

DOI: <https://doi.org/10.36910/6775-2524-0560-2025-59-36>

УДК 621.317.39:534.1:534.6

Димова Ганна Олегівна, к.т.н., Phd., доцент

<https://orcid.org/0000-0002-5294-1756>

Херсонський державний аграрно-економічний університет, м. Херсон, Україна

АНАЛІЗ ВІБРОАКУСТИЧНИХ СИГНАЛІВ ДЛЯ ДІАГНОСТИКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

Димова Г. О. Аналіз віброакустичних сигналів для діагностики технічного стану електромеханічного обладнання. У статті розглянуто методологічні та прикладні аспекти аналізу віброакустичних сигналів, що використовуються для діагностики технічного стану електромеханічного обладнання. Основну увагу приділено функціональній діагностиці як складовій системи управління технічним станом об'єктів. Показано, що ефективність виявлення дефектів значною мірою залежить від здатності виділяти і аналізувати різні типи коливальних сигналів: періодичні, випадкові та ударні. Окремо проаналізовано можливості спектрального аналізу низькочастотних вібрацій для роторних машин, а також особливості застосування високочастотного аналізу для діагностики підшипників кочення і систем зворотно-поступальної дії. Розглянуто методи SPM та акустичної емісії, що забезпечують високий рівень чутливості до мікроефектів. Описано труднощі діагностики в середньочастотному діапазоні, які обумовлені складною структурою коливальних процесів і великою кількістю резонансів. Наголошено на важливості застосування статистичних методів для аналізу випадкових вібрацій, зокрема розрахунку середньоквадратичних значень, коефіцієнтів асиметрії та ексцесу, а також визначення порогових значень діагностичних параметрів. Вказано на перспективність вейвлет-аналізу та автоматизованих цифрових методів обробки сигналів для підвищення достовірності діагностики. Отримані результати можуть бути використані при розробці автоматизованих систем контролю та обслуговування технічного стану обладнання за фактичним станом.

Ключові слова: віброакустичний сигнал, технічний стан, функціональна діагностика, спектральний аналіз, SPM-метод, акустична емісія, вейвлет-аналіз, випадкова вібрація, автоматизовані системи контролю.

Dymova H. Analysis of Vibroacoustic Signals for Diagnosing the Technical Condition of Electromechanical Equipment. The article considers methodological and applied aspects of the analysis of vibroacoustic signals used to diagnose the technical condition of electromechanical equipment. The main attention is paid to functional diagnosing as a component of the technical condition management system of facilities. It is shown that the efficiency of defect detection largely depends on the ability to isolate and analyze different types of vibrational signals: periodic, random, and shock. The possibilities of spectral analysis of low-frequency vibrations for rotary machines, as well as the features of the application of high-frequency analysis for the diagnosing rolling bearings and reciprocating systems, are separately analyzed. SPM and acoustic emission methods are considered, which provide a high level of sensitivity to microdefects. The diagnosing difficulties in the mid-frequency range are described, which are due to the complex structure of oscillatory processes and a large number of resonances. The importance of using statistical methods for analyzing random vibrations is emphasized, in particular, calculating mean square values, asymmetry and kurtosis coefficients, as well as determining threshold values of diagnostic parameters. The prospects of wavelet analysis and automated digital signal processing methods for increasing the reliability of diagnostics are indicated. The results obtained can be used in the development of automated systems for monitoring and maintaining the technical condition of equipment based on the actual condition.

Keywords: vibroacoustic signal, technical condition, functional diagnosing, spectral analysis, SPM method, acoustic emission, wavelet analysis, random vibration, automated control systems.

Постановка проблеми. Сучасні методи діагностики електромеханічного обладнання, зокрема вібраційного аналізу, демонструють високу ефективність лише для обмеженого класу об'єктів або умов. Однак складна структура коливальних процесів, присутність як детермінованих, так і випадкових компонент, обмежений доступ до деяких вузлів, а також недостатня чутливість традиційних методів у середньочастотному діапазоні створюють значні труднощі при оцінюванні технічного стану багатьох типів машин. Проблема ускладнюється ще й тим, що обробка сигналів потребує чіткого поділу їх на різні компоненти без втрати діагностичної інформації, а існуючі методи не завжди забезпечують належний рівень достовірності. Це зумовлює потребу в удосконаленні підходів до аналізу віброакустичних сигналів, зокрема із залученням сучасних цифрових, статистичних та адаптивних методів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблематика віброакустичної діагностики електромеханічного обладнання активно досліджується у зв'язку з переходом промислових підприємств до концепції технічного обслуговування за фактичним станом. У працях вітчизняних та зарубіжних дослідників [1, 2] відзначено, що традиційні методи спектрального аналізу низькочастотних сигналів є ефективними для роторного обладнання, проте не забезпечують достатньої інформативності при діагностиці складних систем, зокрема зворотно-поступальної дії або компактних механізмів з обмеженим доступом до вузлів.

