

ДІАГНОСТИКА ПОШКОДЖЕНЬ ЗУБЧАСТИХ ПАР МЕТОДАМИ БІПЕРІОДИЧНО КОРЕЛЬОВАНИХ ВИПАДКОВИХ ПРОЦЕСІВ

Частина 2. Дослідження вібраційних сигналів редуктора вітрогенератора

Р.М. Юзефович^{1,2}, І.М. Яворський^{1,3}, О.В. Личак¹, Г.Р. Трохим¹, М.З. Варивода¹, П.О. Семенов⁴

¹Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України. 79060, м. Львів, вул. Наукова, 5.

E-mail: roman.yuzefovych@gmail.com

²Бидгощська Політехніка. 85796, Польща, м. Бидгощ, алея проф. С. Каліського, 7

³Національний університет «Львівська політехніка». 79013, м. Львів, вул. С. Бандери, 12

⁴Одеський національний морський університет. 65029, м. Одеса, вул. І. Мечнікова, 34

Наведено результати обробки вібраційних сигналів редуктора вітроенергетичної установки. Розглянуто модель вібрації у вигляді біперіодично корельованих випадкових процесів, що описує її стохастичну повторюваність з двома різними періодами. Отримано оцінки найменших квадратів періодів детермінованої частини вібраційного сигналу та потужності часових змін його стохастичної частини, а також проаналізовано амплітудні спектри детермінованих коливань і дисперсії стохастичних коливань для різних ступенів пошкодження. Запропоновано найефективніші для практичного застосування індикатори розвитку дефекту, що формуються на основі амплітудних спектрів. Проаналізовано кореляційну структуру стохастичної складової вібрації редуктора вітроенергетичної установки. Бібліогр. 20, табл. 1, рис. 16.

Ключові слова: редуктор вітроенергетичної установки, вібрація, періодична нестационарність, детерміновані коливання, кореляційна функція, індикатор розвитку дефекту

Вступ. Для вирішення задач технічної діагностики ефективними є методи статистичного аналізу вібраційних сигналів, що ґрунтуються на теорії та методах періодично корельованих випадкових процесів (ПКВП) [1] та на їх взаємному аналізі [2]. Однією з таких задач є оцінювання та контроль роботи елементів складних механічних систем, виявлення дефектів механізмів, що зароджуються, пошук індикаторів, які реагують на незначні відхилення параметрів технічного стану від норми. У [3] запропоновано модель у вигляді біперіодично корельованих випадкових процесів (БПКВП) для аналізу вібрацій пошкодженої зубчастої пари редуктора вітроенергетичної установки (ВЕУ), де модуляційна взаємодія детермінованих коливань двох коліс характеризується математичним сподіванням БПКВП, а взаємодія стохастичних коливань – кореляційною функцією БПКВП. Ряди Фур'є математичного сподівання та кореляційної функції складаються з гармонік частот обертання коліс, їх кратних і комбінацій. Гармоніки частот зчеплення є окремими гармоніками БПКВП представлення сигналу. Конкретний склад гармонік детермінованих і стохастичних коливань залежить від ступеня розвитку дефекту та місця його розташування.

Застосовано запропонований у [3] підхід для аналізу сигналів вібрації редуктора ВЕУ з використанням ПКВП для діагностики дефектів. У процесі

аналізу вібраційних сигналів визначено амплітудні спектри детермінованої складової коливань, а потужність часових змін стохастичної складової використано як характерні ознаки для оцінки ступеня розвитку дефекту. На основі результатів обробки вібраційних сигналів запропоновано найчутливіший індикатор для виявлення дефектів редуктора ВЕУ.

Аналіз реальних даних. Наведено результати аналізу піврічного моніторингу сигналів вібрацій редуктора ВЕУ з наступними характеристиками: кількість зубів шестерні – 25, кількість зубів колеса – 94. Тривалість отриманих вібраційних сигналів – 3,35 с (8192 точки). Фрагменти вібраційних сигналів, що відповідають різним стадіям розвитку дефекту зуба шестерні, наведено на рис. 1. Швидкості обертання високошвидкісного валу вимірювалися за допомогою тахометра та становили відповідно 1451,55, 1442,85 і 1404,75 об/хв для кожної зі стадій руйнування. З рис. 1 видно, що вібраційні сигнали для другої (рис. 1, б) та третьої (рис. 1, в) стадій руйнування містять чіткі удари, спричинені наявністю дефекту, що розвивається, а інтервали часу між ударами близькі до періоду обертання валу.

Обчислимо оцінки спектральних густин стаціонарного наближення сигналів для кожної зі стадій з використанням вікна Хеммінга:

Юзефович Р.М. – <https://orcid.org/0000-0001-5546-453X>, Яворський І.М. – <https://orcid.org/0000-0003-0243-6652>,

Личак О.В. – <https://orcid.org/0000-0001-5559-1969>, Трохим Г.Р. – <https://orcid.org/0000-0002-2472-1676>

© Р.М. Юзефович, І.М. Яворський, О.В. Личак, Г.Р. Трохим, М.З. Варивода, П.О. Семенов

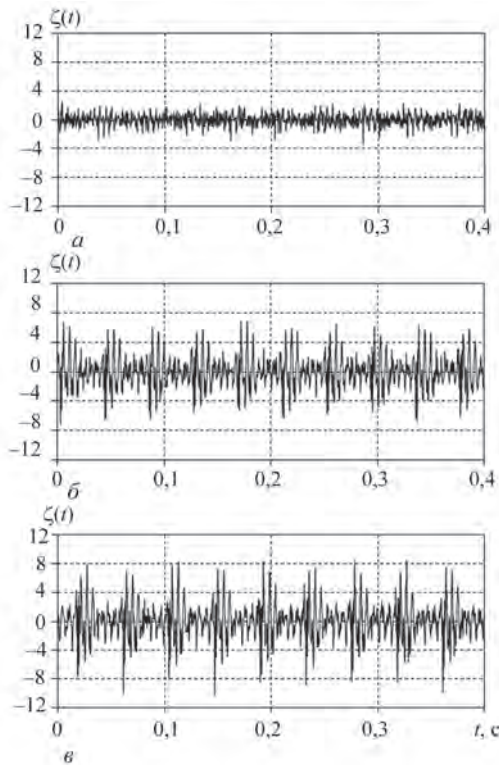


Рис. 1. Фрагменти реалізацій вібраційних сигналів для трьох стадій розвитку дефекту зуба шестерні

$$k(\tau) = \begin{cases} 0,54 + 0,46 \cos \frac{\pi\tau}{\tau_r}, & |\tau| \leq \tau_r, \\ 0, & |\tau| > \tau_r, \end{cases}$$

де τ_r – точка усічення корелограми. З отриманих результатів (рис. 2) випливає, що спектр потужності коливань знаходиться в діапазоні частот 0...10 кГц (рис. 2, а), а основна складова спектру потужності лежить у смузі, обмеженій 3 кГц (рис. 2, б).

