

УДК 629.4.06:621.822.6

**ВИКОРИСТАННЯ ЧЕТВЕРТОГО ЦЕНТРАЛЬНОГО МОМЕНТУ ДЛЯ АНАЛІЗУ  
ВІБРОПРИСКОРЕНЬ БУКСОВИХ ПІДШИПНИКІВ РУХОМОГО СКЛАДУ**

Канд. техн. наук В.Г. Равлюк, старш. викл. М.Г. Равлюк, магістранти М.О. Чернієнко,  
О.В. Чепурнов

**ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЧЕТВЕРТОГО ЦЕНТРАЛЬНОГО МОМЕНТА ДЛЯ АНАЛИЗА  
ВИБРОУСКОРЕНИЙ БУКСОВЫХ ПОДШИПНИКОВ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА**

Канд. техн. наук В.Г. Равлюк, старш. преп. Н.Г. Равлюк, магистранты Н.А. Черниенко,  
А.В. Чепурнов

**THE FOURTH CENTRAL MOMENT TO ANALYZE THE ACCELERATIONS OF THE AXLE  
BEARINGS OF ROLLING STOCK**

Cand. of techn. sciences V. Ravlyuk, a senior professor N. Ravlyuk, master student N. Cherniienko,  
A. Chepurnov

*Запропоновано метод, заснований на статичному параметрі коефіцієнта ексцесу, який залишається постійним для справного підшипника незалежно від навантаження і швидкості, але змінюється з розвитком пошкодження. Розміри пошкодження можуть бути оцінені за розподілом цього параметра в обраних інтервалах частот. Як і більшість інших простих методів виявлення пошкоджень, даний метод не дозволяє точно визначити природу дефекту, і для отримання такої інформації необхідно використовувати більш складні діагностичні методи.*

**Ключові слова:** вібрація, діагностування, дослідження, коефіцієнт ексцесу, метод, момент, підшипник, рухомий склад, сигнал, стенд.

*Предложен метод, основанный на статическом параметре коэффициента эксцесса, который остается постоянным для исправного подшипника независимо от нагрузки и скорости, но меняется с развитием повреждения. Размеры повреждения могут быть оценены по распределению этого параметра в выбранных интервалах частот. Как и большинство других простых методов обнаружения повреждений, данный метод не позволяет точно определить природу дефекта и для получения такой информации необходимо использовать более сложные диагностические методы.*

**Ключевые слова:** вибрация, диагностирование, исследования, коэффициент эксцесса, метод, момент, подшипник, подвижной состав, сигнал, стенд.

The article is devoted to the vibration characteristics of one element, namely the rolling bearing and method, which is based on both bench and field tests and proven to be effective to identify items of axle bearing. The method is based on static kurtosis parameter, which remains constant for good bearing, irrespective of load and speed, but changes with the development of damage. The extent of damage can be estimated from the distribution of this parameter in the selected frequency intervals. Thus, the evaluation of bearing condition can be conducted with minimal use of information about its past state. Most other methods used to detect damage in a significant advantage of the data analysis, so this method could be a significant achievement in the field of detection of defects in the bearings or at least will allow you to create simple and cheap method. Like most other simple methods of damage detection, this method does not allow to define precisely the nature of the defect and to obtain such information it is necessary to use more sophisticated diagnostic methods.

**Keywords:** vibration, diagnostics, research, coefficient of kurtosis, method, time, bearing, rolling stock, signal, stand.

**Вступ.** Особливе місце у віброакустичній проблемі виявлення й діагностування дефектів, діагностиці машин і механізмів займає що зароджуються. Тільки можливість

виявлення експлуатаційних дефектів на ранній стадії їх розвитку може сприяти прогнозуванню відмов і безаварійній експлуатації вузлів рухомого складу. Удосконалення методів, що використовуються у цей час, й алгоритмів діагностування дефектів, що зароджуються, і розроблення нових методів сприяють успішній реалізації технології контролю розвитку деградаційних процесів у вузлах рухомого складу, а за швидкістю їх розвитку дозволяє прогнозувати залишковий ресурс, оцінювати оптимальний час ремонту, обсяг і вартість ремонтних робіт.