Ряд досліджень присвячено застосуванню методу ударних імпульсів (SPM), який започатковано шведськими інженерами для виявлення мікродефектів у підшипниках кочення [3]. У подальших роботах цей підхід було адаптовано до діагностики насосного обладнання, систем подачі палива та редукторів. Метод акустичної емісії, що знайшов широке застосування у визначенні мікротріщин у посудинах під тиском та статично навантажених елементах, також активно використовується для аналізу вібраційних сигналів у високочастотному діапазоні [4].

У роботах дослідників різних країн [5] було закладено основи виділення випадкових складових вібраційного сигналу за допомогою широкосмугових та адаптивних фільтрів. Подальші дослідження підтвердили, що значний обсяг діагностичної інформації міститься в модуляціях потужності випадкової вібрації, які відображають тертя, гідродинамічні й аеродинамічні ефекти.

Значну увагу в останні роки приділяють використанню вейвлет-аналізу для обробки імпульсних сигналів складної структури, а також розвитку цифрових алгоритмів демодуляції (на основі перетворення Гільберта) з метою виділення амплітудної або частотної модуляції, що виникає при розвитку дефектів. Паралельно розробляються системи автоматизованої обробки даних, в тому числі з використанням елементів машинного навчання, для підвищення об'єктивності оцінювання технічного стану.

Таким чином, сучасний рівень досліджень демонструє як ефективні рішення для окремих класів обладнання, так і наявність невирішених проблем щодо обробки складних сигналів у широкому частотному діапазоні.

Виділення раніше не вирішених частин проблеми. Незважаючи на тривалий розвиток методів віброакустичної діагностики, у цій галузі досі існують кілька важливих аспектів, що залишаються недостатньо вирішеними і суттєво ускладнюють практичне впровадження функціональної діагностики електромеханічного обладнання, особливо в умовах змінного навантаження, складної коливальної структури та обмеженого доступу до контрольних точок. Однією з ключових проблем є відсутність уніфікованих підходів до виділення та інтерпретації змішаних вібраційних сигналів, які у реальних умовах експлуатації майже завжди містять поєднання періодичних, випадкових та ударних компонентів. Їх взаємне накладання створює додаткові труднощі для традиційного спектрального аналізу, особливо у середньочастотному діапазоні, де жодна складова не є домінуючою.

Ще одним суттєвим ускладненням є складність діагностики в умовах багатокомпонентної резонансної структури, що характерна для обладнання з великою кількістю вузлів і складними коливальними зв'язками, зокрема для поршневих машин і авіаційних двигунів. У таких системах традиційні методи виявляються малоефективними через накладання численних гармонік і наявність високочастотних резонансів. До цього додається ще одна проблема – недостатня розробленість статистичних методів аналізу в умовах нестационарності. Більшість відомих статистичних підходів, таких як розрахунок середньоквадратичного значення, асиметрії або ексцесу, ґрунтуються на припущенні про стаціонарність сигналу, що суттєво обмежує їхню застосовність у динамічно змінних режимах роботи обладнання.

Крім того, ускладнення викликає низький ступінь автоматизації процесів обробки складних вібраційних сигналів. Незважаючи на наявність цифрових методів, зокрема вейвлет-аналізу та фільтрації гармонік, їх застосування здебільшого зводиться до локальних технічних рішень. Інтегровані системи адаптивної обробки віброакустичних сигналів у реальному часі ще не набули широкого поширення через обмеження у практичній реалізації. Саме цим нерозв'язаним аспектам – дослідженню структури складних вібраційних сигналів, оцінці ефективності наявних підходів та визначенню напрямів їх удосконалення – й присвячено дану наукову працю.

Метою дослідження є узагальнення та аналіз сучасних методів обробки віброакустичних сигналів різної природи (періодичних, випадкових та імпульсних) для підвищення ефективності діагностики технічного стану електромеханічного обладнання, з акцентом на проблемні ділянки спектру, зокрема середньочастотний діапазон.

