Український державний університет залізничного транспорту

Кафедра експлуатації та ремонту рухомого складу

УДОСКОНАЛЕННЯ ВІБРОДІАГНОСТУВАННЯ ВУЗЛІВ ЛОКОМОТИВІВ ДЛЯ ІНФОРМАЦІЙНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЦИФРОВИХ ДВІЙНИКІВ

Пояснювальна записка і розрахунки
до магістерської кваліфікаційної роботи

МКРМЕ 420.12.01 ПЗ

Розробив студент групи 221-ЛЛГ-Д24
спеціальності 273 Залізничний транспорт
Освітня програма: «Локомотиви та локомотивне господарство»
(роботу виконано самостійно, відповідно до принципів академічної доброчесності)



_____ Сергій СІНЧУРА
(підпис)

Керівник:
доцент кафедри ЕРРС, канд. техн. наук



_____ Сергій МИХАЛКІВ
(підпис)

Рецензент:
професор кафедри ІВ та ЯП, докт. техн. наук
Василь РАВЛЮК

2026

Український державний університет залізничного транспорту

Факультет механіко-енергетичний
Кафедра експлуатації та ремонту рухомого складу
Освітньо-кваліфікаційний рівень: магістр
Спеціальність: 273 Залізничний транспорт
Освітньо-наукова програма: «Локомотиви та локомотивне господарство»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри,
професор, д-р техн. наук
В. Г. Пузир
«____» _____ 2026 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРА

Сінчурі Сергію Володимировичу

1 Тема «Удосконалення вібродіагностування вузлів локомотивів для інформаційного забезпечення цифрових двійників»
Керівник проєкту Михалків Сергій Васильович, к. т. н., доцент
Затверджені розпорядженням по механіко-енергетичному факультету від «24» лютого 2026 року № 8
2 Строк подання студентом закінченої роботи «15» червня 2026 р.
3 Вихідні дані до роботи Наказ Укрзалізниці №429-ЦЗ від 15.11.2015 р. «Положення про планово-попереджувальну систему ремонту і технічного обслуговування тягового рухомого складу (електровозів, тепловозів, електро- та дизель-поїздів)», «Конструкція тягового електричного двигуна електровоза ЧС7»
4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань які потрібно розробити) 1 Стратегії запобігання відмовам та інструментальні методи моніторингу технічного стану механічних вузлів. 2 Моніторинг технічного стану механічних вузлів локомотивів. 3 Методологія вібраційного аналізу механічних вузлів локомотивів. 4 Інформаційне забезпечення цифрових двійників підшипникових вузлів на основі методів вібродіагностування. Визначення економічної ефективності впровадження засобів діагностування для тягових електричних двигунів електровозів ЧС7. Список використаних джерел
5 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Загальна характеристика роботи. Види несправностей основних вузлів пасажирських електровозів. Структура технологій вібродіагностування механічних вузлів локомотивів. Вибір засобів діагностування для визначення технічного стану механічних вузлів. Частоти перекочування елементів підшипників кочення. ТЕД AL-4846dt електровозів ЧС7 на випробувальній

станції. Частотні форми зареєстрованої вібрації ТЕД AL-4846dt. Концепція цифрового двійника підшипникового вузла. Архітектура прогностичного ядра. Послідовність визначення деградації підшипникового вузла. Висновки

6 Консультанти окремих розділів

Розділ проекту	Прізвище, ініціали, посада та науковий ступінь консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Техніко-економічне обґрунтування	Калабухін Ю. Є., докт. техн. наук		

7 Дата видачі завдання «02» лютого 2026 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Назва етапів	Строк виконання етапів	Примітка
1. Збирання та обробка статистичної інформації	02.02-20.02.2026	Виконано
2. Розробка основних розділів пояснювальної записки	21.02-15.03.2026	Виконано
3. Розробка та написання проєктної частини роботи	16.03-09.04.2026	Виконано
4. Розробка графічного матеріалу роботи	10.04-14.04.2026	Виконано
5. Розробка дослідного розділу	15.04-04.05.2026	Виконано
6. Розробка економічної частини роботи. Підпис економічного розділу у консультанта	05.05-25.05.2026	Виконано
7. Комплектування пояснювальної записки	26.05-31.05.2026	Виконано
8. Нормоконтроль	01.06-15.06.2026	Виконано

Студент С. В. Сінчура

Керівник С. В. Михалків

Зміст

Анотація 6

Вступ 7

1 Стратегії запобігання відмовам та інструментальні методи моніторингу технічного стану механічних вузлів 9

1.1 Аналіз першопричин відмов механічних вузлів локомотивів 9

1.2 Еволюція стратегій технічного обслуговування та інтелектуальні системи підтримки рішень 14