Графіки на рис. 2 мають форму гребінки з різними амплітудами та смугами пропускання. Значення оцінки приймає пікові значення в точках, що співпадають за частотою зчеплення та кратним їй частотам, частотою обертання шестерні, кратними їй та їх взаємними комбінаціями. Від-

значимо смуги частот, які відповідають потужним резонансам, тобто $[f_r; 1,8f_r]$ і $[2,2f_r; 3f_r]$, де f_r – частота зчеплення. Потужності спектральних складових, які відповідають частотам обертання колеса (приблизно 6,4 Гц) і кратними їй, є незначними. Отже можна припустити, що детермінована та стохастична модуляції, викликані коливаннями ПКВП періоду обертання валу, також є незначними, і формально можна проаналізувати поточні дані як реалізації ПКВП.

Проведемо аналіз властивостей сигналу на частотах менше $1,8f_r$. Оцінки кореляційної функції та спектральної густини для стаціонарного наближення відфільтрованих сигналів, що відповідають трьом стадіям руйнування зуба шестерні, наведено на рис. 3, 4.

Нааявність незаникаючого «хвоста» є характерною рисою оцінок кореляційної функції ПКВП. З формули для кореляційної функції ПКВП стаціонарного наближення [3]:

$$R(\tau) = R_0(\tau) + \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{L_1} |m_k|^2 \cos k \frac{2\pi}{P} \tau \quad (1)$$

випливає, що незаникаючий «хвіст» містить косинусні коливання з амплітудами, які відповідають потужності кожної детермінованої складової гармоніки. У точці $\tau = 0$ вираз (1) визначає сумарну потужність детермінованих і стохастичних коливань. У точці $\tau_r = rP$, де r – натуральне число, для якого $R_0(rP) \approx 0$, отримуємо значення потужності детермінованих коливань. Для трьох розглянутих стадій деградації зуба шестерні сумарна потужність вібраційного сигналу дорівнює $0,95G^2$, $5,84G^2$ і $7,73G^2$, а потужність детермінованої складової вібраційного сигналу коливань – відповідно $0,72G^2$, $5,12G^2$ та $6,73G^2$. Отже частка потужності стохастичних коливань зменшується із розвитком дефекту. Якщо на початковій стадії розвитку дефекту ця частка приблизно дорівнює 30 %, то для останньої стадії вона дорівнює лише 14 %. Значимо, що незаникаючий «хвіст» кореляцій-

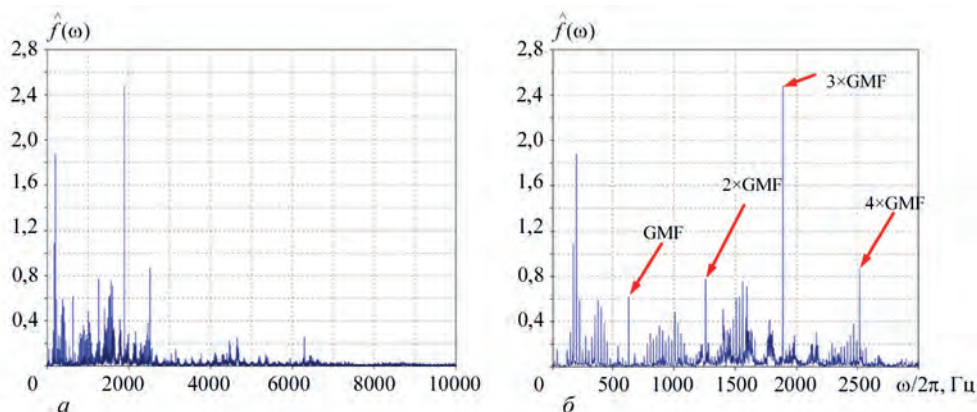


Рис. 2. Оцінка спектральної густини потужності вібраційного сигналу у стаціонарному наближенні для першої стадії: а – повний спектр; б – НЧ фрагмент спектру

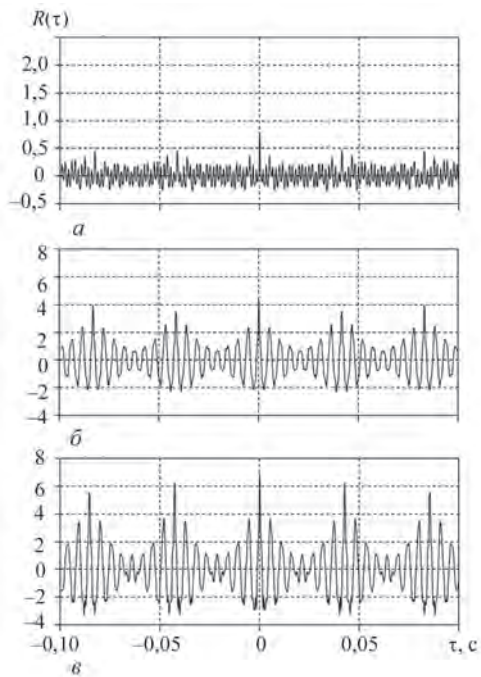


Рис. 3. Оцінки кореляційної функції відфільтрованих сигналів для трьох стадій розвитку дефекту зуба шестерні

ної функції має групову структуру, інтервал часу між окремими групами близький до періоду обертання валу. Наявність незанимаючого «хвоста» в оцінці кореляційної функції призводить до появи дискретних компонентів в оцінці спектральної густини, які представлено піками на певних частотах (рис. 4). Виявлені піки також можуть бути результатом вузькосмуговості стохастичних компонентів. Отже отримані спектри вібраційного