Виклад основного матеріалу дослідження. Основною метою функціональної діагностики (ФД) електромеханічного обладнання є визначення типу технічного стану об'єкта, особливо коли йдеться про складні системи. Водночас ФД не слід ототожнювати з процесом контролю. Перевірка технічного стану (ТС) об'єкта – це форма управління цим об'єктом, яка здійснюється відповідно до заздалегідь визначеної програми. Розробка програми перевірки, яка є оптимальною для певної цільової функції, по суті є еквівалентом організації оптимального процесу управління, метою якого є ідентифікація технічного стану. Такий процес перевірки зазвичай реалізується у вигляді

керованого процесу з багаторазовою подачею керуючих впливів. При цьому керуючі дії можуть мати складну структуру, а їх послідовність визначається реакцією об'єкта на попередні дії. Функціональну структуру діагностичної системи управління можна подати, як показано на рисунку 1.

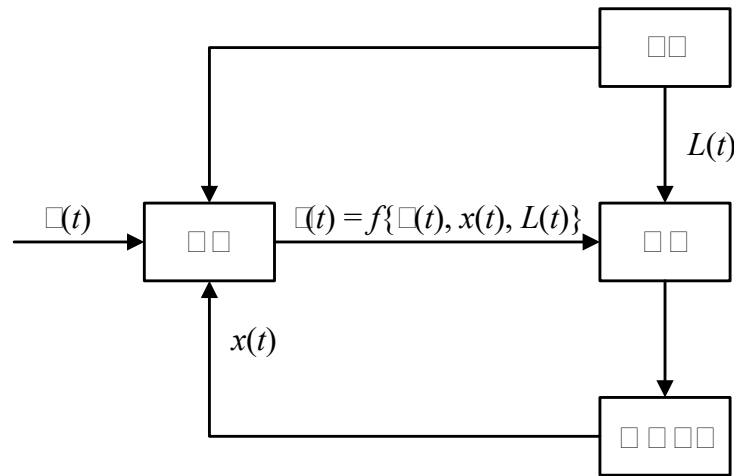


Рис. 1. Функціональна структура системи управління для діагностики

ОП – об'єкт, що підлягає перевірці; ЗС – зовнішнє середовище; ППТС – підсистема, що здійснює перевірку технічного стану об'єкта; УП – пристрій, що виконує функції управління; $\alpha(t)$ – цільова установка управління у момент часу t ; $L(t)$ – характеристики зовнішнього середовища у часі t ;

$x(t) \{x_1, \dots, x_n\}$ – параметри, що характеризують технічний стан об'єкта при перевірці;

$\xi(t) = f\{\alpha(t), x(t), L(t)\}$ – керуючий вплив, сформований як функція цільової установки, параметрів перевірки та впливу зовнішнього середовища

Отже, ФД охоплює специфічні керовані процеси, які потребують створення спеціалізованих методів дослідження для побудови оптимальних схем управління. Основою управління технічним станом (ТС) є процеси перевірки та відновлення цього стану. Головною метою ФД є ефективна організація такого управління, що водночас є інструментом підвищення надійності обладнання. Саме забезпечення високої надійності є ключовою сферою застосування функціональної діагностики.

Щоб краще зрозуміти межі застосування ФД, варто розглянути різні типи задач, пов'язаних із визначенням технічного стану. Найбільш поширеним є визначення поточного технічного стану об'єкта – це так звана діагностична задача (визначення або розпізнавання). Другий тип задач пов'язаний із прогнозуванням технічного стану, в якому перебуватиме об'єкт у певний момент часу в майбутньому. Це вже задача прогнозування. До третього типу належать задачі, пов'язані з визначенням технічного стану об'єкта в минулому. Такі задачі належать до генези (походження або виникнення). Задачі першого типу відносяться безпосередньо до функціональної діагностики (ФД), другого типу – до технічної прогностики (ТП), а третього – до технічної генетики (ТГ).

Таким чином, достовірна інформація про фактичний технічний стан об'єкта перевірки є необхідною як для розв'язання задач генези, так і для прогнозування, а отже, технічна діагностика виступає основою як технічної генетики, так і технічної прогностики.

Вібрації, що реєструються в контрольних точках працюючого обладнання, є наслідком дії коливальних сил у різних вузлах на механічну коливальну систему, яка характеризується індивідуальними передавальними властивостями для кожного джерела таких сил до кожної точки вимірювання. У загальному випадку коливальні сили складаються з періодичних, випадкових та ударних компонентів, а передавальні характеристики визначаються амплітудно-частотними та фазо-частотними параметрами.

Щоб отримати максимально повну діагностичну інформацію, приховану в структурі коливальних сил, необхідно розкласти вібраційний сигнал на окремі складові (періодичні, випадкові, ударні) та проаналізувати кожну з них окремо, враховуючи передавальні характеристики

системи. Однак практичне розв'язання цього завдання є надзвичайно складним, тому на практиці зазвичай вивчаються лише окремі випадки.

