошкодження на спектрах обвідної вібрації, які виділяються з обраних частотних смуг. Запропонована процедура дозволить усувати недоліки класичних спектральних методів, які нині використовуються у вібродіагностуванні підшипників кочення генераторів управління струмом і характеризуються низькою вірогідністю діагностування пошкоджень елементів підшипника кочення.

Мета

Полягає у підвищенні ефективності вібродіагностування пошкоджень елементів підшипника кочення генератора управління струмом пасажирського електровоза.

Основна частина

Експериментальні дослідження проводились у локомотивному депо на позаплановому ремонті пасажирського електровоза серії ЧС. Діагностувалась наявність пошкодження у роликівому підшипнику типу 12307, встановленому на остові двигуна вентилятора генератора управління струмом 2А-3432/4 (рис.1). Цей підшипник є найбільш вразливим, оскільки сприймає великі навантаження від пасової передачі [11].

Запис вібраційних реалізацій здійснювався цифровим багатоканальним самописцем «Flash Recorder 2-16bitRTC-SD» і віброакселерометром з робочим діапазоном віброприскорень від 0 до 2000 m/c^2 і робочим частотним діапазоном від 2 Гц до 9 кГц. У самописці аналоговий сигнал підсилюється і оцифровується з частотою дискретизації 70 кГц та передається до РС. Спектральний аналіз проводиться в програмному середовищі MATLAB.

Процесу діагностування передували удари, які завдавалися по корпусу непрацюючого генератора для дослідження спектрального складу власних корпусних коливань (рис. 2). Віброакселерометр устатковувався на підшипниковий щит з боку протилежного до колектору напроти роликівого підшипника типу 12307. Отриманий спектр містить 3 зони з підвищеним рівнем вібрацій у діапазоні 0 — 1 кГц, 2 — 3 кГц, 6 — 7 кГц. Подальші обчислення проводяться у височастотному діапазоні у частотних смугах із відповідними сплесками, які можуть ототожнюватись із підшипниковою вібрацією [8].

Генератор устатковується на спеціальний випробувальний стенд і якір розкручується через пасову передачу до частоти обертання $n_{об} = 2640 \text{ хв}^{-1}$.

Знаючи, що період дискретизації сягає $t_s = 1/70000 = 1,42 \cdot 10^{-5} \text{ с}$, тривалість зареєстрованої реалізації дорівнює 7,5 с, що є достатнім для подальшої побудови спектрів у широкому частотному діапазоні і спектрів обвідної вібрації (тривалість має бути не коротша двох повних обертів, тобто не коротша за 0,05 с). На рис. 3 наведена часова форма зареєстрованої вібраційної реалізації і підрахована величина четвертого центрального моменту (ексцесу), який прийнято вважати другорядною діагностичною ознакою наявності пошкодження лише за аналізом часової форми без залучення складніших спектральних побудов [4]. На рис. 4 побудований спектр вібрації часової реалізації за алгоритмом ШПФ.

У порівнянні з результатами ударів по генератору з нерухомим якорем (див. рис. 2) на широкосмуговому спектрі вібрації (рис. 4) збереглися резонансні сплески у діапазонах 0,5 — 1 кГц, 6 — 7 кГц.

Обчислення АР коефіцієнтів параметричної моделі здійснюється алгоритмом Левінсона-Дурбіна автокореляційного виразу рівняння Юла-Уокера та іншим поширеним алгоритмом Бурга.