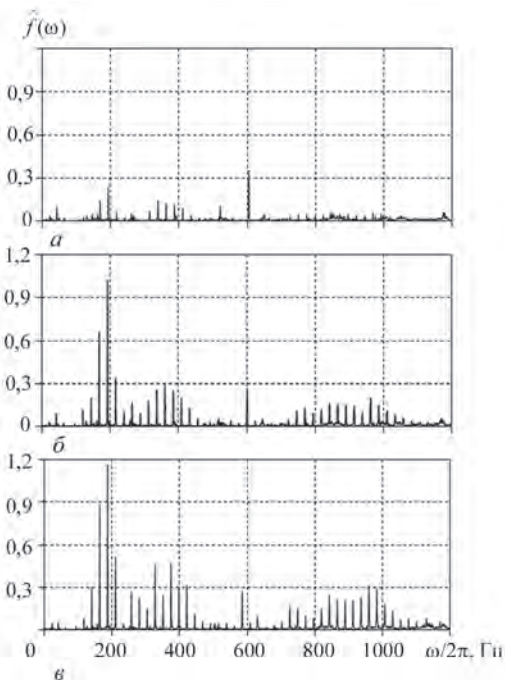


Рис. 4. Оцінки спектральної густини потужності відфільтрованих сигналів для трьох стадій розвитку дефекту зуба шестерні

сигналу ускладнюють інтерпретацію результатів спектральної оцінки та їх кількісний аналіз. Для дискретної оцінки спектру маємо [3]:

$$\hat{f}_d(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f_d(\omega_1) \lambda(\omega - \omega_1) d\omega_1,$$

$$\text{де } f_d(\omega) = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{L_1} |m_k|^2 f(\omega - k\omega_0) i$$

$$\lambda(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} k(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau.$$

Таким чином:

$$\hat{f}_d(\omega) = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{L_1} |m_k|^2 \lambda(\omega - k\omega_0).$$

Оскільки $\lambda(0) \leq \tau_r$, то пікові значення не дорівнюють потужності окремої гармоніки і змінюються, якщо змінюється значення τ_r . Тому необхідно проводити розділення неперервних і дискретних компонентів спектру та їх окремий аналіз за допомогою відповідних методів. Зокрема це важливо для моніторингу механізмів, тому що дискретні та безперервні компоненти можуть бути викликані різними типами дефектів.

Оцінка періоду є початковим етапом виділення та аналізу детермінованої складової коливальних вібрацій. Слід звернути увагу, що точність оцінки періоду повинна бути досить високою, щоб досягти мінімального зміщення початкової точки усереднення. Для оцінки періоду застосовано метод найменших квадратів, оскільки в цьому випадку ми можемо враховувати сукупну потужність вибраних гармонік детермінованої складової, що підвищує ефективність оцінки. Відзначимо, що систематична похибка оцінок методу найменших квадратів періоду має порядок $O(T^2)$, а середньоквадратичне значення випадкової похибки – $O\left(T^{\frac{3}{2}}\right)$ [4].

Залежності квадратичного функціонала, обчислені за [3], від пробної частоти для трьох стадій руйнування зубчастої передачі зображено на рис. 5. Точки максимуму функціоналу для кожної з трьох стадій з точністю до трьох знаків після коми відповідають базовій оцінці частоти та дорівнюють $f_0 = 24,206$ Гц (рис. 5, а), $f_0 = 24,055$ Гц (рис. 5, б) та $f_0 = 23,423$ Гц (рис. 5, в) відповідно. Розраховані значення основної частоти детермінованих коливальних близькі до значень, отриманих шляхом вимірювання тахометром, а саме 24,192; 24,047 і 23,412 Гц.

Виходячи з розрахункових значень базової частоти розраховано амплітуди гармонік детермінованої складової вібрації, що представлені на рис. 6.

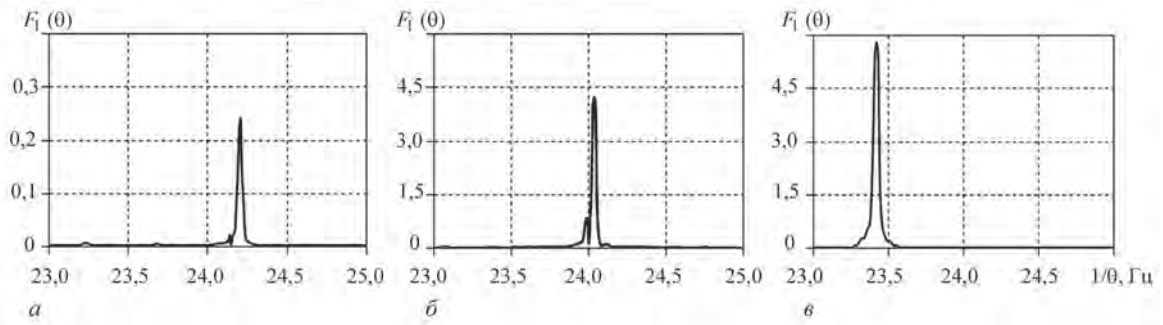


Рис. 5. Залежність квадратичного функціоналу першого порядку від пробної частоти для трьох стадій розвитку дефекту зуба шестерні

Перші гармоніки спектрів детермінованої складової можна інтерпретувати як порядки гармоніки частоти обертання валу. Двадцять п'ята гармоніка відповідає першій гармоніці частоти зчеплення, а частоти вищих гармонік є лінійними комбінаціями частот зчеплення та частоти обертання. На першій стадії розвитку дефекту амплітуда гармоніки частоти зчеплення є найбільшою. Зі зростанням пошкодження гармоніки 6–9-го порядків стають домінуючими, хоча загальний вигляд амплітудних спектрів залишається подібним. Сума амплітуд гармонік для ступенів розвитку дефекту дорівнює 3,47, 7,44 і 10,50 відповідно, тоді як сумарні потужності гармонік дорівнюють 0,36, 3,52 і 4,63. Обчислені відповідно до [3] значення індикатора I_1 змінюється з 2,14 до 3,03, а індикатора I_2 – з 9,87 до 12,8. На основі синусних та косинусних коефіцієнтів Фур'є [1] можна розрахувати оцінку математичного сподівання ПКВП для всіх моментів часу $t \in [0, \hat{P}_1]$ (рис. 7).