Нині методам контролю стану вузлів рухомого складу приділяється значна увага, оскільки вони сприяють зменшенню планових витрат на технічне обслуговування, виключення відмов і підвищення коефіцієнта надійності вузла. Успішна робота вузлів рухомого складу залежить від якості кожного елемента, наприклад підшипників, зубчатих передач, валів та ін., тому ефективний контроль роботи вузлів вимагає знання детального поведіння цих елементів і взаємодії між їх собою.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Найбільш загальними методами аналізу вібраційних даних з метою діагностики пошкодження підшипників є спостереження за змінами середньоквадратичного рівня й спектральної щільності; з розвитком пошкодження середньоквадратичний рівень зростає [1, 2, 13]. Уточненням простого вимірювання середньо-квадратичного рівня служить спостереження за зміною в різних октавних або триоктавних смугах частот.

Автори роботи [3] ідентифікували основні частоти вібрації підшипника й зміну амплітуд, що відповідають конкретним дефектам підшипників кочення. Через природу вібрацій підшипника основні частоти звичайно проявляються як модуляції потужного конструкційного резонансу обертової системи, а не як чисті тони; останні часто забиваються іншими значними складовими сигналами.

У роботі [4] доведено, що дефекти, які породжують імпульси, найбільш істотні серед пошкодження підшипника в діапазоні частот близько 35 кГц, причому ця частота відповідає резонансній частоті акселерометра.

У роботі [5] автори виконали загальний огляд методів діагностування механічних обертових вузлів і розглянули їх переваги та недоліки.

Автори в статті [6] запропонували спрощену схему пристрою для зняття сигналів з віброакселерометра та метод подальшої обробки спектрограми, що дозволило з мінімальними витратами, але з чималою вірогідністю проводити вібраційну оцінку підшипників.

Необхідно окремо виділити результати дослідження [7], де зареєстровані вібраційні реалізації містять багато цінної інформації, яку повністю сприйняти практично неможливо, у зв'язку з чим сигнали зазнають попередньої обробки різними методами з метою виділення складових з певними характеристиками [8, 9].

**Метою роботи** є метод визначення статистичної оцінки аналізу вібрації на основі застосування коефіцієнта ексцесу як кількісної оцінки, яка характеризує ступінь відхилення форми закону розподілу від нормального, що дозволяє оцінити технічний стан буксових підшипників рухомого складу.

**Викладення основного матеріалу.** Для попередження відмов вузлів рухомого складу значного поширення набули засоби вібродіагностики. Проте існуючі вібродіагностичні комплекси не дозволяють визначати пошкодження підшипників кочення з високою достовірністю, що обумовлює необхідність розроблення дієвих методів визначення пошкоджень на ранніх стадіях розвитку для запобігання виникнення аварійних ситуацій протягом експлуатації. У вібродіагностуванні широкого розповсюдження набули детермінований і стохастичний підходи. При експериментальних дослідженнях для визначення технічного стану буксових підшипників рухомого складу розглядалася дієвість коефіцієнта ексцесу як діагностична ознака [10].

Статистичні методи аналізу вібрації, які дозволяють її виміряти в будь-якій точці підшипникового вузла, застосовуються в тих випадках, 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  $\Delta t$ , тобто коли сигнал вібрації є стохастичним випадковим процесом. У практичній діагностиці звичайно використовуються лише деякі з основних методів одномірного статистичного аналізу вібрації або її параметрів.

Першим із 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 [8, 11].

Другий метод полягає у визначенні граничних значень для кожного з обраних параметрів вібрації, що розділяють буксові підшипники під час контролю на класи з різними властивостями за результатами періодичного контролю цих параметрів.

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

Ще одним з використовуваних методів можна вважати встановлення статистичних зв'язків між різними компонентами того самого сигналу вібрації.

Щільність імовірності значень сигналу  $x(t)$ , як відомо, задовольняє умову

$$\int_{-\infty}^{\infty} p(x) dx = 1. \quad (1)$$

Вібрація, як правило, має симетричні відносно рівноважного положення значення, але при цьому  $p(x)$  може мати різну форму. На рис. 1 наведено розподіли вибірових значень гармонійної (рис. 1, а) і випадкової стаціонарної вібрації (рис. 1, б).