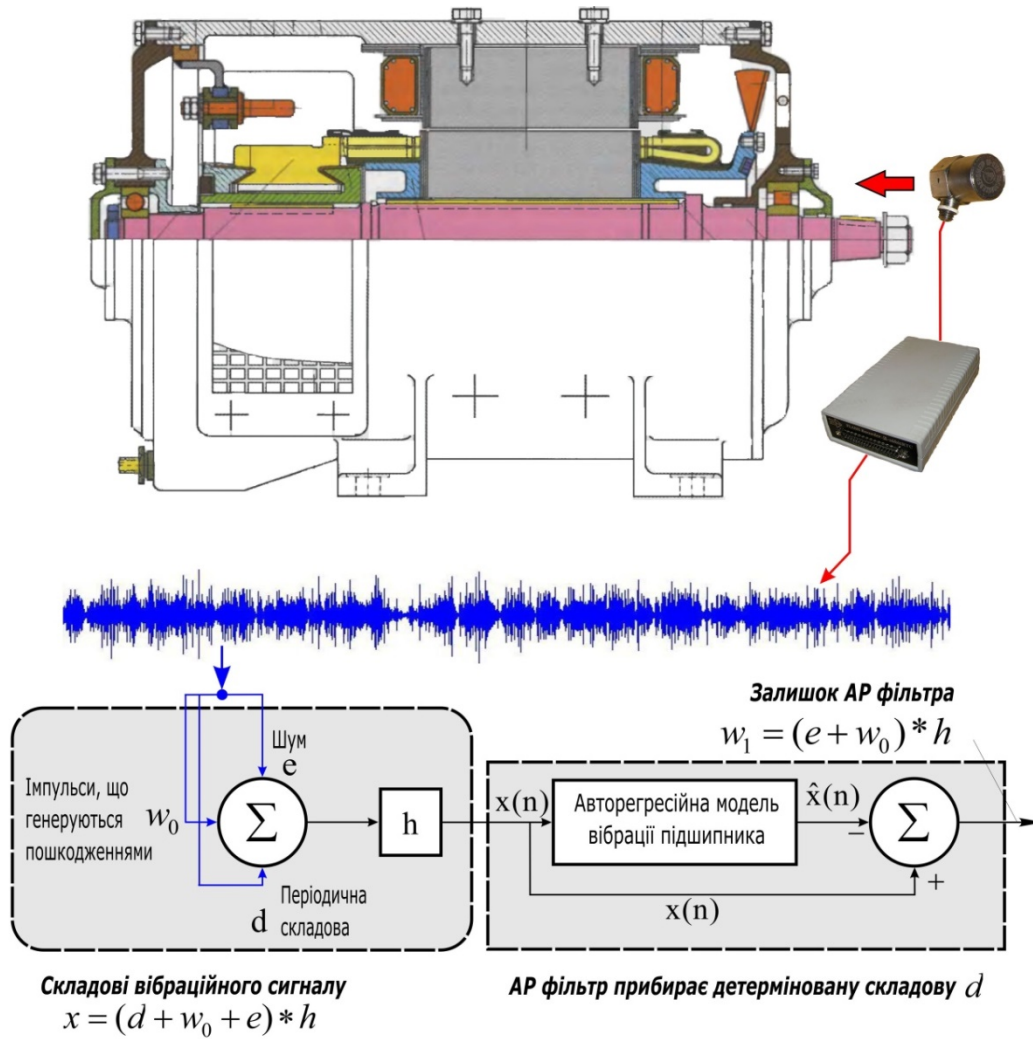


Рис. 1. Структура вібродіагностики підшипників кочення допоміжного генератора електровоза