Виходячи з [1, 17] і враховуючи розраховані значення кореляційної функції, можна зробити висновок, що для заданої довжини реалізації стандартне відхилення $\sigma[\hat{m}(t)]$ оцінки математичного сподівання менше ніж 0,01. Детерміновані коливання мають групову структуру, а інтервали часу між групами близькі до періоду обертання валу і кожна група складається приблизно з восьми коливань.

Подальший аналіз стану редуктора проводився на основі центрованих вібраційних сигналів, отриманих шляхом віднімання від сигналу оцінки математичного сподівання ПКВП, тобто $\xi(t) = \xi(t) - \hat{m}(t)$. Оцінки кореляційної функції центрованих сигналів (рис. 8) мають форму повільно зникаючих груп, які слідують одна за одною з періодом обертання. Ці групи стають чітко помітними для другої (рис. 8, б) і третьої (рис. 8, в) стадій розвитку дефекту. У міру зростання значення зсуву τ значення оцінки зменшується до флуктуацій малої потужності, отже детерміновані коливання повністю виділені з вібраційного сигналу.

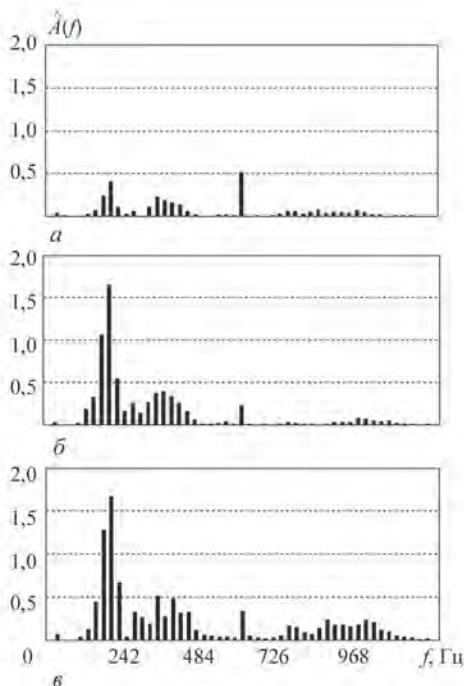


Рис. 6. Амплітудні спектри детермінованої складової коливань для трьох стадій розвитку дефекту зуба шестерні

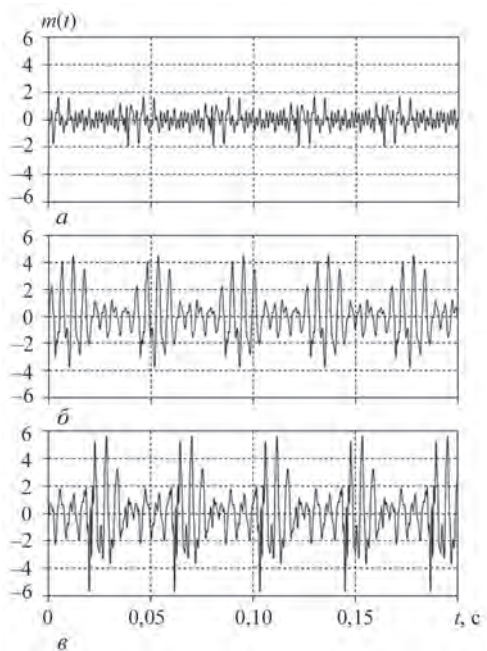


Рис. 7. Оцінки математичного сподівання вібраційного сигналу для трьох стадій розвитку дефекту зуба шестерні

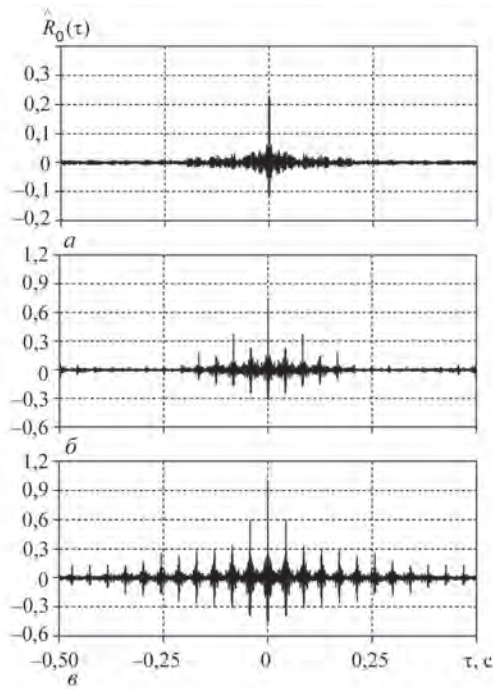


Рис. 8. Оцінки кореляційної функції стохастичної складової вібрації для трьох стадій розвитку дефекту зуба шестерні

Спектральні густини стохастичної складової вібраційних сигналів містять лише неперервну компоненту сигналу (рис. 9, 10). Гребінчаста форма оцінок спектральних густин вказує на вузькосмугову модуляцію несучих гармонік ПКВП низько- та високочастотного діапазону. Це означає, що модулюючі процеси можна представити у вигляді суми низькочастотної та високочастотної вузькосмугових складових, які можна моделювати

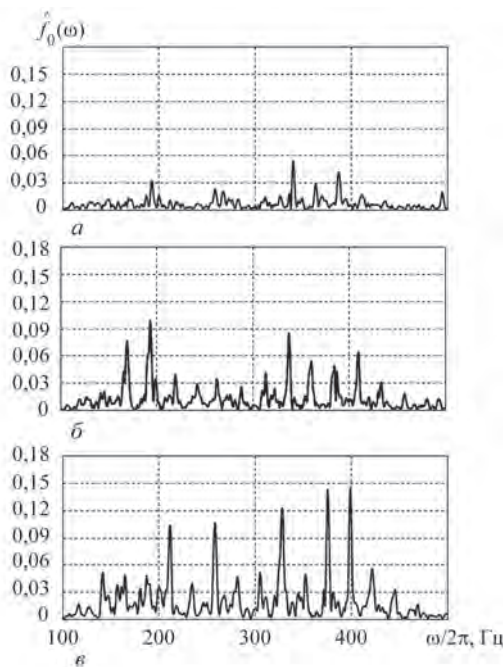


Рис. 9. Оцінки спектральних густин стохастичних складових вібрації в області низьких частот для трьох стадій розвитку дефекту зуба шестерні