1.3 Аналіз причин виникнення відмов пасажирських електровозів ЧС7 18

2 Моніторинг технічного стану механічних вузлів локомотивів 24

2.1 Аналіз вібраційних сигнатур 27

2.2 Фізико-хімічний аналіз мастильних матеріалів 29

2.3 Методи неруйнівного контролю деталей 34

3 Методологія вібраційного аналізу механічних вузлів локомотивів 36

3.1 Вібраційний моніторинг та еволюція стратегій технічного обслуговування 36

3.2 Фізична сутність вібрації та опис її кінематичних параметрів 38

3.2.1 Частота та період коливань 39

3.2.2 Вібропереміщення 40

3.2.3 Віброшвидкість 42

3.2.4 Віброприскорення 42

3.2.5 Ривок 43

3.3 Цифрова обробка вібраційних сигналів 44

3.4 Організація заходів із вібродіагностичного діагностування 48

3.5 Фізичні основи методу акустичної емісії 53

3.5.1 Діагностичні ознаки технічного стану механічних вузлів за сигналами акустичної емісії 60
4 Інформаційне забезпечення цифрових двійників підшипникових вузлів локомотивів на основі методів вібродіагностування 63
4.1 Діагностування агрегатів із підшипниками ковзання й кочення 63
4.1.1 Вібродіагностика зубчастих передач тягових редукторів ТРС 65
4.1.2 Діагностування гідравлічних систем 67
4.2 Отримання спектрів обвідної вібрації підшипників ТЕД електровоза ЧС7 70
4.3 Цифрові двійники у парадигмі предиктивного обслуговування залізничного рухомого складу 73
4.3.1 Інформаційне забезпечення моделі спектральними ознаками вібросигналу 76
4.3.2 Інтеграція прогностичних звітів у систему ТО й ПР ТРС 80
5 Визначення економічної ефективності впровадження засобів діагностування для тягових електричних двигунів електровозів ЧС7 81
5.1 Коротка характеристика запропонованого заходу 81
5.2 Методика розрахунку економічного ефекту 81
5.3 Вихідні дані, що необхідні для розрахунку економічного ефекту 84
Висновки 91
Список використаних джерел 92

АНОТАЦІЯ

Дана магістерська кваліфікаційна робота містить 13 слайдів презентації, 94 аркушів пояснювальної записки формату А4, що включає 24 рисунки, 8 таблиць, 22 літературних джерела.

Ключові слова: ВІБРОДІАГНОСТУВАННЯ, ЕЛЕКТРОВОЗ, ОЗНАКИ, ПІДШИПНИК, СПЕКТР, ЦИФРОВІ ДВІЙНИКИ.

Об’єкт дослідження – підшипникові вузли локомотивів.

Мета магістерської роботи – підвищення ефективності діагностування підшипників для інформаційного забезпечення цифрових двійників.

У магістерській роботі досліджено причини експлуатаційних відмов обладнання локомотивів та обґрунтовано удосконалення технології вібродіагностування підшипникових вузлів для інформаційного забезпечення цифрових двійників. Розглянуто методологію спектрального аналізу вібрації та акустичної емісії і наведено математичні залежності для розрахунку кінематичних частот дефектів елементів підшипників кочення. За результатами стендових випробувань тягових електродвигунів електровоза ЧС7 побудовано спектри обвідної вібрації, які забезпечують раннє виявлення пошкоджень зовнішнього і внутрішнього кілець та тіл кочення. Запропоновано чотирирівневу кіберфізичну архітектуру та структуру прогностичного ядра цифрового двійника підшипникового вузла на базі вектора спектральних ознак обвідної вібросигналу. Описано послідовність гібридного моделювання тренду деградації підшипника для розрахунку його залишкового ресурсу, оптимізації графіків постановки локомотивів на ремонт та зниження експлуатаційних витрат депо.

ABSTRACT

This master's thesis includes 13 presentation slides, 94 sheets of explanatory notes in A4 format, including 24 figures, 8 tables, 22 references.

Keywords: BEARING, DIGITAL TWINS, ELECTRIC LOCOMOTIVE, FEATURES, SPECTRUM, VIBRODIAGNOSTICS.

Object of research –bearing assemblies of locomotives.

The aim of the master's thesis is to improve the efficiency of diagnosing the bearings with integration into the Digital Twins environment.

The aim of the master's thesis is to improve the efficiency of diagnosing locomotive bearing assemblies for the information support of digital twins. The master's thesis investigates the causes of operational failures of locomotive equipment and substantiates the improvement of vibration diagnostics of bearing assemblies to support digital twins. The methodology of vibration spectral analysis and acoustic emission is examined, and mathematical expressions for calculating the kinematic defect frequencies of rolling bearings are presented. Based on bench tests of ChS7 locomotive traction motors, vibration envelope spectra are obtained for the early detection of outer ring, inner ring, and rolling element faults. A four-tier cyber-physical architecture and the predictive core structure of the bearing digital twin based on the vibration envelope spectral feature vector are proposed. An algorithm for hybrid modeling of bearing degradation trends is described to predict remaining useful life, optimize locomotive repair schedules, and reduce depot operating costs.

Вступ

Ефективне функціонування залізничного комплексу безпосередньо залежить від експлуатаційної надійності силового обладнання локомотивів, яке постійно піддається суворим динамічним навантаженням. Забезпечення безперебійної роботи рухомого складу вимагає зведення до мінімуму ризиків виникнення раптових технічних несправностей у дорозі, оскільки пошкодження навіть поодинокого підшипникового вузла на магістралі призводить до масштабних збоїв у графіках руху поїздів та значних фінансових збитків. Саме тому до процесів технічного обслуговування й відновлення вузлів обертання тягових машин висуваються жорсткі вимоги щодо точності та своєчасності оцінки їхнього фактичного стану.