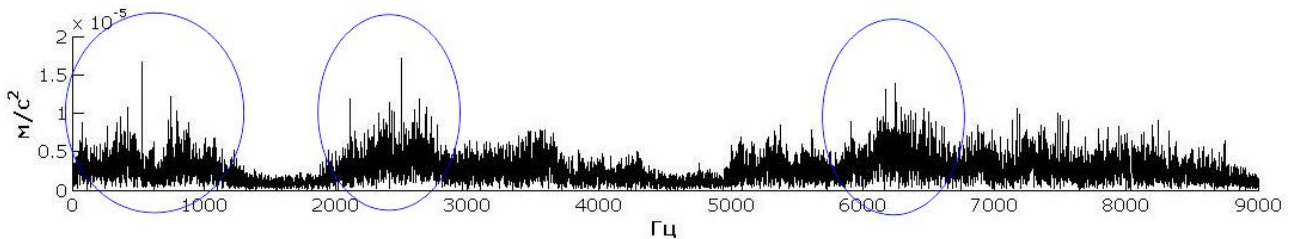


Рис. 2. Спектральний склад власних коливань корпусу генератора

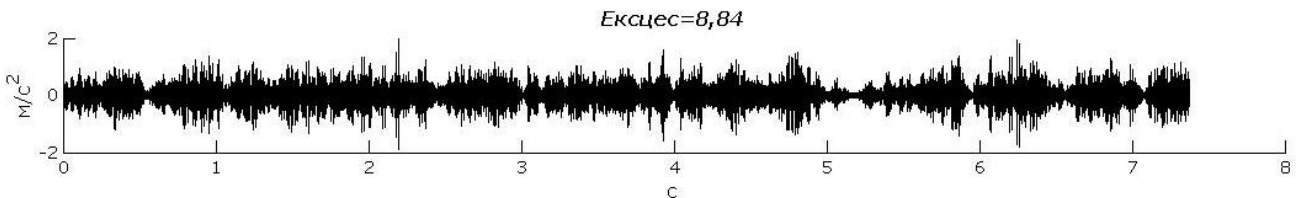


Рис. 3. Часова реалізація зареєстрованої вібрації з боку роликового підшипника кочення

Обчисленню коефіцієнтів АР передують процедура обрання порядку моделі. Низькі значення порядку моделі спричиняють високі значення залишкової квадратичної помилки. Високі значення порядку моделі можуть призвести до появи віртуальних складових і суттєвого збільшення кількості АР коефіцієнтів. Для визначення оптимального порядку моделі пропонується використати інформаційний критерій Екейкі (ІКЕ) [6]

$$IKE(n) = N \ln \gamma^2 + 2p, \quad (2)$$

де N — довжина відліків сигналу;
 p — порядок АР моделі;
 γ^2 — залишкова квадратична помилка

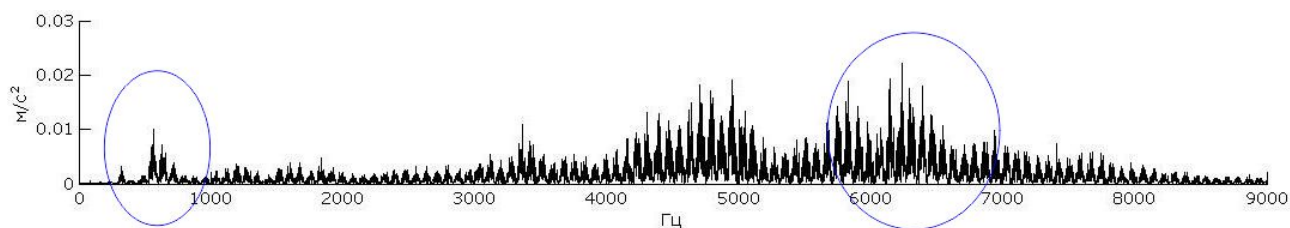


Рис. 4. Широкопasmовий спектр вібрації сигналу з боку роликового підшипника кочення

Значення $\text{IKE}(n)$ змінюватиметься залежно від величин p та γ^2 . Якщо p суттєво зменшується, то величини γ^2 і $\text{IKE}(n)$ зростає. Якщо p суттєво зростає, то величини γ^2 і $\text{IKE}(n)$ спадають. Коли величина $\text{IKE}(n)$ припинила падіння і починає плавно зростання, то величина p , що відповідає описаній умові, вважається оптимальною. Обчислення за критерієм Екейки установили, що коли p досягає 100, величина $\text{IKE}(n)$ стабілізується і навіть при зростанні n суттєво не змінюється. Спектральна щільність потужності двох АР моделей однієї вібраційної реалізації будується за виразом [9]

$$P_{x,\text{AR}}(f) = \frac{\sigma^2}{|A(f)|^2}, \quad (3)$$

де $|A(f)|^2$ — спектральна щільність потужності АР коефіцієнтів, тобто $a[n]$, $n=1,2,\dots,p$.