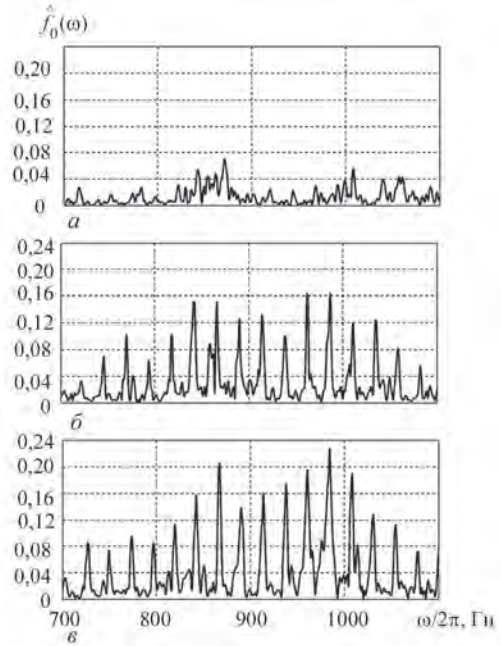


Рис. 10. Оцінки спектральних густин стохастичних складових вібрації у високочастотній області для трьох стадій розвитку дефекту зуба шестерні

за допомогою представлення Райса [5]. Висновки про кореляції або відсутність кореляцій між цими компонентами в межах низько- та високочастотних областей можна зробити лише на основі результатів ПКВП-аналізу.

Залежності функціонала МНК [3] від пробної частоти для кожної стадії руйнування зуба шестерні містить чітко визначений пік (рис. 11) у точці, яка розглядається як оцінка періоду дисперсії

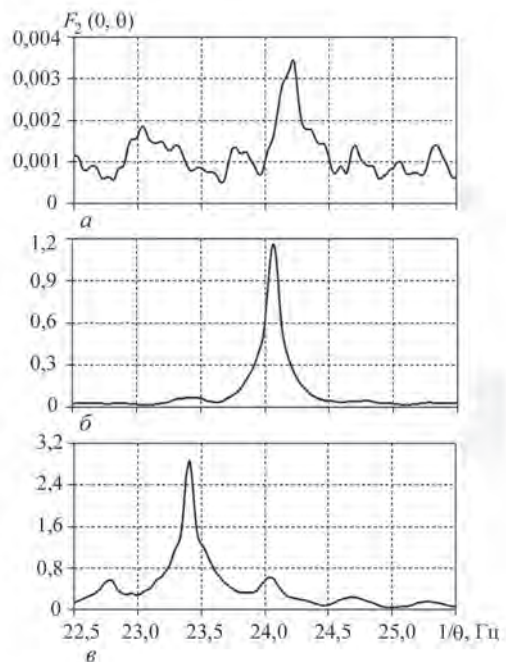


Рис. 11. Залежності квадратичного функціонала другого порядку від пробного періоду для трьох стадій розвитку дефекту зуба шестерні

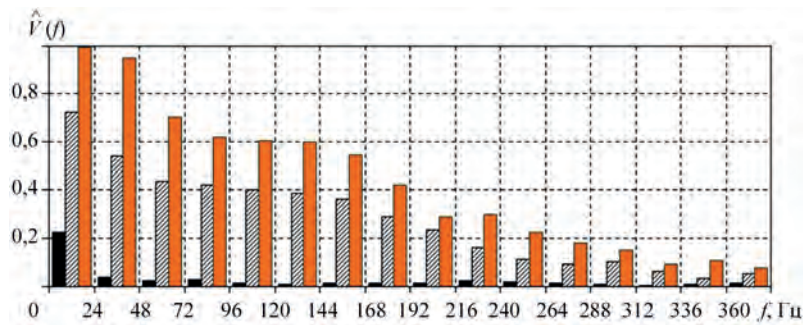


Рис. 12. Амплітудний спектр періодичних змін дисперсії для трьох стадій розвитку дефекту зуба шестерні

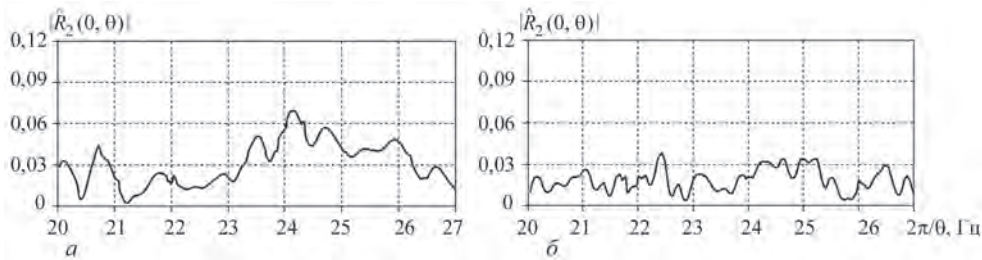


Рис. 13. Дисперсія компонентів першого (а) і другого (б) функціоналу для першої стадії розвитку дефекту

або основної частоти. Оцінені значення основної частоти f_0 дорівнюють: 24,196, 24,075 і 23,423 Гц.

Ці значення також несуттєво відрізняються від основних частотних оцінок математичного сподівання вібросигналів. Чітко визначений пік на графіку на рис. 11, а відповідає ранній стадії виникнення дефекту. Враховуючи потужності піків на рис. 11, б, в, робимо висновок про наявність розвинутого дефекту. Знаючи значення f_0 , розраховано амплітудний спектр зміни дисперсії в часі (рис. 12).

На рис. 13 представлено графіки статистик:

$$|\hat{R}_k(0, \theta)| = \left[[R_k^c(0, \theta)]^2 + [R_k^s(0, \theta)]^2 \right]^{\frac{1}{2}}.$$

Як бачимо з рис. 13, на графіках відсутні домінуючі екстремуми, з чого важко зробити будь-які висновки щодо розвитку дефекту.