Саме з аналізу таких окремих випадків і почалося практичне застосування різних напрямів функціональної вібраційної діагностики машин і обладнання. У роторних машинах на низьких частотах ударні складові коливальних сил майже не проявляються, внесок випадкових складових є незначним, а передавальні характеристики мають обмежену кількість резонансів. Завдяки цьому за низькочастотною вібрацією (як правило, до 1000 Гц) роторного обладнання можна доволі точно визначити як характеристики самих коливальних сил, так і параметри коливальної системи. Основним методом отримання діагностичної інформації в цьому випадку є спектральний аналіз вібрацій, зафіксованих у різних точках та напрямках.

Спектральний аналіз низькочастотної вібрації є одним з провідних методів функціональної діагностики, що дозволяє виявляти до 50% потенційних дефектів роторного обладнання задовго до виникнення критичних ситуацій.

Проте в машинах зворотно-поступальної дії, наприклад у двигунах внутрішнього згоряння, через значну присутність ударних сил інформативність спектру низькочастотної вібрації значно знижується. Для таких типів обладнання виникає потреба у застосуванні додаткових, не лише вібраційних, діагностичних методів.

Інший напрямок функціональної вібраційної діагностики пов'язані з аналізом високочастотної вібрації вузлів – джерел коливальних сил в різних видах обладнання. Початок цим методам дали шведські фахівці, запропонувавши спосіб аналізу ультразвукової вібрації підшипників кочення, порушуємо мікроудари при розривах масляної плівки, що отримав назву методу ударних імпульсів (SPM-метод) [3]. Саме в цьому діапазоні частот вібрація дефектних підшипників порушується тільки ударними імпульсами, а коливальну систему з практично достатньою точністю можна розглядати як суцільне середовище з обмеженим коефіцієнтом втрат. Аналогічні уявлення використовуються і в методі акустичної емісії, коли джерелами ударних імпульсів стають процеси формування мікротріщин в статично навантажених конструкціях. SPM-метод широко використовується для контролю стану підшипників кочення і систем імпульсної подачі палива в двигунах внутрішнього згоряння, а метод акустичної емісії - для діагностики судин під тиском.

Новий ступінь розвитку методів вібраційної діагностики вузлів устаткування по високочастотної вібрації почалася з робіт фахівців, які використовували спектральні методи для аналізу коливань потужності виділених з сигналу вібрації випадкових компонент [4, 6]. Як виявилось, великий обсяг діагностичної інформації міститься в процесах, що модулюють потужність випадкової вібрації, порушуємо силами механічного, гідродинамічного і аеродинамічного тертя.

Випадкові складові вібрації в цьому методі, технічно реалізований таким же чином, як і відомий метод "обвідної", виділялися за допомогою широкосмугових фільтрів, в смугу частот яких не повинні були потрапляти періодичні складові. У машинах з великою кількістю періодичних складових вібрації часто не вдається вибрати досить широку смугу частот, у якому не потрапляє жодної гармонійної складової вібрації. Саме з цієї причини метод не використовувався для діагностики таких машин до тих пір, поки не було вирішено питання поділу сигналу на періодичні і випадкові компоненти без втрат діагностичної інформації. Рішення запропонували фахівці США, які використовували для цього адаптивні фільтри, що вирізують з сигналу гармонійні складові [4, 5]. Після впровадження досить потужних засобів цифрової фільтрації сигналів обсяг діагностичної інформації, яку отримують з високочастотної вібрації окремих вузлів машин і устаткування, різко зріс.

Паралельно розвивалися і методи аналізу коливальних сил і вібрації обладнання на низьких частотах, де основний вклад в сили і вібрацію вносять періодичні компоненти. Зростання обсягу одержуваної діагностичної інформації забезпечувався перш за все за рахунок ускладнення моделі аналізованих періодичних коливальних сил, які при появі дефектів у багатьох випадках виявляються модульовані по амплітуді і (або) по частоті. Для аналізу модульованих сигналів все ширше використовуються цифрові алгоритми і засоби демодуляції сигналів на основі перетворення Гільберта.

До початку ХХІ століття можливості вібраційної діагностики обертового обладнання зросли настільки, що вона лягла в основу заходів по переходу на обслуговування і ремонт багатьох типів обладнання по фактичному стану. На такий вид обслуговування і ремонту стало

перекладатися найбільш поширене і, перш за все, вентиляційне та насосне обладнання. У той же час для деяких типів обертового обладнання номенклатура виявляються по вібрації дефектів і достовірність їх ідентифікації ще недостатні для прийняття таких відповідальних рішень.