Установлено, що вздовж усього частотного діапазону спектральної щільності потужності, в певних смугах повторюється характер спектра вібрації, отриманого без попереднього моделювання часової форми вібраційної реалізації (рис. 4). Вібрація, що викликана підшипниками кочення з пошкодженнями має порівняно низьку енергію і часто заповнена складовими від інших макроструктурних компонент, що простягаються до високочастотного діапазону. Також удари, які пов'язують з пошкодженнями елементів підшипників кочення не завжди є періодично повторюваними, що знижує ефективність широкопasmових спектрів виявляти пошкодження без застосування додаткових методів [12]. Таким чином, параметричні спектральні щільності потужності за аналогією із непараметричними спектрами здатні надавати лише загальну уяву про технічний стан двигуна й підшипники і володіють високою вірогідністю лише у передаварійному стані об'єкта, коли значно зростає енергетичний рівень у низькому й середньому вібраційному діапазоні, а пошкодження на ранній стадії проявляються саме у високочастотному діапазоні.

Подальше дослідження зосереджується на властивостях АР фільтра (рис. 1) щодо усунення періодичної складової з вібраційної реалізації і отримання суміші кольорового шуму та імпульсів у залишку фільтра [10]. На рис. 5 наводиться вібраційна реалізація на виході АР фільтра, яка характеризується меншим у порівнянні з рис. 3 величиною ексцеса, що за думкою авторів [4] пов'язане з процесом «вібллювання» (посилення шумової складової) сигналу на виході АР фільтра, що не заважає виділяти складові, які пов'язують із пошкодженнями підшипників.

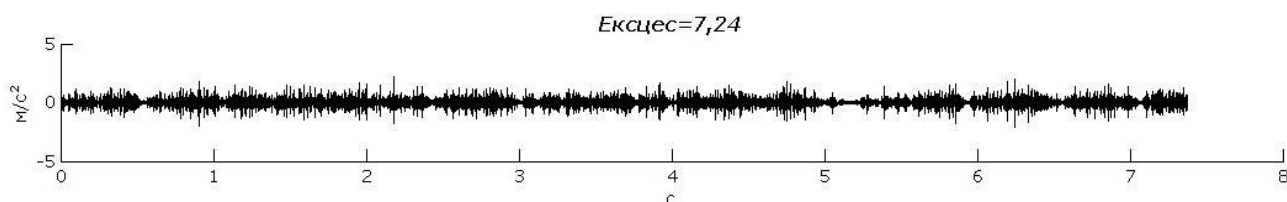


Рис. 5. Часова реалізація зареєстрованої вібрації на виході АР фільтра з боку роликового підшипника кочення

На рис. 6 побудований широкопasmовий спектр вібраційної реалізації на виході з АР фільтра за класичним алгоритмом ШПФ. Відзначається наповнення усього спектра шумовими складовими у порівнянні з рис. 4, а також підсилення резонансу в діапазоні 0,5 — 1 кГц і певного послаблення в діапазоні 6 — 7 кГц.

На завершальному етапі досліджень для визначення наявних пошкоджень підшипника кочення будуються спектри обвідної вібрації з відповідних частотних смуг на широкопasmових спектрах вібрації до та після АР фільтра. Побудова спектрів обвідної заснована на перетворенні Гілберта (НТ), яке для функції $x(t)$ записується у вигляді [3]

$$H[x(t)] = \tilde{x}(t) = \pi^{-1} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{x(\tau)}{t-\tau} d\tau. \quad (4)$$

Фізично НТ є еквівалентом особливого виду лінійного фільтра, де всі амплітуди спектральних компонент залишаються незмінними, але їх фази зазнають зсуву на $-(\pi/2)$. Таким чином, НТ сигналу в часовій області $x(t)$ призводить до отримання іншої часової області сигналу $\tilde{x}(t)$ і якщо $x(t)$ є дійсним, то і сигнал $\tilde{x}(t)$ є дійсним також [3].