Амплітудні спектри дисперсії $\hat{V}(kf_0)$ (рис. 12) повільно спадають зі зростанням частоти, що особливо характерно для двох останніх стадій розвитку дефекту. Спектральні складові, рознесені по частоті більше ніж на 280 Гц, є слабокорельованими. Отже, низькочастотна і високочастотна модуляції є некорельованими. Для врахування цієї особливості формуємо індикатор:

$$I_4 = \frac{\Delta \hat{R}_0(0) + \sum_{k=1}^{L_2} \hat{V}(kf_0)}{\hat{R}_0^{(i)}(0)}, \quad (2)$$

де $\Delta \hat{R}_0(0) = \hat{R}_0^c(0) - \hat{R}_0^{(i)}(0)$. Індикатор I_4 має наступні значення: 1,29, 13,82 і 30,72 відповідно для кожної зі стадій розвитку дефекту. Суттєве збільшення індикатора I_4 свідчить про його високу чутливість до зміни стану зубчастої пари.

Зазначимо, що використані в роботі індикатори відрізняються від індикаторів циклостационарності. Стан зубчастої передачі описується відношенням потужності зміни в часі математичного сподівання або дисперсії до початкових значень цих величин, але не до усередненої за часом дисперсії для кожного стану. Остання істотно змінюється в міру розвитку дефекту. Саме тому доцільно враховувати ці зміни, як це було показано вище.

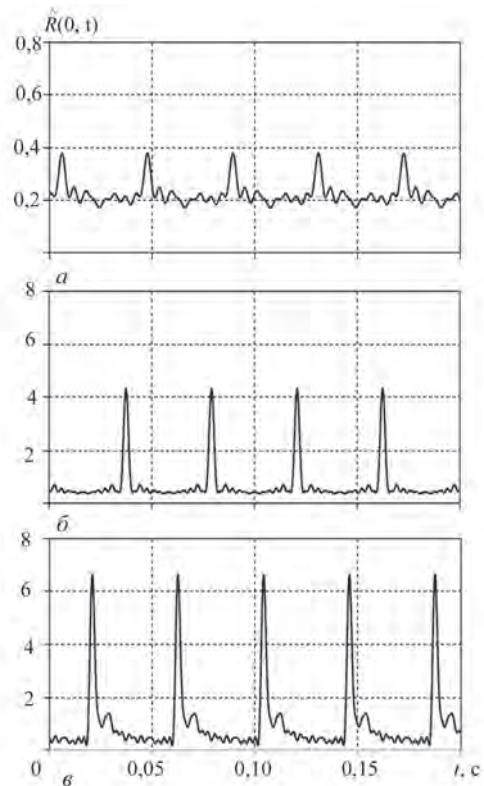


Рис. 14. Оцінки функцій дисперсії стохастичних складових коливань для трьох стадій розвитку дефекту зуба шестерні

Графіки зміни дисперсії в часі наведено на рис. 14. На інтервалі часу, що дорівнює періоду нестационарності, ці зміни містять значний викид, спричинений дефектом зубчастої передачі. Ці викиди є особливо сильними для двох останніх стадій, коли дефект зуба добре розвинений і близький до поломки.

Поломку зуба шестерні було підтверджено після проведення чергової перевірки редуктора групою обслуговуючого персоналу (рис. 15). Відносно стандартне відхилення оцінки кореляційної функції $\sigma_r[\hat{R}(t,0)]$, обчислене за [1, 4], для заданої довжини реалізації, менше за 0,04.

Специфічні особливості пошкодження також можна встановити на основі аналізу кореляційних функцій стохастичної складової вібраційного сигналу (рис. 16).

У цьому випадку кореляційні коливання є суперпозицією зникаючих хвиль з близькими частотами $\mu_0 \pm k\omega_0$, де μ_0 – резонансна частота зубчастої пари.

Методи ПКВП аналізу вібрацій, запропоновані в [1, 4] для раннього виявлення дефектів, відрізняються від методів так званого циклостационарного аналізу, які традиційно використовуються в літературі [5–10].

Циклостационарний аналіз включає розрахунок циклічної автокореляційної функції залежно від часу та зсуву та її двовимірне перетворення Фур'є, пошук корельованих гармонік, розрахунок функцій когерентності та їх інтегрування, визначення так званої інформативної смуги частот та різні розвинуті процедури кінцевого розгляду тощо [11–18].



Рис. 15. Фото зуба ведучої шестерні редуктора

Стадії розвитку дефекту

Індикатор	Стадія				
	Початкова	Мала	Середня	Висока	Небезпечна
I_2	$I_2 < 0,5$	$0,5 \leq I_2 < 2,0$	$2,0 \leq I_2 < 4,0$	$4,0 \leq I_2 < 10,0$	$I_2 \geq 10,0$
I_4	$I_4 < 2,0$	$2,0 \leq I_4 < 10,0$	$10,0 \leq I_4 < 20,0$	$20,0 \leq I_4 < 25,0$	$I_4 \geq 25,0$

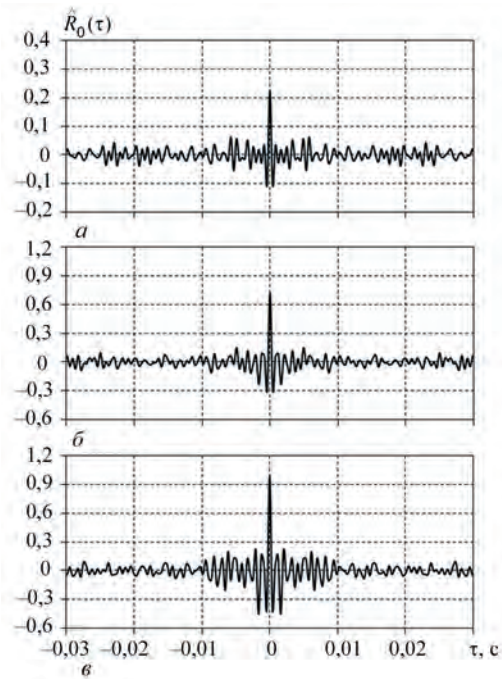


Рис. 16. Залежності кореляційних функцій стохастичної складової вібраційного сигналу для трьох стадій розвитку дефекту зуба шестерні

ПКВП аналіз проводиться в частотно-часовій області без переходу в двочастотну область. Часова структура вібраційного сигналу досліджувалася на основі розкладання моментних функцій першого та другого порядку в ряди Фур'є. Амплітудні спектри детермінованої складової вібрацій та часових змін потужності для стохастичної частини використовуються для опису стану машин. Аналіз у стаціонарному наближенні проводиться для з'ясування загальних властивостей спектрального складу коливань та визначення частотного інтервалу для виявлення прихованих періодичностей.