Найбільші труднощі у вирішенні діагностичних задач пов'язані з аналізом властивостей коливальних сил на основі середньочастотної вібрації. У цьому частотному діапазоні внесок періодичних, випадкових і ударних сил є порівнюваним за значенням, а коливальна система характеризується великою кількістю резонансів із високою добротністю. Особливо складним є аналіз для поршневих машин, де ударні сили є домінуючими.

Складність аналізу середньочастотної вібрації обмежує можливості діагностики компактного обладнання з високою питомою потужністю, наприклад, авіаційних двигунів. У таких машинах багато вузлів, зокрема підшипники, є недоступними для прямого вимірювання високочастотної вібрації, що ускладнює виявлення початкових стадій багатьох дефектів.

Однак зазначені труднощі не є суттєвою перепорою для розвитку вібраційної діагностики таких об'єктів. Щоб підвищити інформативність сигналів вібрації, необхідно впроваджувати більш складні методи їх аналізу. Підтвердженням правильності цього підходу є той факт, що вже тривалий час фахівці-діагности для якісного аналізу складних вібраційних сигналів у звуковому діапазоні використовують органи слуху. Завдяки цьому можна виявляти навіть слабкі імпульсні компоненти ударного характеру на фоні потужних стаціонарних складових.

Значні перспективи у кількісному аналізі складних вібраційних сигналів з імпульсними елементами відкриває застосування методів вейвлет-аналізу. Також важливим напрямом розвитку вібраційної діагностики є автоматизація обробки результатів традиційних методів, зокрема спектрального аналізу вібрацій у широкому частотному діапазоні з високою частотною роздільністю.

Вібрація машин і обладнання має, як правило, складну структуру і складається з детермінованих і випадкових компонентів різної форми. Найпростішим видом аналізу вібрації за часом є визначення форми окремих компонентів сигналу вібрації, котрі або значно перевищують за величиною інші компоненти, або попередньо виділяються із сигналу вібрації.

Найпростішим детермінованим сигналом вібрації (або його компонентою) є гармонійний сигнал, який показано на (рис.2, а):

$$x(t) = A_0 \cos(\omega_0 t + \varphi_0), \quad (1)$$

де $x(t)$ — поточне значення сигналу в момент часу t ;

A_0 — амплітуда сигналу;

ω_0 — кругова частота сигналу;

φ_0 — початкова фаза сигналу.

Кожен із вказаних трьох параметрів гармонійної вібрації, що визначає її форму, може нести в собі діагностичну інформацію. Виняток складає лише початкова фаза.

Період гармонічної вібрації пов'язаний з круговою частотою і дорівнює $T_0 = 2\pi/\omega_0$. Аналогічний період може бути і у більш складної, полігармонічної вібрації, яка містить ряд кратних за частотою ω_0 гармонійних складових. Приклади такої вібрації так само наведені на (рис.2).

Якщо сигнал вібрації мало відрізняється від гармонійного (рис.2,б) і в його складі лише кілька гармонік, то діагностична інформація може міститися в розглянутих раніше параметрах кожної з цих гармонік.

$$x(t) = \sum_{k=1}^n A_k (\cos k\omega_0 t + \varphi_k). \quad (2)$$

Якщо тривалість сигналу мала в порівнянні з періодом його прямування, як це показано на (рис.2,в), то інформація частіше за все міститься в інших параметрах сигналу, таких, як амплітуда (розмах), частота прямування (період T_0), шпаруватість (відношення тривалості сигналу до періоду прямування), час наростання τ_n і час спаду $\tau_{сп}$.

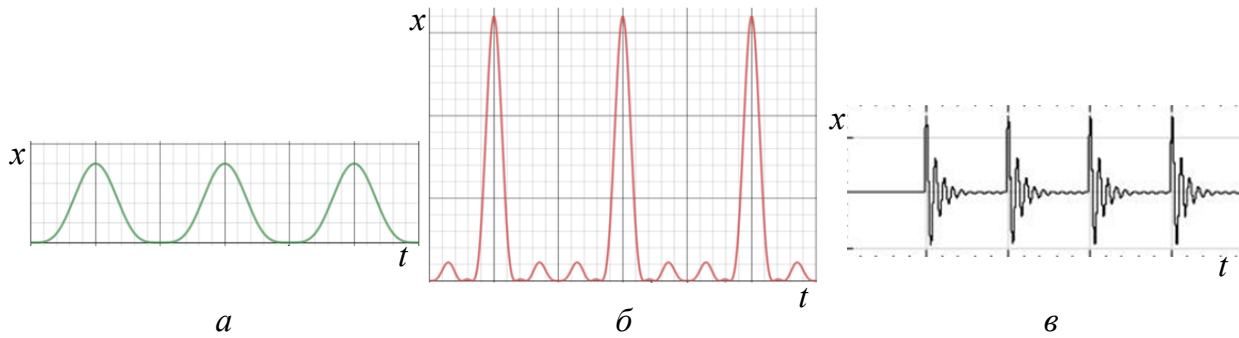


Рис. 2. Періодичний сигнал вібрації різної форми [7]

Окрім детермінованих складових вібрація машин і обладнання містить ще й випадкові складові.