Яскравим прикладом цього напряму є курс АТ «Укрзалізниця» на масштабну цифровізацію процесів ремонту локомотивів, що дозволяє забезпечити прозорість контролю за якістю, мінімізувати людський фактор і скоротити простої тягового рухомого складу [1]. Проте успішна практична реалізація та життєздатність таких глобальних цифрових платформ потребує стабільного інструментарію для безперервного отримання об'єктивних та детальних діагностичних даних безпосередньо від діючого обладнання.

Найбільш прогресивним розв'язанням цього інженерного завдання є впровадження концепції цифрових двійників, що передбачає створення динамічних віртуальних моделей реальних механічних компонентів локомотива. Фундаментом для функціонування такої моделі виступає якісне інформаційне забезпечення, яке формується на основі методів віброакустичної діагностики. Удосконалення алгоритмів екстракції інформативних ознак із зареєстрованих вібросигналів дозволяє забезпечити точне відображення процесів зносу у віртуальному середовищі, що уможливлює не тільки фіксацію пошкоджень на зародкових стадіях, але й довгострокове прогнозування залишкового корисного ресурсу обладнання.

З огляду на це, оптимізація технології обробки віброакустичної інформації для релевантного наповнення віртуальних копій агрегатів є надзвичайно актуальним науково-практичним завданням. Удосконалення вібродіагностування підшипникових вузлів локомотивів для інформаційного забезпечення цифрових двійників постає як важливий крок на шляху до впровадження предиктивного ремонту й обслуговування та підвищення безпеки перевізного процесу на залізницях України.

Мета дослідження – підвищення ефективності технології діагностування підшипникових вузлів локомотивів для інформаційного забезпечення цифрових двійників.

Об'єкт дослідження – підшипникові вузли локомотивів.

Предмет дослідження – технологія вібродіагностування підшипникових вузлів локомотивів для інформаційного забезпечення цифрових двійників.

У роботі поставлені такі завдання:

1) Провести аналіз відмов підшипникових вузлів локомотивів.

2) Застосувати спектральні методи вібродіагностування для виділення ознак технічного стану підшипникових вузлів із зареєстрованого вібросигналу.

3) Запропонувати структуру інформаційного забезпечення цифрових двійників підшипникових вузлів на базі отриманих спектральних ознак.

4) Виконати техніко-економічне обґрунтування доцільності впровадження розробленої технології діагностування в умовах локомотивного депо.

1 Стратегії запобігання відмовам та інструментальні методи моніторингу технічного стану механічних вузлів

1.1 Аналіз першопричин відмов механічних вузлів локомотивів

Експлуатація складних електромеханічних систем нерозривно пов'язана з вирішенням завдань технічного обслуговування, оцінюванням надійності та запобіганням аварійним відмовам. Раптовий вихід із ладу високовартісного устаткування локомотивів призводить до суттєвих економічних збитків через втрату експлуатаційної готовності ТРС, витрати на запасні частини, ризики травмування персоналу та загрозу забруднення навколишнього середовища. Це зумовлює необхідність впровадження технологій безперервного моніторингу та оцінювання стану трибологічних елементів і механічних вузлів замість очікування фактичного руйнування або рутинної заміни деталей за фіксованим графіком.

Ефективна стратегія запобігання відмовам локомотивів спирається на ретроспективний аналіз минулих пошкоджень, контроль поточної працездатності та вибір економічно обґрунтованого підходу до утримання обладнання. Під час виникнення відмови виявляються конструктивні обмеження машини, дослідження яких дозволяє підвищити безпеку і надійність, а також знизити виробничі й експлуатаційні витрати. Методологія аналізу першопричин відмов вимагає обов'язкової каталогізації фізичних доказів та повного документування всіх етапів дослідження і стану деталей. Перед початком аналітичного дослідження визначають цільове призначення отриманої інформації: моделювання механізму руйнування для прогнозування часу до відмови аналогічних конструкцій і оптимізації графіка обслуговування, вивчення взаємодії вузла з експлуатаційним середовищем для подовження ресурсу або розроблення рекомендацій щодо модернізації та перепроектування системи [2].

Придатність локомотива до виконання функціонального призначення визначається якістю проєктування та якістю відповідності. Якість проєктування передбачає досягнення заданого рівня продуктивності, надійності та ремонтопридатності за рахунок інженерних рішень, тоді як якість відповідності полягає у систематичному зменшенні варіативності параметрів та усуненні дефектів до отримання повної ідентичності та бездефектності кожного виробу. Інструментами забезпечення цих показників виступають статистичний контроль та методи інженерії надійності.

Статистичний контроль об'єднує математичні та інженерні методи вимірювання, моніторингу й підвищення якості шляхом порівняння серії вимірювань контрольованого параметра з технічними вимогами або межами допуску. Математично межі допуску визначають інтервал, у якому з заданою довірчою ймовірністю перебуває певна частка генеральної сукупності значень. За умови нормального закону розподілу контрольованого параметра з математичним сподіванням μ та дисперсією σ^2 межі допуску будуються на основі таблиць інтегральної функції нормального розподілу, а вихід зареєстрованих вимірювань за встановлені границі свідчить про виникнення технічної несправності.

Будь-який технологічний або робочий процес при вимірюванні з високою роздільною здатністю характеризується певною мінливістю. Якщо ця мінливість зумовлена виключно випадковими чинниками, процес перебуває у стані статистичного контролю. При появі не випадкових систематичних збурень, таких як зношування деталей машини, виникає детермінована варіація, для своєчасного виявлення якої використовують контрольні карти. Типова контрольна карта, наведена на рисунку 1.1, складається з центральної лінії, яка відповідає середньому показнику якості стабільного процесу, а також верхньої та нижньої контрольних меж.