Ефективні методи виявлення прихованих періодичностей першого та другого порядку, розроблені в [1, 4], забезпечують визначення періоду детермінованих коливань та періоду часових змін моментних функцій другого порядку для кожної окремої реалізації з необхідною точністю. Це дає змогу отримати оцінки відповідних амплітудних спектрів, які можуть бути використані як базис для оцінки технічного стану машини. Амплітудний спектр дисперсії визначається модулем кореляційних компонентів (циклічних функцій) у точці зі зсувом $\tau = 0$:

$$|R_k(0)| = \int_{-\infty}^{\infty} f_k(\omega) d\omega \quad k = \overline{1, L_2}$$

Амплітуда окремих гармонік порядку k є сумарною характеристикою кореляцій спектральних гармонік, частоти яких зміщені на $k\omega_0$. Підсумовуючи амплітуди всіх порядків, отримуємо сумарну характеристику для всіх можливих кореляцій спектральних гармонік стохастичної складової коливань, хоча цей аналіз виконується лише в циклічній частотній області в рамках гармонійного аналізу рядів Фур'є.

Усереднена за часом потужність стохастичних коливань, яка визначається $R_0(0)$, зростає із розвитком дефекту, що обумовлює включення значення приросту $\Delta R_0(0)$ у (2) для індикатора виявлення дефектів. Таким чином, можна очікувати, що індикатор I_4 , сформований на основі всіх коефіцієнтів Фур'є дисперсії, буде максимально чутливим до змін стану зубчастої пари.

Часові зміни дисперсії в загальному випадку не локалізовані в частотній області. Максимальна різниця частот між корельованими гармоніками визначається найбільшим номером гармоніки дисперсії.

Слід зазначити, що дисперсія циклічної статистики, яка використовується в аналізі «квадрату обвідної» [12, 14, 19, 20], має порядок $O(T^1)$, тоді як дисперсія оцінки базової частини має порядок $O(T^3)$, а МНК оцінка забезпечує істотно більше відношення сигнал/шум. Оскільки амплітуда кожної окремої гармоніки дисперсії $|R_k(0)|$ завжди менша ніж $R_0(0)$, тобто $|R_k(0)| \leq R_0(0), \forall k = 1, L_2$, то МНК оцінка має очевидну перевагу при пошуку прихованих періодичностей.

Для відомої базової частоти циклічну (компонентну) оцінку можна вважати фільтрацією сигналу з передаточною функцією у вигляді гребінки, що досягає піків у точках $f = kf_0, \forall k = 1, L_2$. Ці піки стають гострішими (вужчими) зі збільшенням довжини реалізації. Такий підхід дозволяє підвищити точність обробки та уникнути трудомістких процедур, які зазвичай використовуються для вдосконалення традиційних методів на основі дискретного перетворення Фур'є [10, 11]. Амплітудний спектр детермінованої складової коливань і, насамперед, амплітудний спектр часових змін потужності стохастичної складової коливань характеризує особливості дефекту. Сформовані на основі цих спектрів індикатори можуть бути ефективно використані для аналізу стану машин та механізмів. Виходячи з чисельних результатів обробки часових рядів сигналів вібрації редуктора ВЕУ, можна виділити стадії розвитку дефекту (таблиця).

Слід зазначити, що аварійна стадія розвитку дефекту характеризується швидким зростанням обох показників. Рекомендуємо застосовувати обидва ці показники на практиці. Зазначимо, що

числові значення показників отримано на основі аналізу сигналу в діапазоні частот до 1 кГц.

Висновки

Показано, що параметри першого та другого порядку ПКВП вібрації у смузі частот $[0; 1,8f_r]$ є достатньо чутливими до зміни стану механізму та повною мірою забезпечують успішне виявлення дефектів і моніторингу їх розвитку.

Для виявлення прихованих періодичностей другого порядку використовувався МНК функціонал. Його залежності від пробного періоду мають різкі піки в точках, які прийняті за періоди часових змін дисперсії. Наявність таких піків зростання свідчить про те, що зародилося і розвивається локальне пошкодження. Для порівняння різних стадій розвитку дефекту було обрано сумарну амплітуду гармонік дисперсії. При цьому значення амплітуд для гармонік, порядок яких більше дванадцяти, були несуттєвими. Це означає, що спектральні компоненти, частотні інтервали між якими більші за 280 Гц, є слабкорельованими, а тому низькочастотна і високочастотна модуляції є некорельованими.

За відсутності дефекту дисперсія не містить часових змін, тому для кількісної характеристики зміни стану механізму доцільно вибрати початкове значення нульової кореляційної компоненти $R_0(0)$, що визначає середню потужність стохастичної складової вібраційних коливань. Середня потужність зростає в процесі розвитку дефекту, тому це зростання було враховане у формулі для стохастичного індикатора стану механізму. Показано, що зміна цього індикатора значно перевищує зміну «детерміністичного» індикатора, який визначається потужністю детермінованих складових коливань, при цьому потужність останніх значно перевищує потужність стохастичних складових. Отримані результати дають підстави рекомендувати запропонований стохастичний індикатор для моніторингу редуктора ВЕУ.