На відміну від детермінованих сигналів у випадкових сигналах не можуть бути визначені ні амплітуда, ні частота, ні фаза. Фізичними параметрами випадкової вібрації є потужність і ефективна ширина полоси частот, в якій сконцентрована велика частина (більш ніж 70%) її потужності. Якщо діапазон частот, який займає сигнал вібрації, виявляється великим і потужність сигналу розподілена по частотам нерівномірно, додаткову інформацію може дати форма розподілення спектральної щільності сигналу по частоті. А для того, щоб одиниці виміру детермінованої і випадкової вібрації збігалися, замість потужності випадкового сигналу для її опису використовується параметр, що є квадратним коренем з потужності і називається середньоквадратичним значенням (відхиленням) сигналу вібрації (СКЗ).

Конкретне значення коливального зміщення, швидкості або прискорення випадкової вібрації задається його щільністю ймовірності. В більшості випадків закон розподілення щільності ймовірності цих значень є нормальним, що задовольняє вираз:

$$p\{x(t)\} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_x} \exp\left\{-\frac{[x(t) - \bar{x}(t)]^2}{2\sigma_x^2}\right\}, \quad (3)$$

де $p\{x(t)\}$ – ймовірність того, що в момент t сигнал вібрації має значення x ;

σ_x – СКЗ сигналу вібрації;

$\bar{x}(t)$ – середнє значення сигналу вібрації, який зазвичай дорівнює нулю.

В цьому випадку потужність випадкового сигналу вібрації визначається величиною

$$\sigma_x^2 = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x^2(t) dt, \quad (4)$$

де T – інтервал, на якому визначається потужність сигналу.

Якщо випадкова вібрація стаціонарна, тобто її потужність в часі стала, середньоквадратична величина σ_x сигналу вібрації визначається на будь-якому відрізку часу, який більший за мінімальний.

Статистичні методи аналізу вібрацій, що реєструються в певній точці машини або обладнання, застосовуються в тих випадках, коли неможливо з достатньою точністю визначити значення вібраційного сигналу $x(t)$ у будь-який момент часу t , або встановити чітку залежність між його значеннями, що відрізняються на певний часовий інтервал Δt .

У практичній діагностиці зазвичай використовують лише окремі базові методи одномірного статистичного аналізу вібраційного сигналу або його окремих параметрів.

Один із таких методів передбачає кількісну оцінку відмінностей між параметрами фактичного розподілу щільності ймовірності $p(x)$ сигналу $x(t)$ чи його виокремлених компонентів і параметрами нормального (гаусового) розподілу [8].

Інший підхід полягає у визначенні граничних значень вибраних параметрів вібрації, які дозволяють класифікувати об'єкти контролю на групи з різними характеристиками на основі результатів періодичних вимірювань.

Третій метод базується на кількісному оцінюванні змін параметрів вібрації в часі, тобто передбачає побудову відповідних трендів для відстеження динаміки цих змін.

Ще одним методом статистичного аналізу є встановлення взаємозв'язків між різними параметрами одного й того самого вібраційного сигналу.

Щільність ймовірності значень сигналу $x(t)$ повинна задовольняти умову нормування:

$$\int_{-\infty}^{\infty} p(x) dx = 1. \quad (5)$$

Як правило, вібраційний сигнал має симетричне відносно положення рівноваги розподілення значень, однак сама функція розподілу ймовірності $p(x)$ може мати різну форму.

У вібраційній діагностиці однією з важливих задач є кількісне оцінювання відхилень реального розподілу $p(x)$ від нормального закону.

Така оцінка зазвичай виконується на основі аналізу чотирьох ключових параметрів розподілу $p(x)$: першого початкового моменту (середнього значення), а також другого, третього і четвертого центральних моментів.