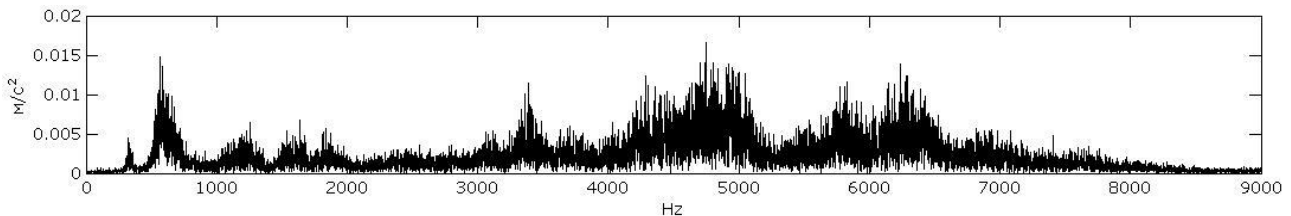


Рис. 6. Широкопasmовий спектр вібрації сигналу після AP фільтра з боку роликів підшипника кочення

Побудова спектрів обвідної вібрації здійснюється у частотній смузі, що обирається в межах підшипникового резонансного сплеску 1/3-октавним фільтром у частотних діапазонах 4 — 5,5 кГц і 5,5 — 7 кГц на широкопasmовому спектрі без попередньої AP фільтрації (див. рис. 4) і на широкопasmовому спектрі сигналу після AP фільтра (див. рис. 6). Відомо, що модуляційні амплітуди періодичних ударів збуджуються на структурних резонансних підшипникових частотах. Метод обвідної вібрації дозволяє здійснювати амплітудну демодуляцію і виявляти локалізовані пошкодження або визначати знос без впливу складових від інших макроструктурних джерел [12]. Для успішного застосування згаданого методу потрібно правильно обирати частотний діапазон підшипникових резонансів. На жаль, мікроструктурні компоненти підшипників, що спричиняють ударні вібрації вкрай важко ідентифікувати у низькочастотному діапазоні з причин впливу інших компонент. Можливість візуалізації цих мікроструктурних вібрацій, що проявляються на підшипникових резонансних частотах існує у високочастотному діапазоні. Сигнал, що пройшов через пasmовий фільтр центрується навколо збуреної підшипникової частоти. Низькочастотні складові й дуже високі шумові складові усуваються. Далі виділяється обвідна сигналу завдяки перетворенню Гілберта і сигнал уже аналізується у низькочастотному діапазоні. На рис. 7, 8 наведені спектри обвідної вібрації, які виділені із відповідних широкопasmових спектрів (див. рис. 4, 6).