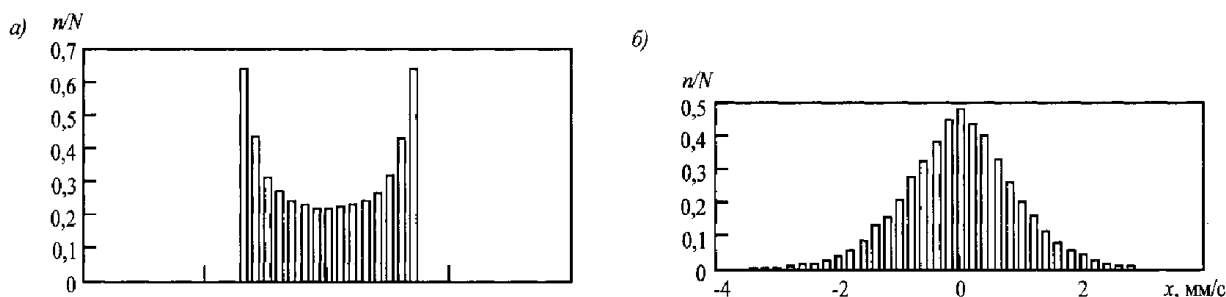


Рис. 1. Гістограми щільності розподілу групи з  $kN$  вибірових значень  $x_{i1}, x_{i2}$  двох сигналів вібрації рівної потужності, де  $1/k$  – ширина вибірки по осі  $x$

У вібраційній діагностиці завдання з визначення виду закону розподілу  $p(x)$  зазвичай не ставляться. Це пов'язано з тим, що закон розподілу суми декількох складових стаціонарної вібрації, як правило, мало відрізняється від нормального [9, 11], а вібрація будь-якого вузла практично завжди містить кілька компонентів різної природи. Тому більш важливим завданням стає кількісна оцінка відмінності реального розподілу  $p(x)$  від нормального [8].

Така оцінка проводиться за чотирма основними параметрам розподілу  $p(x)$ : першим початковим моментом (середнім значенням), а також другим, третім й четвертим центральними моментами розподілу [2, 12].

Непарні моменти ( $n=1, 3, 5, \dots$ ) дають інформацію про положення максимуму щільності відносно медіанного значення. Парні моменти ( $n=2, 4, 6, \dots$ ) вказують розкид розподілу, у той час як вищі парні моменти

були дуже чуттєвими до імпульсних сигналів, які пов'язані з пошкодженнями підшипника. Нормований четвертий момент (або коефіцієнт ексцесу) являє собою компромісний захід між слабкочутливими низькими моментами і сильночутливими високими моментами. Моменти ( $n>2$ ) можуть бути нормовані шляхом виключення математичного очікування  $\bar{x}$  і розподілу на середньоквадратичне відхилення  $\sigma$ , зведене в степінь порядку моменту, тобто  $\sigma^n$ .

Середнє значення сигналу  $x(t)$  визначається за виразом

$$\bar{x}(t) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) p(x) dx. \quad (2)$$

Оскільки  $\bar{x}$  розраховується за вибіркою з  $N$  значень сигналу  $x(t)$ , вибіркова оцінка середнього значення дорівнює

$$\bar{x}(t) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x(t_i). \quad (3)$$

В абсолютній більшості випадків  $\bar{x} = 0$ .

Якщо значення  $\bar{x}$  відрізняється від нуля більше, ніж на величину статистичної помилки, це найчастіше є ознакою нелінійності каналів вимірювання й аналізу сигналу вібрації.

Другий центральний момент  $\sigma_x^2$  розподілу  $p(x)$  визначається за виразом

$$\sigma_x^2 = \int_{-\infty}^{\infty} p(x)(x - \bar{x})^2 dx. \quad (4)$$

При кінцевій вибірці з  $N$  значень  $x(t)$  і умові  $\bar{x} = 0$

$$\sigma_x^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N x_i^2. \quad (5)$$

Дисперсія  $\sigma_x^2$  є кількісною оцінкою потужності змінних складових сигналу вібрації, але при аналізі сигналів вібрації замість дисперсії найчастіше використовується величина середньоквадратичного значення (СКЗ) сигналу  $\sigma_x$ , яка, наприклад, для гармонійного сигналу з амплітудою  $A_0$  дорівнює  $A_0 / \sqrt{2} \approx 0,7A_0$ .