Середнє значення сигналу $x(t)$ визначається наступним інтегральним виразом:

$$\bar{x}(t) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)p(x) dx. \quad (6)$$

Оскільки середнє значення $\bar{x}$ зазвичай обчислюється на основі скінченної вибірки з N вимірюваних значень сигналу $x(t)$, його вибіркова оцінка має вигляд:

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x(t_i). \quad (7)$$

Другий центральний момент розподілу $p(x)$, тобто дисперсія σ_x^2 визначається таким чином:

$$\sigma_x^2 = \int_{-\infty}^{\infty} p(x)(x - \bar{x})^2 dx. \quad (8)$$

У випадку використання вибірки з N значень $x(t)$, та за умови, що $\bar{x} = 0$, дисперсія оцінюється за формулою:

$$\sigma_x^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N x_i^2. \quad (9)$$

Дисперсія σ_x^2 дозволяє кількісно оцінити потужність змінної складової вібраційного сигналу. Водночас, на практиці частіше використовується середньоквадратичне значення сигналу σ_x , яке для гармонічного сигналу з амплітудою A_0 становить $A_0/\sqrt{2}$.

Крім того, середньоквадратичне значення використовується для оцінювання статистичної похибки середнього значення сигналу, визначеного за N незалежними вимірюваннями $x(t)$. З довірчою імовірністю 95% ця похибка становить $2\sigma_x/\sqrt{N}$.

Центральні моменти вищих порядків, починаючи з третього, застосовуються для оцінки ступеня відхилення реального розподілу $p(x)$ від нормального – як для повного вібраційного сигналу, так і для окремих його компонент, наприклад, високочастотних. Для цього використовуються нормовані значення третього σ_x^3 та четвертого σ_x^4 моментів – так звані коефіцієнти асиметрії та ексцесу:

$$\gamma_x = \frac{1}{(N-2)\sigma_x^3} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^3; \quad (10)$$

$$\eta_x = \frac{1}{(N-3)\sigma_x^4} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^4. \quad (11)$$

Коефіцієнт асиметрії γ_x для більшості об'єктів зазвичай близький до нуля за умови лінійності вимірювального обладнання, адже він характеризує ступінь симетрії розподілу $p(x)$ відносно середнього значення.

Коефіцієнт ексцесу η_x відображає, наскільки форма розподілу $p(x)$ відхиляється від нормального, маючи при цьому ту саму величину середньоквадратичного значення σ_x .

Наступною задачею аналізу є визначення порогів зони допустимих значень параметрів, що вимірюються, наприклад $\zeta(t)$. Якщо кількість незалежних вимірювань параметра, що входять у вибірку, яку використовують для визначення порогів, достатньо велика ($N \geq 30$), то порогови визначаються достатньо просто. Для цього необхідно лише задати ймовірність p того, що $\zeta(t)$ виявиться вище за величини порога $\zeta_{\text{пор}}$ у відповідності з виразом

$$p\{\zeta(t) > \zeta_{\text{пор}}\} = \frac{1}{\sigma_\zeta} \sqrt{\frac{2}{\pi}} \int_{\zeta_{\text{пор}}}^{\infty} e^{-\frac{\zeta^2}{2\sigma_\zeta^2}} d\zeta. \quad (12)$$

Так, для $p\{\zeta(t) > \zeta_{\text{пор}}\} = 0,05$

$$\zeta_{\text{пор}} \approx \bar{\zeta} + 2\sigma_\zeta,$$

а, для $p\{\zeta(t) > \zeta_{\text{пор}}\} = 0,005$

$$\zeta_{\text{пор}} \approx \bar{\zeta} + 3\sigma_\zeta.$$

В умовах малої кількості незалежних вимірювань в задачі визначення порогових значень необхідно додатково врахувати той факт, що оцінка СКВ, яку ми отримуємо, також є випадковою величиною і підпорядковується розподілу χ^2 із N ступенями свободи, де N – число незалежних вимірювань $\zeta(t)$, що використовуються для вибіркової оцінки $\bar{\zeta}(t)$ і σ_ζ . СКВ – середньоквадратичне відхилення.

При статистичному аналізі діагностичних параметрів у практичних задачах необхідно виконувати ряд умов.

Перша умова – оптимальний вибір інтервалів і мінімальної кількості вимірювань. Як правило, достовірну оцінку параметрів вібрації машин і обладнання можна отримати лише за тривалий час бездефектної роботи, зі зміною режимів роботи в дозволених межах і при різних зовнішніх умовах.

Друга умова пов'язана з можливою появою випадкових (помилкових) вимірювань у вибірці, яка використовується для статистичного аналізу.

Третя умова – необхідність перевірки даних періодичних вимірювань діагностичних параметрів на предмет виявлення їхніх монотонних змін (трендів), які можуть з'являтися після ремонту (обслуговування) обладнання і по мірі зносу чи розвитку можливих дефектів.

Четверта умова – необхідність звуження зони природних флуктуацій діагностичних параметрів за відсутності дефектів у обладнанні, яке контролюється.