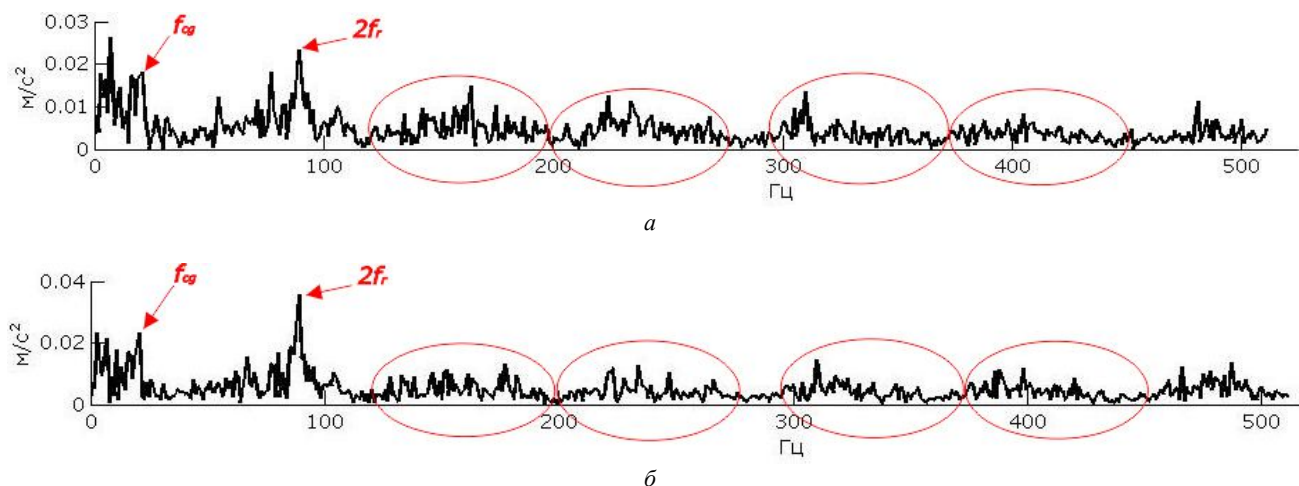


Рис. 7. Спектри обвідної вібрації, які виділені у відповідних частотних смугах із широкопasmового спектра, що побудований без AP фільтрації початкової часової послідовності *a* — рис. 7 *a* спектр обвідної вібрації, що виділений із частотного діапазону 4 — 5,5 кГц, *б* — рис. 7 *б* спектр обвідної вібрації, що виділений із частотного діапазону 5,5 — 7 кГц

За відомими виразами [13] розраховується частота обертання елементів підшипника кочення типу 12307 (NF307) для частоти обертання якоря $f_r = 2640 \text{ хв}^{-1}$ (44 Гц) від стороннього приводу через пасову передачу на стенді. Частота перекочування роликів відносно власної осі $f_{rol} = 122,67 \text{ Гц}$, частота перекочування роликів відносно зовнішнього кільця $f_{out} = 218,09 \text{ Гц}$, частота перекочування роликів відносно внутрішнього кільця $f_{in} = 309,91 \text{ Гц}$, частота обертання сепаратора $f_{cg} = 18,17 \text{ Гц}$.

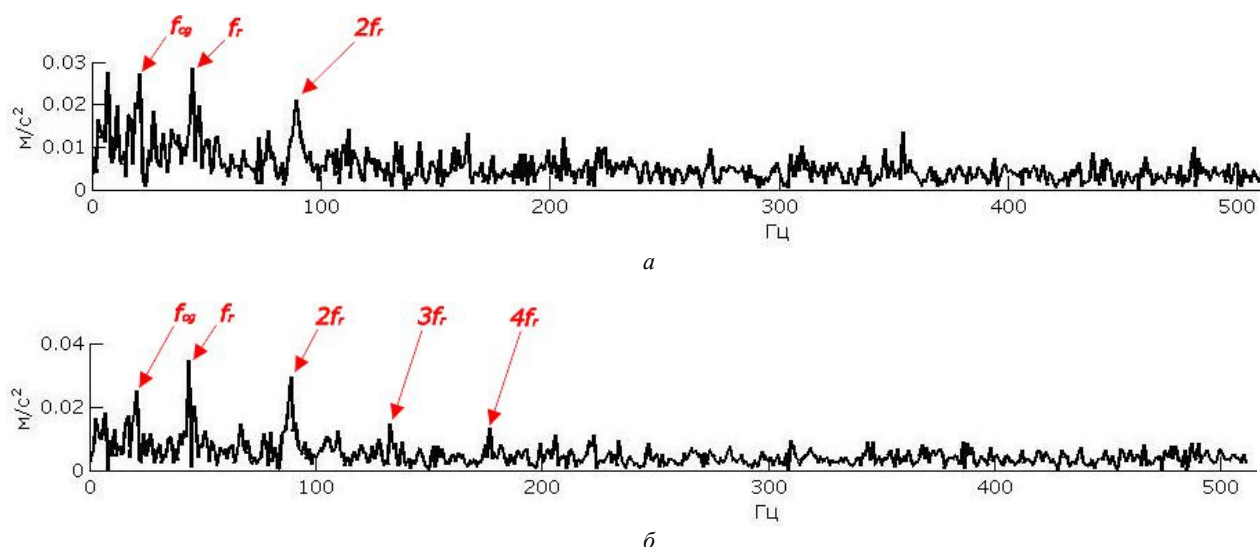


Рис. 8. Спектри обвідної вібрації, які виділені у відповідних частотних смугах із широкосмугового спектра, що будується після АР фільтрації початкової часової послідовності *a* — рис. 8 *a* спектр обвідної вібрації, що виділений із частотного діапазону 4 — 5,5 кГц, *б* — рис. 8 *б* спектр обвідної вібрації, що виділений із частотного діапазону 5,5 — 7 кГц