Методика моніторингу полягає у періодичному відборі випадкових вибірок, обчисленні контрольованого статистичного показника та нанесенні його на графік, де вихід точок за контрольні межі сигналізує про втрату

статистичної керованості процесу. Додатковими графічними інструментами систематичного зниження варіативності виступають гістограми розподілу, діаграми Парето, причинно-наслідкові діаграми та карти концентрації дефектів.

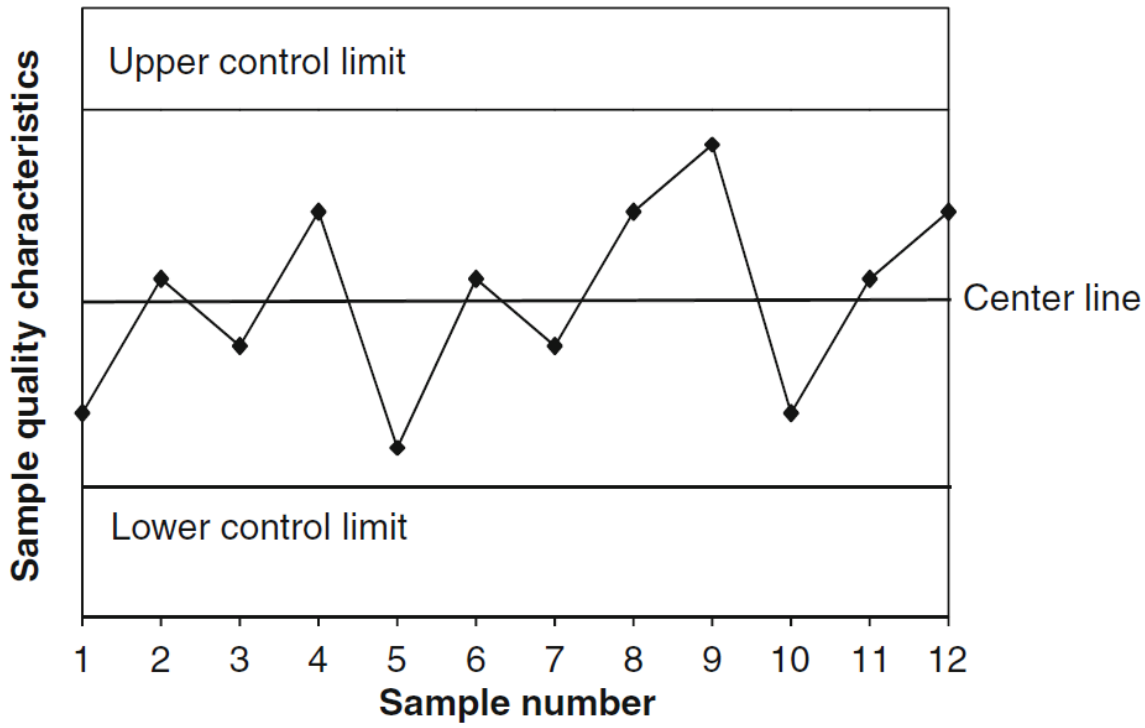


Рисунок 1.1 – Типова контрольна карта статистичного моніторингу параметрів

Інженерія надійності базується на зборі статистичних даних і оцінюванні ризиків для кількісного визначення ймовірності безвідмовної роботи компонента або системи протягом заданого часу в певних умовах експлуатації. Процес виходу обладнання з ладу охоплює три базові категорії відмов: ранні припрацювальні відмови, раптові відмови в період нормальної експлуатації та відмови внаслідок граничного зношування. Графічно ця залежність описується класичною трифазною U-подібною кривою інтенсивності відмов, зображеною на рисунку 1.2. У правильно спроєктованій технічній системі на основній ділянці експлуатації

переважають випадкові відмови, інтенсивність яких є мінімальною і практично постійною в часі [2 – 4].