Висновки та перспективи подальших досліджень. У результаті проведеного дослідження встановлено, що ефективна діагностика технічного стану електромеханічного обладнання значною мірою залежить від здатності системи розпізнавати та аналізувати віброакустичні сигнали різної природи – періодичні, випадкові та імпульсні. Розділення цих компонентів є необхідною умовою для підвищення достовірності діагностичних рішень. Традиційні методи спектрального аналізу демонструють високу ефективність при роботі з низькочастотними сигналами роторного обладнання, однак у випадку складніших систем, таких як поршневі машини, їх інформативність суттєво знижується. Для таких ситуацій доцільним є використання альтернативних підходів, зокрема методу ударних імпульсів (SPM) та методу акустичної емісії.

Складність аналізу вібрацій зростає в середньочастотному діапазоні, де періодичні, випадкові та ударні компоненти мають порівнянну інтенсивність, а коливальні системи характеризуються багатьма резонансами з високою добротністю. У таких умовах необхідно застосовувати складніші методи обробки сигналів, включаючи адаптивні та статистичні. Обґрунтовано доцільність використання середньоквадратичного значення, коефіцієнтів асиметрії та ексцесу, а також тренд-аналізу для моніторингу технічного стану. Перспективним є також застосування вейвлет-аналізу та сучасних цифрових алгоритмів обробки сигналів, що дозволяє істотно підвищити інформативність діагностичних ознак, особливо в умовах складної резонансної структури або обмеженого доступу до окремих вузлів. Отримані результати можуть бути використані при розробці автоматизованих систем технічного діагностування та впровадженні обслуговування обладнання за фактичним станом.

Список бібліографічного опису:

1. Bently D. E., Hatch C. T., Grissom B. Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics. New York: ASME Press, 2002. 614 p.
2. Perez R. X. Condition Monitoring, Troubleshooting and Reliability in Rotating Machinery. Weinheim: Wiley-VCH, 2023. 432 p.
3. Ganguli R. Gas Turbine Diagnostics: Signal Processing and Fault Isolation. Boca Raton: CRC Press, 2013. 234 p.
4. Sahoo S., Dash P. Higher-Order Spectral Analysis and Artificial Intelligence for Diagnosing Faults in Electrical Machines: An Overview. Mathematics, 12(24), Article 4032. 2024. DOI: 10.3390/math12244032
5. Liu H., Zhang J., Wang Y. Review of Spectrum Analysis in Fault Diagnosis for Mechanical Equipment. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 1342(1), 2023. DOI: 10.1088/2631-8695/acfae2
6. Кулькові підшипники в електродвигунах. 2024. URL: <http://www.tantal.com.ua/archives/159> (дата звернення: 29.04.2025).
7. Weideman T. LibreTexts Physics. 2024. URL: https://phys.libretexts.org/Courses/University_of_California_Davis (дата звернення: 28.04.2025).
8. Димова Г.О. Методи і моделі упорядкування експериментальної інформації для ідентифікації і прогнозування стану безперервних процесів: монографія / Ганна Олегівна Димова. Херсон: Видавництво ФОП Вишемирський В.С., 2020. 176 с.

References:

1. Bently D. E., Hatch C. T., Grissom B. Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics. New York: ASME Press, 2002. 614 p.
2. Perez R. X. Condition Monitoring, Troubleshooting and Reliability in Rotating Machinery. Weinheim: Wiley-VCH, 2023. 432 p.
3. Ganguli R. Gas Turbine Diagnostics: Signal Processing and Fault Isolation. Boca Raton: CRC Press, 2013. 234 p.
4. Sahoo S., Dash P. Higher-Order Spectral Analysis and Artificial Intelligence for Diagnosing Faults in Electrical Machines: An Overview. Mathematics, 12(24), Article 4032. 2024. DOI: 10.3390/math12244032
5. Liu H., Zhang J., Wang Y. Review of Spectrum Analysis in Fault Diagnosis for Mechanical Equipment. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 1342(1), 2023. DOI: 10.1088/2631-8695/acfae2
6. Ball bearings in electric motors. 2024. URL: <http://www.tantal.com.ua/archives/159> (access date: 29.04.2025).
7. Weideman T. LibreTexts Physics. 2024. URL: https://phys.libretexts.org/Courses/University_of_California_Davis (access date: 28.04.2025).
8. Dymova H.O. Metody i modeli uporyadkuvannya eksperymental'noyi informatsiyi dlya identyfikatsiyi i prohozuvannya stanu bezperervnykh protsesiv: monohrafiya [Methods and models for ordering experimental information for identifying and predicting the state of continuous processes] Kherson: Publishing house FOP Vyshemirskyy V.S., 2020. 176 p. [in Ukrainian].