Наведені спектри обвідної вібрації на рис. 7 *a, б* містять частотну сепараторну складову і другу роторну гармоніку, виявлена складова на частоті 6 Гц, яка за рівнем прискорення перевищує сепараторну складову (рис. 7 *a*) і вирівнюється з нею (рис. 7 *б*) і не може бути пов'язана з відомими діагностичними ознаками різних пошкоджень підшипників [13]. Обидва спектри обвідної мають хвилеподібні напівперіодичні коливання довжина яких дорівнює значенню другої роторної гармоніки. Інші розраховані складові на спектрах обвідної не помічаються або слабо виражені.

Натомість на спектрах обвідної вібрації на рис. 8 *a, б* зникають згадані коливання, що може пояснюватись властивістю АР фільтра усувати періодичну складову. Аналогічно з попередніми спектрами обвідної вібрації виявляється складова на частоті 6 Гц, яка за рівнем прискорення перевищує сепараторну складову (рис. 8 *a*) і стає нижчою за неї (рис. 8 *б*) і не пов'язана з відомими діагностичними ознаками. Додатково в обох спектрах обвідної посилюється перша роторна гармоніка, а на рис. 8 *б* уже чітко виявляється група роторних і сепараторних гармонік, які зменшуються за амплітудою зі зростанням порядкового номеру.

Ідентифіковані на спектрах обвідної вібрації група роторних гармонік і сепараторні гармоніки відповідають діагностичній ознаці наявності зносу сепаратора або роликів, що призводить до нелінійності та ударів. Даний вид пошкодження є небезпечним і характеризується стрімким розвитком [13]. Після розбирання генератора виявили сильний знос сепаратора підшипника і результати діагностування підтвердилися.

Таким чином, на спектрах обвідної вібрації, що побудовані після параметричного моделювання часової форми вібрації чітко проявляється група роторних гармонік kf_r і сепараторних гармонік kf_{cg} , на відміну від спектрів обвідної вібрації, які будуються без використання АР фільтра та чітко ідентифікують лише сепараторну гармоніку і другу роторну гармоніку і не надають діагностові ширшої інформації для остаточного ухвалення рішення з високою вірогідністю.

Висновки

У статті демонструється можливість параметричного моделювання до розв'язання завдань вібродіагностування роликів підшипників кочення генератора управління струмом електровоза. Запропонований АР фільтр дозволяє усувати періодичні складові із часової форми вібраційних сигналів і посилювати імпульсні складові, які ототожнюються із пошкодженнями в підшипнику. Зафіксовано зменшення величини ексцесу сигналу на виході з АР фільтра, що пов'язано з посиленням шумової складової протягом фільтрації, яка не впливає на подальше виділення складових підшипникової вібрації. Запропонована процедура на відміну від класичних спектральних методів забезпечує ідентифікацію ознак технічного стану у вигляді більшої комбінації різноманітних гармонік на спектрах обвідної вібрації, що виділяються смуговим фільтром із широкосмугових спектрів у діапазоні 5,5 — 7 кГц і також демонструється здатність ефективного виділення ознак небезпечного пошкодження сепаратора роликів підшипника кочення.

Анотація. Демонструється можливість діагностування пошкоджених роликів підшипників з використанням авторегресійної (АР) моделі для підрахунку АР коефіцієнтів з подальшим застосуванням обеляючого АР фільтра і спектра огибаючої для виділення ознак початкових пошкоджень. Для діагностування роликів підшипників кочення використовується АР модель для кращого аналізу властивостей сигналу з імпульсними складовими. Інформаційний

критерий Экейки используется для правильного выбора порядка АР модели. АР коэффициенты вычисляются с помощью выражения Юла-Уокера. В связи с низкой эффективностью спектральной плотности мощности параметрической модели демонстрируются преимущества обеляющего АР фильтра. Экспериментальные исследования вибрационных характеристик корпуса вспомогательного двигателя определили частотный диапазон 5,5 — 7 кГц в котором проявляется подшипниковая вибрация и который можно использовать для дальнейшего выделения спектра огибающей. Исследования определяют возможность обеляющего АР фильтра хранить ценную информацию не только о разных повреждениях внутреннего, внешнего колец, роликов подшипника, а также о состоянии сепаратора, признаки которого проявляются на спектре огибающей сразу после АР фильтра.