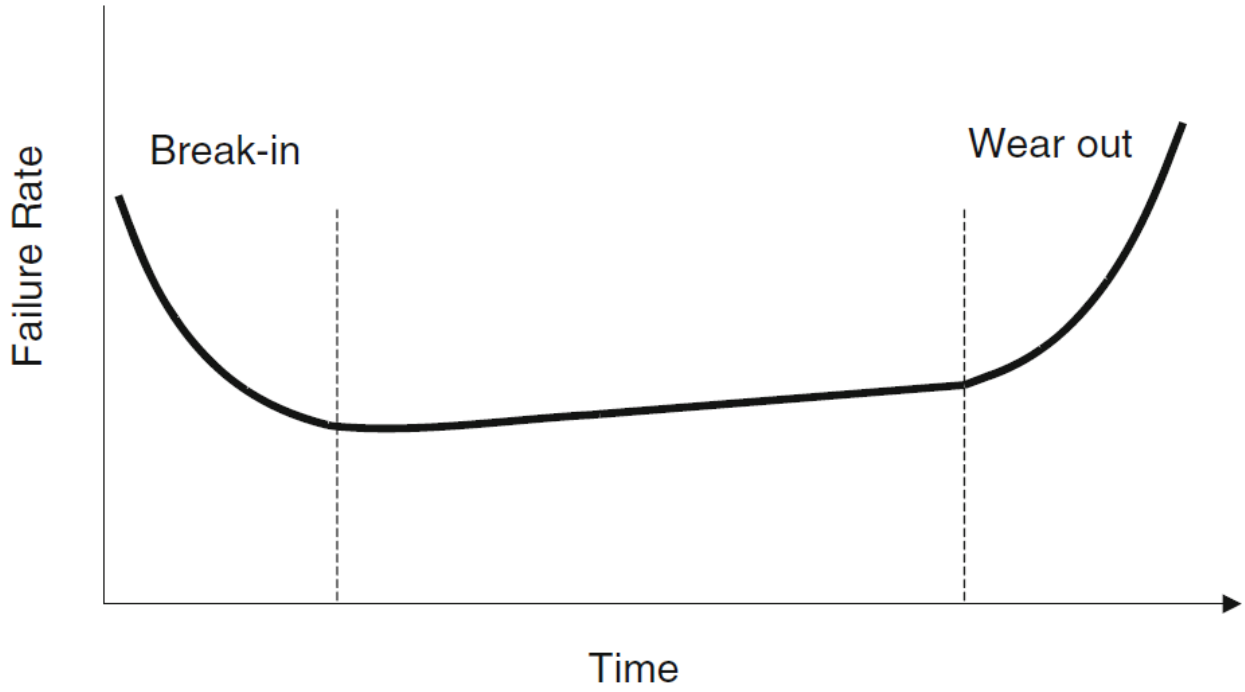


Рисунок 1.2 – Трифазна крива зміни інтенсивності відмов у часі.

Інші типові форми розподілу ймовірності відмов у часі наведено на рисунку 1.3. Лінія A характеризує елементи, які відмовляють вкрай рідко, але можуть зазнати випадкового пошкодження у будь-який момент часу. Крива B описує вузли з чітко обмеженим розрахунковим ресурсом, де переважна більшість відмов відбувається до моменту подвоєння номінального терміну служби. Лінія C демонструє монотонне зростання ймовірності відмови, що притаманно більшості рухомих механічних деталей, схильних до поступового трибологічного зношування. Крива D ілюструє ситуацію, коли після усунення ранніх дефектів шляхом технологічного прогону або припрацювання час до настання зношувальних відмов стає надзвичайно тривалим.

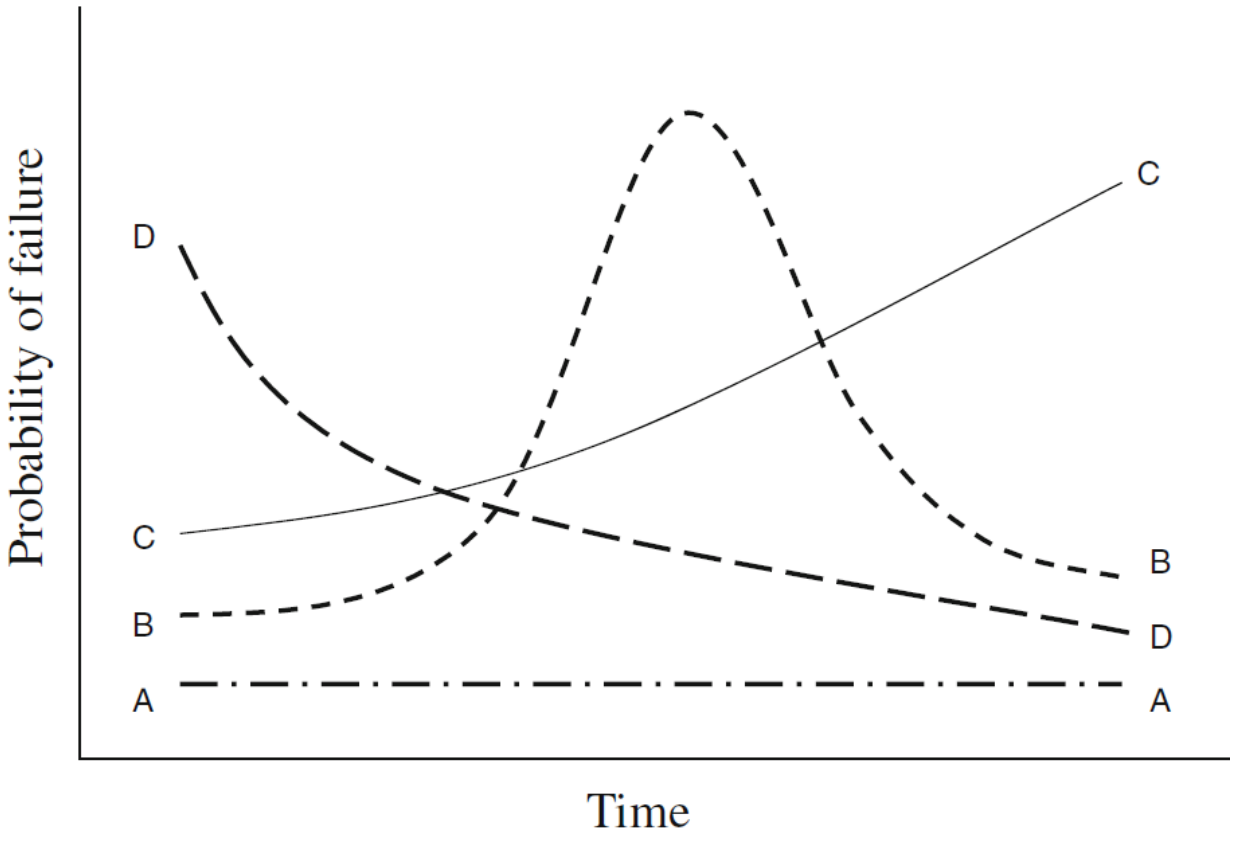


Рисунок 1.3 – Типові криві розподілу ймовірності відмов вузлів у часі

Для математичного моделювання очікуваного характеру відмов і визначення обсягу випробувань на надійність застосовують теоретичні закони розподілу ймовірностей:

– нормальний розподіл Гаусса використовується у випадках, коли домінуючою причиною виходу з ладу є поступове механічне зношування;

– гамма-розподіл застосовується для моделювання компонентів з експоненціальним розподілом напрацювання до відмови;

– розподіл Вейбулла забезпечує найвищу точність для складних багатокомпонентних систем, де відмова спричиняється найбільш критичним із великої кількості можливих дефектів.

За наявності конкуруючих вузлів руйнування математичне моделювання доповнюють статистичним плануванням експерименту на базі комп'ютерних симуляцій та натурних стендових випробувань із подальшим

дисперсійним аналізом результатів для виявлення чутливості конструкції до окремих експлуатаційних факторів та їх взаємодії.

1.2 Еволюція стратегій технічного обслуговування та інтелектуальні системи підтримки рішень

Утримання парку локомотивів вимагає пошуку оптимального балансу між витратами на обслуговування та страхуванням від катастрофічних аварійних руйнувань. Історичний розвиток промислових підходів до технічного обслуговування обладнання наведено в таблиці 1.1.

Сучасні плани утримання машин базуються на чотирьох основних експлуатаційних концепціях:

1) обслуговування за фактом відмови. Цей підхід не потребує попереднього планування і зводиться до виконання відновлювального ремонту лише після фактичного виходу вузла з ладу. Стратегія є доцільною виключно тоді, коли вартість самої відмови та витрати на ремонт є мінімальними, проте для відповідального обладнання раптові зупинки порушують виробничий графік і спричиняють великі втрати продуктивності;

2) регламентне обслуговування за часом. Передбачає виконання профілактичних робіт через фіксовані інтервали напрацювання або календарного часу незалежно від фактичного технічного стану агрегату. Метод є ефективним для простих регламентних операцій, пов'язаних із відомим часовим старінням, таких як заміна мастила чи фільтрів, і часто включає щорічну зупинку машини з повним розбиранням та ревізією деталей. Головними недоліками підходу є неможливість запобігти випадковим раптовим відмовам між ремонтами, а також невиправдане розбирання повністю працездатного обладнання, що не лише збільшує

витрати через простої, але й створює високий ризик внесення дефектів персоналом або потрапляння сторонніх часток під час повторного складання;

Таблиця 1.1 – Еволюція підходів до технічного обслуговування обладнання

Період	*Характеристики виробництва та обладнання*	*Домінуючий підхід до обслуговування*
До 1940-х років	Конструкції з великим запасом міцності; висока базова надійність	Обслуговування за фактом відмови; змащування та поточний догляд
1940–1970-ті роки	Підвищення рівня механізації; критичність простоїв обладнання	Регламентне обслуговування за часом; капітальні ремонти з фіксованою періодичністю
1970–1980-ті роки	Глобальна конкуренція; зростання експлуатаційних витрат	Регламентне обслуговування за часом; поява обслуговування, орієнтованого на надійність
Із 1980-х років дотепер	Високоавтоматизоване устаткування; жорсткі вимоги безпеки та екологічності; розвиток комп'ютерних технологій	Поєднання регламентного та орієнтованого на надійність підходів; перехід до обслуговування за фактичним станом

3) обслуговування, орієнтоване на надійність. Ця методологія формує графіки утримання на основі функціонального аналізу видів, наслідків та критичності відмов за принципом зверху-вниз. Усі потенційні відмови ранжуються за ймовірністю виникнення і тяжкістю наслідків, поділяються на явні та приховані від оператора під час нормальної роботи, а також диференціюються за впливом на безпеку, екологію та економіку експлуатації. На основі логічного опитування для кожного виду відмови

призначається оптимальний захід: періодичний контроль стану, відновлення деталі, вибракування із заміною або зміна конструкції вузла. Для силових несучих конструкцій цей підхід базується на концепції безпечного втомного ресурсу або багатошляхового резервування передачі навантаження з оцінюванням ризику втомного, корозійного та випадкового пошкодження відповідальних елементів;

4) обслуговування за фактичним технічним станом. Є найбільш безпечною та економічно вигідною стратегією, що базується на багатопараметричному інструментальному контролі та оцінюванні поточної працездатності машини без її розбирання. Рішення про ремонт приймається виключно на основі даних первинного сенсорного моніторингу, візуальних спостережень та діагностичних тестів з урахуванням прогнозованого експлуатаційного навантаження.