Список літератури/References

1. Яворський І. (2013) *Математичні моделі та аналіз стохастичних коливань*. Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, Львів.
Javorskyj, I.M. (2013) *Mathematical models and analysis of stochastic oscillations*. PMI, Lviv [in Ukrainian].
2. Jaworskyj, I., Matsko, I., Yuzefovych, R., Zakrzewski, Z. (2016) Coherence function of interrelated Periodically Nonstationary Random Processes. *Radioelectronics and Communication Systems*, **59**(3), 128–140. DOI: <https://doi.org/10.3103/S0735272716030043>
3. Яворський І., Юзефович Р., Личак О. та ін. (2022) Застосування методів біперіодично корельованих випадкових процесів для дослідження вібраційних сигналів зубчастих передач. Частина 1. Теоретичні аспекти. *Технічна ді-*

- агностика та неруйнівний контроль*, **4**, 4–11. DOI: <https://doi.org/10.37434/tdnk2022.04.01>
- Javorskyj, I.M., Yuzefovych, R.M., Lychak, O.V. et al. (2022) Diagnostics of gear pair damage using the methods of bi-periodically correlated random processes. Part 1. Theoretical aspects of the problem. *Tekh. Diahnost. ta Neruiniv. Kontrol*, **4**, 4–11 [in Ukrainian].
4. Javorskyj, I., Kravets, I., Matsko, I., Yuzefovych, R. (2017) Periodically correlated random processes: application in early diagnostics of mechanical systems. *Mech. Syst. Signal Process.*, **83**, 406–438. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2016.06.022>
 5. Antoni, J., Bonnardot, F., Raad, A., El Badaoui, M. (2004) Cyclostationary modeling of rotating machine vibration signals. *Mech. Syst. Signal Process.*, **18**(6), 1285–1314. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0888-3270\(03\)00088-8](https://doi.org/10.1016/S0888-3270(03)00088-8)
 6. Antoni, J. (2009) Cyclostationarity by examples. *Mech. Syst. Signal Process.*, **23**(4), 987–1036. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2008.10.010>
 7. Randall, R.B., Antoni, J. (2011) Rolling element bearing diagnostics – A tutorial. *Mech. Syst. Signal Process.*, **25**(2), 485–520. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2010.07.017>
 8. Randall, R.B., Antoni, J., Chobsaard, S. (2001) The relationship between spectral correlation and envelope analysis. *Mech. Syst. Signal Process.*, **15**(5), 945–962. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2001.14.15>
 9. Antoni, J. (2007) Cyclic spectral analysis in practice. *Mech. Syst. Signal Process.*, **21**(2), 597–630. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2006.08.007>
 10. Abboud, D., El Badaoui, M., Smith, W., Randall, B. (2019) Advanced bearing diagnostics: A comparative study of two powerful approaches. *Mech. Syst. Signal Process.*, **114**, 604–627. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2018.05.011>
 11. Wang, D., Zhao, X., Kou, L.-L. et al. (2019) A simple and fast guideline for generating enhanced/squared envelope spectra from spectral coherence for bearing fault diagnosis. *Mech. Syst. Signal Process.*, **122**, 754–768. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2018.12.055>
 12. Patel, V.N., Tandon, N., Pandey, R.K. (2012) Defect detection in deep groove ball bearing in presence of external vibration using envelope analysis and Duffing oscillator. *Measurement*, **45**(5), 960–970. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2012.01.047>
 13. Borghesani, P., Pennacchi, P., Randall, R.B. et al. (2013) Application of cepstrum pre-whitening for the diagnosis of bearing faults under variable speed conditions. *Mech. Syst. Signal Process.*, **36**(2), 370–384. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2012.11.001>
 14. Betea, B., Dobra, P., Gherman, M.-C., Tomesc, L. (2013) Comparison between envelope detection methods for bearing defects diagnose. *IFAC Proc.*, **46**(6), 137–142. DOI: <https://doi.org/10.3182/20130522-3-RO-4035.00010>
 15. Antoni, J. (2006) The spectral kurtosis: a useful tool for characterizing non-stationary signals. *Mech. Syst. Signal Process.*, **20**(2), 282–307. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2004.09.001>
 16. Antoni, J., Randall, R.B. (2006) The spectral kurtosis: application to the vibratory surveillance and diagnostics of rotating machines. *Mech. Syst. Signal Process.*, **20**(2), 308–331. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2004.09.002>
 17. Wang, D., Tse, P.W., Tsui, K.L. (2013) An enhanced Kurtogram method for fault diagnosis of rolling element bearings. *Mech. Syst. Signal Process.*, **35**(1–2), 176–199. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2012.10.003>
 18. Sawalhi, N., Randall, R.B., Endo, H. (2007) The enhancement of fault detection and diagnosis in rolling element bearings using minimum entropy deconvolution combined with spectral kurtosis. *Mech. Syst. Signal Process.*, **31**(6), 2616–2633. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2006.12.002>
 19. Borghesani, P., Pennacchi, P., Ricci, R., Chatterton, S. (2013) Testing second order cyclostationarity in the squared envelope spectrum of non-white vibration signals. *Mech. Syst. Signal Process.*, **40**(1), 38–55. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2013.05.012>
 20. Courrech, J., Gaudel, M. (1987) *Envelope analysis the key to rolling-element bearing diagnosis*. Brüel & Kjær, Denmark.

DIAGNOSTICS OF GEAR PAIR DAMAGE USING THE METHODS OF BIPERIODICALLY CORRELATED RANDOM PROCESSES.

Part 2. Investigation of vibration signals of the wind power generator gearbox

R.M. Yuzefovych^{1,2}, I.M. Javorskyj^{1,3}, O.V. Lychak¹, G.R. Trokhym¹, M.Z. Varyvoda¹, P.O. Semenov⁴

¹G.V. Karpenko Physico-Mechanical Institute of NASU. 5 Naukova str., 79060, Lviv, Ukraine.

E-mail: roman.yuzefovych@gmail.com

²Bydgoszcz University of Sciences and Technology. 7, Prof. S. Kaliskiego al., 85796, Bydgoszcz, Poland.

³Lviv Polytechnic National University. 12 S. Bandery str., 79000, Lviv, Ukraine.

⁴Odesa National Maritime University. 34 I. Mechnikova str., 65029, Odesa, Ukraine.

The results of processing the vibration signals of the wind power generator gearbox are given. The model of vibration in the form of bi-periodically correlated random processes (BPCRP), which describes its stochastic repeatability with two different periods, is considered. Least squares (LS) estimates of the periods of the deterministic part of the vibration signal and the temporal changes of power of its stochastic part were obtained. The amplitude spectra of deterministic oscillations and dispersion of stochastic oscillations for different degrees of gearbox damage were analyzed. The most effective indicators of defect development, which are formed on the basis of amplitude spectra, are proposed for practical use. The correlation structure of the stochastic vibration component of the wind turbine gearbox was analyzed. 20 Ref., 1 Tabl., 16 Fig.

Keywords: wind power generator gearbox, vibration, periodical non-stationarity, deterministic oscillations, correlation function, defect development indicator

Надійшла до редакції 01.02.2023