З величиною середньоквадратичного значення сигналу пов'язана й статистична помилка середнього значення сигналу, обумовленого за групою з  $N$  незалежних вимірювань  $x(t)$ . З довірчою ймовірністю 95% вона дорівнює  $2\sigma_x / \sqrt{N}$ .

Слід також зазначити, що в складних за складом сигналів вібрації зі щільністю ймовірності  $p(x)$ , що підпорядковується нормальному закону розподілу, єдиним моментом розподілу, відмінним від нуля, є  $\sigma_x^2$ , тобто його потужність [8, 9].

Центральні моменти розподілу порядку вище двох звичайно використовуються для кількісних оцінок відхилень закону розподілу  $p(x)$  від нормального не всього сигналу вібрації, а попередньо виділених з нього компонентів, наприклад високочастотних. При цьому заходом відхилення є нормовані (тобто

віднесені відповідно  $\sigma_x^3$  й  $\sigma_x^4$ ) третій і четвертий моменти, які називаються коефіцієнтами асиметрії й ексцесу:

$$\gamma_x = \frac{1}{(N-2)\sigma_x^3} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^3, \quad (6)$$

$$\eta_x = \frac{1}{(N-3)\sigma_x^4} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^4. \quad (7)$$

Коефіцієнт асиметрії ( $\gamma_x$ ) вибіркового значень вібрації при контролі буксових підшипників рухомого складу є близьким до нуля, якщо забезпечена лінійність засобів вимірювання вібрації, тому що він оцінює асиметрію розподілу  $p(x)$  відносно середнього (нульового) значення.

Коефіцієнт ексцесу ( $\eta_x$ ) характеризує ступінь відхилення форми закону розподілу  $p(x)$  від нормального з тим самим середньоквадратичним значенням  $\sigma_x$ . Сильніше за все він реагує на появу викидів у сигналі через виникнення мікро- і макроударів у буксових підшипниках. Розподіл, на відміну від нормального, стає гостровершинним з "хвостами" в області більших за модулем значень  $x(t)$ . На рис. 2, б наведено типовий розподіл  $N$  вибіркового значень високочастотної вібрації підшипника кочення з дефектами поверхонь кочення, що призводять до появи ударних імпульсів [2, 4].

Коефіцієнт ексцесу для такого розподілу може становити значення більше 100, у той час як величина пік-фактора вібрації не перевищує 10. Для того щоб ці величини були порівнянні, замість коефіцієнта ексцесу іноді використовується параметр, що являє собою корінь четвертого степеня з коефіцієнта ексцесу. У загальному випадку коефіцієнт ексцесу високочастотної вібрації може мати більшу діагностичну цінність, ніж величина пік-фактора або хрест-фактора [13].

На рис. 2 наведено щільності розподілу відліків часової форми вібрації з відповідними кривими розподілу.