Для автоматизації прийняття діагностичних рішень у системах обслуговування за фактичним станом впроваджуються комп'ютерні системи, засновані на знаннях, які імітують логіку мислення експерта або навчаються розпізнавати складні образи в масивах даних:

– *продукційні експертні системи на основі правил.* Формують діагностичні рекомендації за допомогою жорсткої послідовності логічних директив, складених на базі формалізованого досвіду фахівців-діагностів. Перевагою методу є висока швидкість видачі висновків, а основним недоліком – нездатність самостійно адаптуватися до нових умов експлуатації, що вимагає трудомісткого перепрограмування при накопиченні нового досвіду;

– *системи нечіткої логіки*. Дозволяють описувати алгоритми керування та діагностичні рішення без побудови складних диференціальних рівнянь процесу. Як математичне розширення класичної булевої алгебри, нечітка логіка оперує поняттям часткової істинності та формалізує невизначеність у випадках, коли бінарна оцінка непридатна для опису проміжних експлуатаційних станів вузла;

– *штучні нейронні мережі.* Математично моделюють роботу біологічних нейронних структур для розпізнавання багатовимірних діагностичних образів. Типова архітектура нейронної мережі, зображена на рисунку 1.4, складається з вхідного шару вузлів $X_1 \dots X_4$, одного або декількох внутрішніх прихованих шарів зі змінною кількістю нейронів та вихідного шару Z_1, Z_2, який формує підсумковий діагностичний висновок. Кожен вузол прихованого шару повнозв'язно з'єднаний з усіма входами і виявляє взаємозалежності між параметрами під час навчання на історичних вибірках даних шляхом ітераційного підбору вагових коефіцієнтів для мінімізації похибки прогнозування. Оскільки знання в нейронній мережі розподілені у вагах зв'язків і не декларуються явно, метод обмежений у здатності логічно пояснити оператору хід формування висновку;

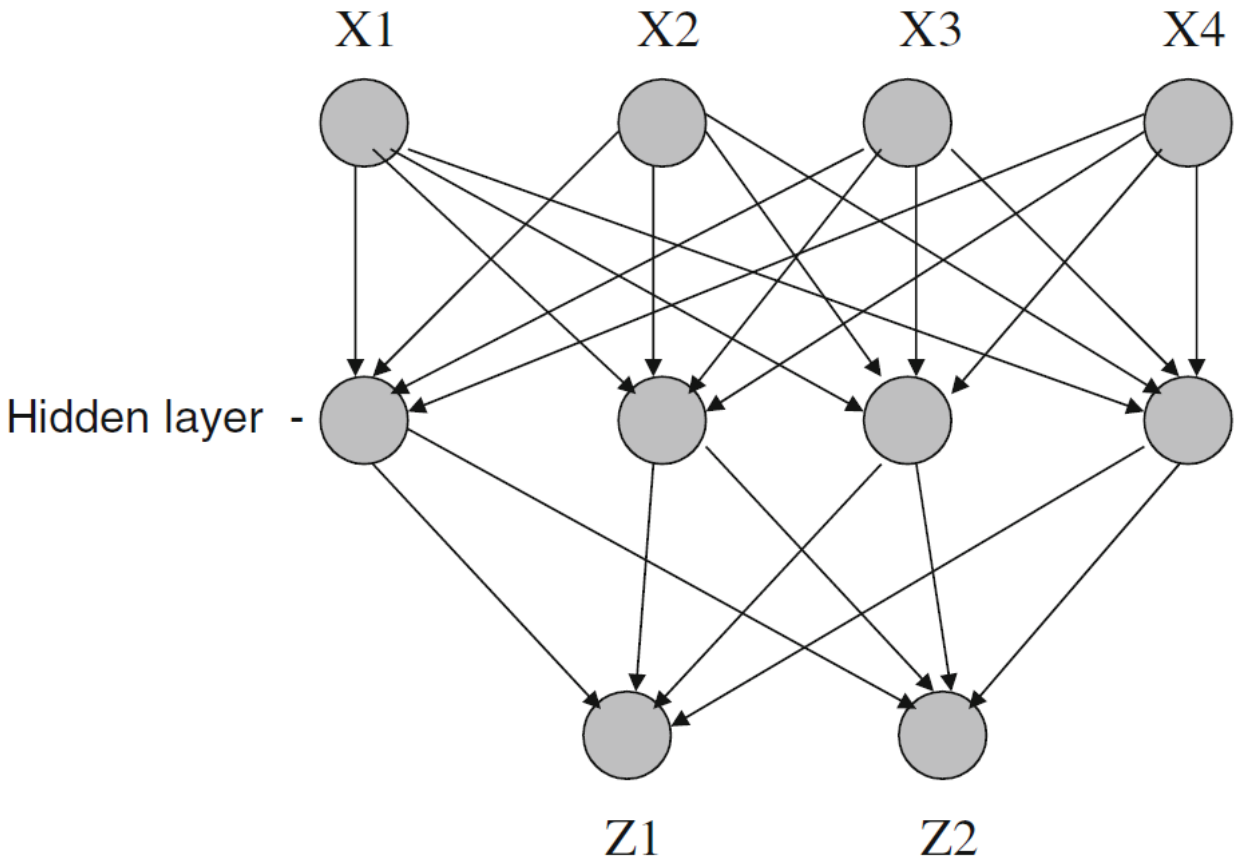


Рисунок 1.4 – Типова структурна схема багатошарової штучної нейронної мережі

– *гібридні інтелектуальні системи*. Поєднують переваги експертних систем, нейронних мереж та нечіткої логіки на базі об'єктно-орієнтованого програмування, забезпечуючи одночасно високу адаптивність до сирих експериментальних даних та прозоре обґрунтування прийнятого діагностичного рішення.