Ключевые слова: авторегрессионная модель; двигатель; повреждение; подшипник; спектр огибающей.

Abstract. Goal: increase of efficiency for diagnostics of rolling bearing faults using an autoregressive model to calculate AR coefficients and further application of pre-whitening AR filter and envelope spectra to extract weak faults signs.

Method of doing research: diagnostics of rolling bearing faults involves signal acquisition technique and application of the AR model for better analysis of short duration signal properties and impulses. The Akaike information criterion is used to ensure optimum adaptation of AR coefficients to a fault bearing. The AR coefficients are defined with Yule-Walker equation. The advantages of pre-whitening AR filter are presented due to the low efficiency regarding the power spectral density of the parametric model. The experimental study of vibration characteristics of the auxiliary electromotor body of electric locomotive defines the frequency band 5,5 — 7 kHz with the rolling bearing vibration, and this frequency band can be used for further extraction the envelope spectra.

Value: the research shows a capability of the pre-whitening AR model to store valuable information not only about different faults concerning outer, inner race, rollers of bearings but also about the technical condition of the cage, the signs of which are displayed on the envelope spectra directly after the AR filter.

Keywords: autoregressive model; bearing; envelope spectra; fault; motor.

References

- Javorskyj, I., Kravets, I., Matsko, I. and Yuzefovych, R. (2017), "Periodically correlated random processes: Application in early diagnostics of mechanical systems", *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 83, pp. 406-438.
- Bouraou, N.I., Marchuk, P.I. and Tjapchenko, A.N. (2001), "Analiz sovremennyh metodov obrabotki akusticheskikh signalov dlja ih ispol'zovanija v zadachah vibroakusticheskoi diagnostiki", *Akustichnij visnik*, no 4, pp. 3-10.
- Feldman, M. (2011), "Hilbert transform in vibration analysis", *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 25(3), pp. 735-802.
- Combet, F. and Gelman, L. (2009), "Optimal filtering of gear signals for early damage detection based on the spectral kurtosis", *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 23(3), pp. 652-668.
- Randall, R.B., Randall, R.B., Smith, W.A. and Coats, M.D. (2014), "Bearing diagnostics under widely varying speed conditions", *CMMNO Conference*, Lyon, France, pp. 15-21.
- Wang, C.Ch. Kang, Y., Shen, P.C., Chang, Y.P. and Chung, Yu.L. (2010), "Applications of fault diagnosis in rotating machinery by using time series analysis with neural network", *Expert Systems with Applications*, Vol. 37(2), pp. 1696-1702.
- Junsheng, C. and Dejie, Y. (2006), "A fault diagnosis approach for roller bearings based on EMD method and AR model", *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 20(2), pp. 350-362.
- Endo, H. and Randall, R.B. (2007), "Enhancement of autoregressive model based gear tooth fault detection technique by the use of minimum entropy deconvolution filter", *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 21(2), pp. 906-919.
- Wang, W. and Wong, A.K. (2000), *A model-based gear diagnostic techniques: Technical Report*, Victoria, Australia: DSTO, TR-1079, Airframes and Engine Division, Aeronautical and Maritime Research Laboratory,
- Ermishkin, I.A. (2009), "Vspomogatel'nye mashiny", *Lokomotiv*, no 6, pp. 34-36.
- Tandon, N. and Choudhury, A. (1999), "A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings", *Tribology International*, Vol. 32(8), pp. 469-480.
- Tse, P.W., Peng, Y.H. and Yam, R. (2001), "Wavelet analysis and envelope detection for rolling element bearing fault diagnosis - their effectiveness and flexibilities", *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 123(3), pp.303-310.
- Balickij, F.Ja., Barkov, A.V. and Barkova, N.A. (2005), *Nerazrushajushij kontrol*, Vol. 7, «Mashinostroenie», Moscow, Russia.

Подана до редакції 09.10.2016