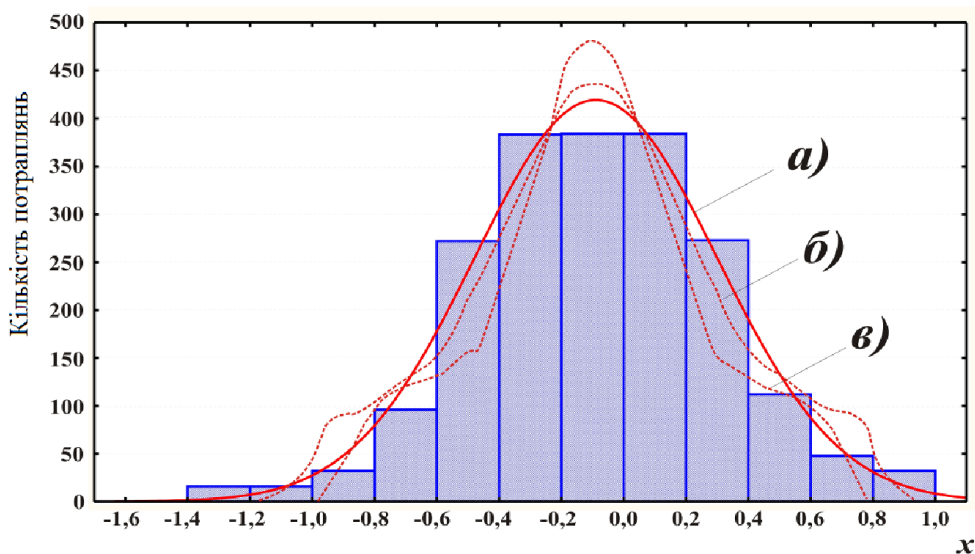


Рис. 2. Гістограма щільності розподілу значень віброприскорень буксового підшипника:  
 а – нормальний закон щільності розподілу віброприскорень підшипника вказує на задовільний технічний стан; б – пошкодження, яке зароджується і викликає зміни у хвостовій частині кривої розподілу; в – розвинуте пошкодження викликає істотні зміни у хвостовій частині кривої розподілу

Поява в підшипниках кочення при діагностуванні дефектів, що призводять до ударів, може й не супроводжуватися зростанням високочастотної вібрації в точках її контролю (за наявності сильного загасання на шляху поширення коливань). Більш того, якщо ці удари мають постійний напрямок, тоді вони збуджують швидкозагасальні несиметричні власні коливання в підшипниках кочення. Відповідно і весь сигнал вібрації може бути несиметричним із відмінними від нуля як середнім значенням  $\bar{x}(t)$ , так і коефіцієнтом асиметрії ( $\gamma_x$ ). При ідентифікації таких сигналів вібрації з метою виявлення ударів у буксових підшипниках при діагностуванні необхідно переконатися в тому, що в засобах вимірювання й аналізу вібрації немає нелінійних викривлень сигналів.

Під час виконання натурних досліджень на першому етапі для уточнення діагностичних ознак технічного стану буксових підшипників рухомого складу на стенд СВП-01В встановлювали технічно справні підшипники. При вібродіагностуванні для кожного з підшипників реєструвалася вібрація (рис. 3, а). Коефіцієнт ексцесу справного підшипника є близьким до трьох, а середньоквадратичний і максимальний рівні змінюються відповідно в межах  $\pm 50$  і  $\pm 65$  % у тому самому інтервалі навантаження й швидкості.

На другому етапі досліджень на стенд СВП-01В встановлювався підшипник із тріщиною зовнішнього кільця 12,5 мм, яка виникла в процесі експлуатації рухомого складу. На зареєстрованій віброграмі чітко видно нестаціонарні спалахи, які відповідають контакту тріщини зовнішнього кільця з роликками. Ці нестаціонарні спалахи виникають пакетами 1 раз за оберт сепаратора (рис. 3, б).

На третьому етапі досліджень реєструвались вібраційні реалізації підшипника кочення з розвинутою тріщиною зовнішнього кільця. Протягом усього випробовування під навантаженням (7 год) спостерігались дискретні викиди, які підвищують рівень фону, але залишаються порівняно незмінними (рис. 3, в, г).

Для спостереження за зміною ексцесу з розвитком пошкодження після обробки результатів діагностування буксових підшипників були побудовані графіки, які наведені на рис. 4. Виділялися вібраційні реалізації в чотирьох частотних діапазонах ( $f_1=1-3$  кГц;  $f_2=3-5$  кГц;  $f_3=5-7$  кГц;  $f_4=7-10$  кГц). У справному підшипнику ексцес дорівнює трьом у всіх діапазонах (рис. 4, а). Значення ексцесу помітно зростає вище трьох зразу ж після встановлення підшипника з тріщиною 12,5 мм, причому це зростання узгоджується із зміною максимального рівня (рис. 4, б).

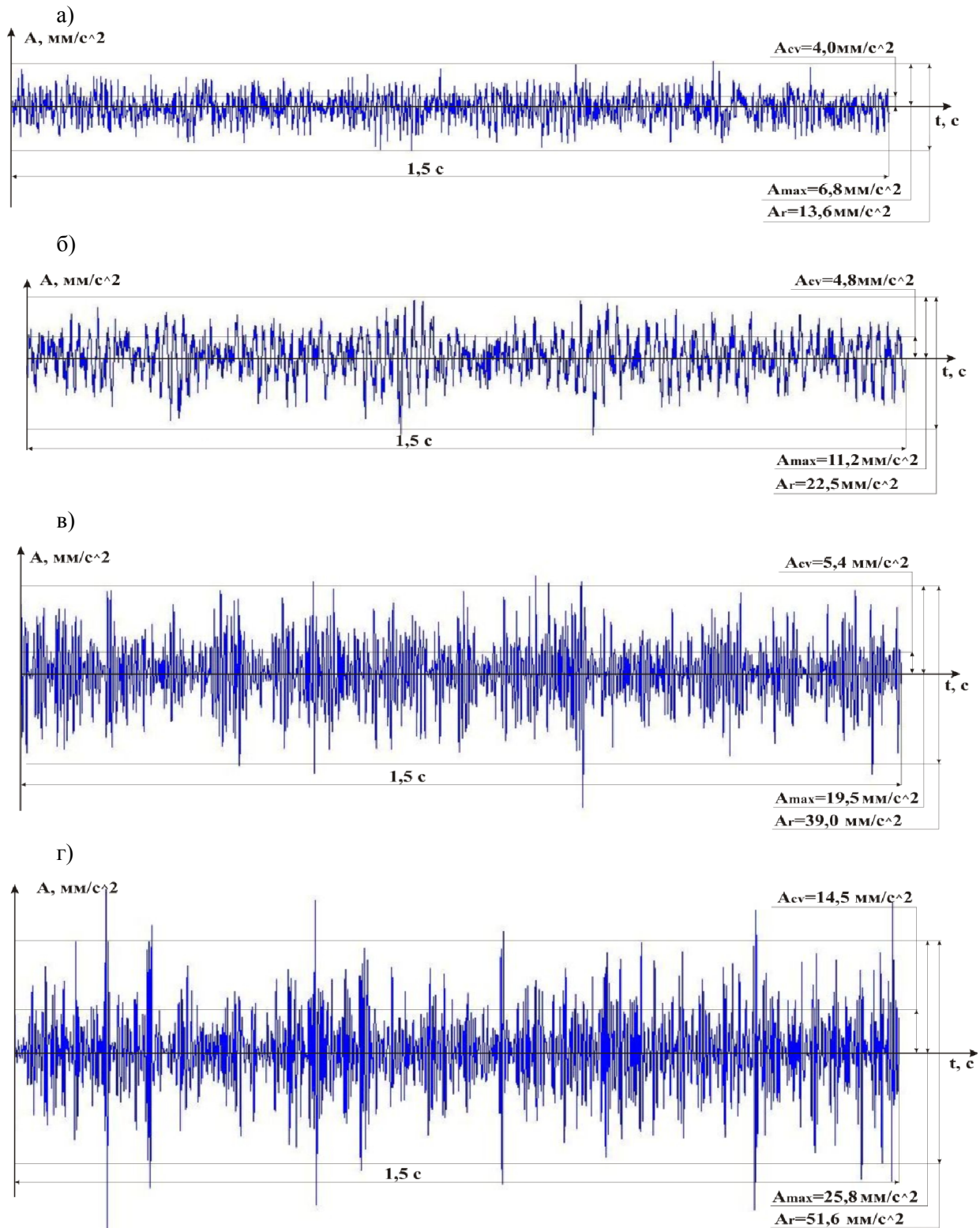


Рис. 3. Вібраційний сигнал: а – справного підшипника ( $\eta_x=3$ ); б – підшипника з тріщиною зовнішнього кільця 12,5 мм ( $\eta_x=7,8$ ); в – підшипника з тріщиною зовнішнього кільця 31,3 мм (після 2,5 год роботи під навантаженням) ( $\eta_x=12,1$ ); г – підшипника з тріщиною зовнішнього кільця 42,8 мм (після 7 год роботи під навантаженням) ( $\eta_x=23,7$ )



Значення ексцесу при встановленні підшипника на стелі СВП-01В з більшою тріщиною швидко зростає і після 2,5 год випробування під навантаженням досягає значення 7,1 (рис. 4, в). При подальшому обертанні ексцес спочатку зменшився, але потім знову зріс до максимального значення 11 (рис. 4, г). Потім зміни стали довільно хаотичними і ексцес виявив тенденцію до

повертання на рівень, який дорівнює трьом (рис. 4, д). Відповідні залежності прискорення від часу подано на рис. 4, вони доводять, що на ранніх стадіях розвитку пошкодження нестационарна вібрація виникає пакетами. Така картинка зберігається до появи значної тріщини, після чого спокійний період між пакетами починає зникати, а пакети стають менш різноподібними.

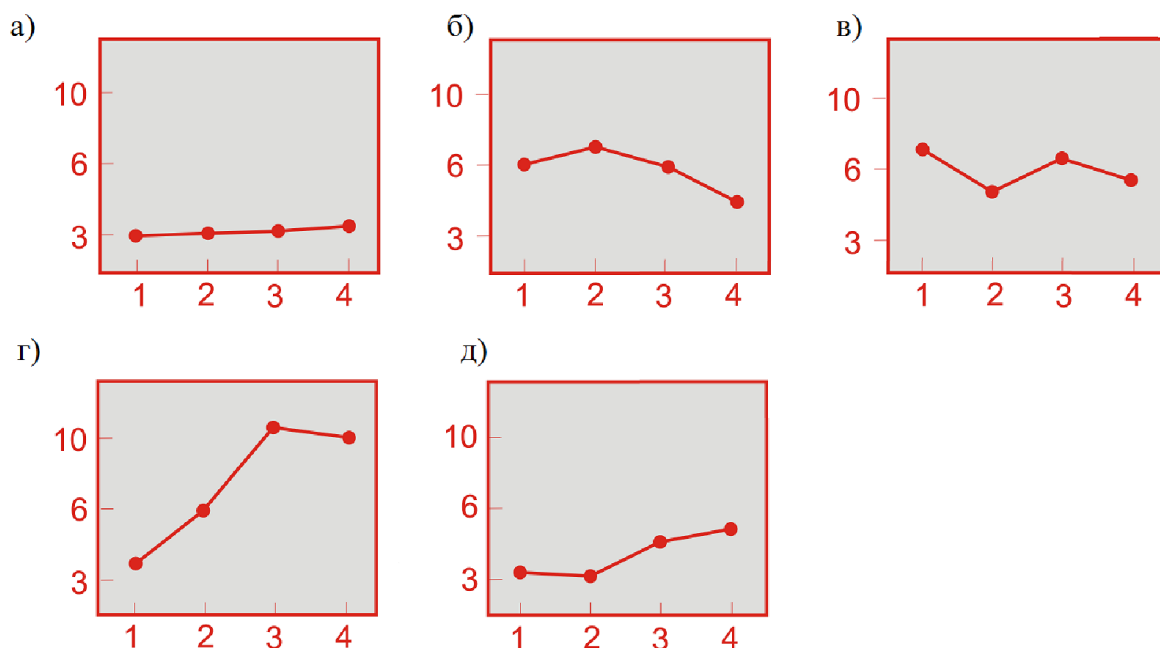


Рис. 4. Залежність зміни ексцесу: а – справного підшипника; б – підшипника з тріщиною зовнішнього кільця 12,5 мм; в – підшипника з тріщиною зовнішнього кільця 31,3 мм (після 2,5 год роботи під навантаженням); г – підшипника з тріщиною зовнішнього кільця 37,9 мм (після 4 год роботи під навантаженням); д – підшипника з тріщиною зовнішнього кільця 42,8 мм (після 7 год роботи під навантаженням)

**Висновок.** Доведено, що значення ексцесу у вибраних смугах частот є потенційно потужним засобом кількісної оцінки для визначення технічного стану буксових підшипників. Головними перевагами цього параметра є нечутливість до зміни швидкості й навантаження підшипника і здатність служити показником ступеня пошкодження і схильності до розповсюдження пошкодження. Проте ексцес є безадресною діагностичною ознакою і йому властива хаотичність зміни, що ускладнює визначення технічного стану. Отже, стохастичний підхід до вирішення завдань вібродіагностування є менш потужним, ніж детермінований підхід. Слід зазначити, що

“граничного часу напрацювання до відмови“ цей метод не дає. Однак отримана інформація дозволяє оцінити технічний стан буксових підшипників.

Значними перевагами цього методу є те, що його можна застосовувати для всіх типів підшипників кочення, що підтверджено лабораторними й натурними випробуваннями. Особливі труднощі виникають при поясненні результатів для розрізних підшипників і підшипників, що працюють у режимах, близьких до кавітаційних. Однак шляхом перегляду смуг частот і інтерпретації вимірів все ж таки можна визначити стан підшипника, але з меншою чутливістю й надійністю.

Список використаних джерел

1. Wheeler, P.G. (1968). Bearing Analysis Equipment Keeps Downtime Down, *Plant Engineering*. – Vol. 25. – P. 87-89.
2. Monk, R. (1972). Vibration Measurement Gives Early Warning of Mechanical Faults, *Process Engineering*, November. – P. 135-137.
3. Мартинов, І.Е. Вибродіагностування підшипників кочення рухомого складу методом обвідної [Текст] / І.Е. Мартинов, В.Г. Равлюк // Зб. наук. пр. ДонІЗТ. — Донецьк, 2010. – Вип. 23. – С. 127-133.
4. Mathew, J. & Alfredson, R. J. (1984). The Condition Monitoring of Rolling Element Bearings Using Vibration Analysis,” *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*. – Vol. 106, July. – P. 447-453.
5. Браташ, О.В. Анализ методов вибродіагностики асинхронных двигателей [Текст] / О.В. Браташ, А.П. Калинов // Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. Энергетика: междунар. науч.-техн. журнал. – 2012. – № 5. – С. 44-52.
6. Чернышенко, А.В. К вопросу об автоматизации вибродіагностики подшипников качения [Текст] / А.В. Чернышенко, А.А. Павлова, В.П. Петрушак // Сб. науч. трудов "Вестник НТУ "ХПИ": Машинознавство і САПР. – 2007. – № 3. – С. 145-151.
7. Борзилов, І.Д. Визначення працездатності буксових вузлів вагонів вибродіагностичними методами [Текст] / І.Д. Борзилов, В.Г. Равлюк, М.Г. Равлюк // Зб. наук. праць ДонІЗТ. – Донецьк, 2009. – Вип. 19. – С. 83-92.
8. Барков, А.В. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации [Текст]: учебник / А.В. Барков, Н.А. Баркова. – СПб.: СПбГМТУ, 2004. – 156 с.
9. Баркова, Н.А. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Расчет основных частот вибрации узлов машин, параметров измерительной аппаратуры и практическая экспертиза [Текст] / Н.А. Баркова, А.А. Борисов. – СПб.: СПбГМТУ, 2009. – 111 с.
10. Михалків, С.В. Удосконалення технології діагностування підшипників кочення електричних двигунів тепловозів за вібраційними характеристиками [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / С.В. Михалків. — Харків, 2007. — 168 с.
11. Равлюк, В. Г. Удосконалення технології вибродіагностування буксових підшипників вантажних вагонів на проміжних ревізіях [Текст]: дис.... канд. техн. наук: 05.22.07 / В.Г. Равлюк. — Харків, 2014. – 206 с.
12. Mathew, J. (1989). Monitoring the Vibrations of Rotating Machine Elements-An Overview, *ASME, DE*. – Vol. 18-5. - P. 15-22.
13. Dyer, D. & Stewart, R. M. (1978). Detection of Rolling Element Bearing Damage by Statistical Vibration Analysis, *Transactions of the ASME Journal of Mechanical Design*. – Vol. 100, April. – P. 229-235.

Рецензент д-р техн. наук, професор В. Г. Маслієв

Равлюк Василь Григорович канд. техн. наук, доцент, кафедра вагонів, Український державний університет залізничного транспорту. Тел.: (057) 730-10-35. E-mail: ravvg@ukr.net.

Равлюк Микола Григорович, старший викладач, кафедра вагонів, Український державний університет залізничного транспорту. Тел.: (057) 730-10-35.

Чернієнко Микола Олексійович, магістрант.

Чепурнов Олександр Васильович, магістрант.

Ravlyuk Vassyl G. cand. of techn. sciences, docen of chair of cars of Ukrainian state University of railway transport. Tel.: (057) 730-10-35. E-mail: ravvg@ukr.net.

Ravlyuk Mykola G. a senior professor of chair of cars of Ukrainian state University of railway transport. Tel.: (057) 730-10-35.

Cherniienko Mykola O. master student.

Chepurnov Oleksandr V. master student.

Наукова праця здана до друку 14.09.2015 р.