1.3 Аналіз причин виникнення відмов пасажирських електровозів ЧС7

Сукупний вплив агресивних експлуатаційних факторів закономірно трансформується у зниження надійності тягових електричних двигунів і пропорційне зростання кількості їх відмов. Статистика беззаперечно доводить, що в зимовий період експлуатації інтенсивність виходу обладнання з ладу є набагато вищою порівняно з літніми місяцями. Зокрема, кількість випадків пробою ізоляції якоря та полюсів зростає вдвічі, а статистика обривів силових кабелів та перемичок демонструє стрибок аж у 3,5 рази.

Негативний вплив пилових забруднень доцільно класифікувати за трьома категоріями: пряма дія, формування осаду на відкритих поверхнях деталей двигуна, а також комплексна хімічна та абразивна дія. Накопичення щільного шару пилу на ізоляторах радикально погіршує їхні електроізоляційні характеристики, передусім критично знижуючи поверхневий опір. Окрім того, осідаючи на тепловіддаючих поверхнях, пил виконує роль потужного утеплювача, підвищуючи загальний термічний опір системи. За таких умов, навіть при збереженні номінального обсягу охолоджувального повітря, неминуче відбувається сильне перегрівання обмоток.

Деструктивна дія пилу багаторазово підсилюється у випадках паралельного потрапляння до двигуна краплинної вологи, талого снігу або за

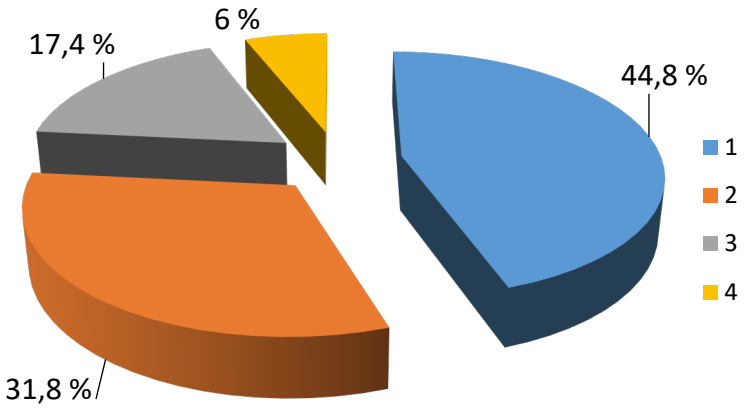
умов високої атмосферної вологості. Навіть абсолютно чиста дистильована вода, опинившись на поверхні ізоляції, миттєво знижує її поверхневий опір на 2-3 порядки. Проте в реальних умовах, особливо в індустріальних районах і поблизу промислових підприємств, пил акумулює в собі масу агресивних домішок. Розчиняючись у воді, вони перетворюють її на електроліт, який різко підвищує провідність та активізує руйнівні процеси корозії і гідролізу. Потрапляння холодної вологи на розігріті деталі викликає локальне теплове стискання, що миттєво провокує появу сітки тріщин в ізоляційних компаундах та антикорозійних покриттях. Засмічення вентиляційних каналів залишками комах перешкоджає відведенню тепла ще більше, аніж мінеральний пил. До того ж, органічна маса становить величезну небезпеку для елементів під напругою, оскільки її присутність катастрофічно знижує електричну міцність повітряних проміжків і показники поверхневого опору ізоляторів.

Унаслідок динамічного абразивного впливу рухомих часток пилу відбувається механічне стирання захисних ізоляційних та антикорозійних шарів, що прискорює процес старіння агрегату. Одночасно фіксується інтенсивне абразивне зношування рухомих кінематичних пар двигуна та електрографітних щіток. Варто зауважити, що чинні нормативні документи досі не класифікують магістральні зони експлуатації за рівнем забрудненості атмосферного повітря. Відсутня також єдина загальновизнана класифікація пилу за фракційними розмірами, аеродинамічною рухливістю, хімічною морфологією та походженням. Загалом під терміном пил у техніці розуміють усю сукупність твердих фракцій повітряних забруднень будь-яких розмірів. Кількісною мірою цього явища виступає масова концентрація пилу в одиниці об'єму повітря, яка позначає загальну запиленість і вимірюється в мг/м^3. Безперешкодне потрапляння цих часток усередину двигуна пояснюється законами аеродинаміки: швидкість гравітаційного осідання пилу є більш ніж на порядок нижчою за лінійну швидкість всмоктуваного повітря у повітрозабірних пристроях локомотива [5, 6].

Докладне співвідношення зафіксованих несправностей, структуроване за основними функціональними вузлами локомотивів, наведено в таблиці 1.2 та візуалізовано на графіках рисунка 1.5.

Таблиця 1.2 – Відсоткове співвідношення несправностей за основними вузлами електровоза за період 2023 – 2025 рр.

Вузли локомотиву	Обрані періоди, р.			
	2023	2024	2025	Середнє
Електричні двигуни	44,3	45,2	44,9	44,8
Механічне обладнання	31,5	32,2	31,8	31,8
Електричні апарати	17,9	17,1	17,3	17,4
Допоміжне обладнання	5,3	5,9	6,7	6



1 – електричні двигуни; 2 – механічне обладнання; 3 – електричні апарати; 4 – допоміжне обладнання

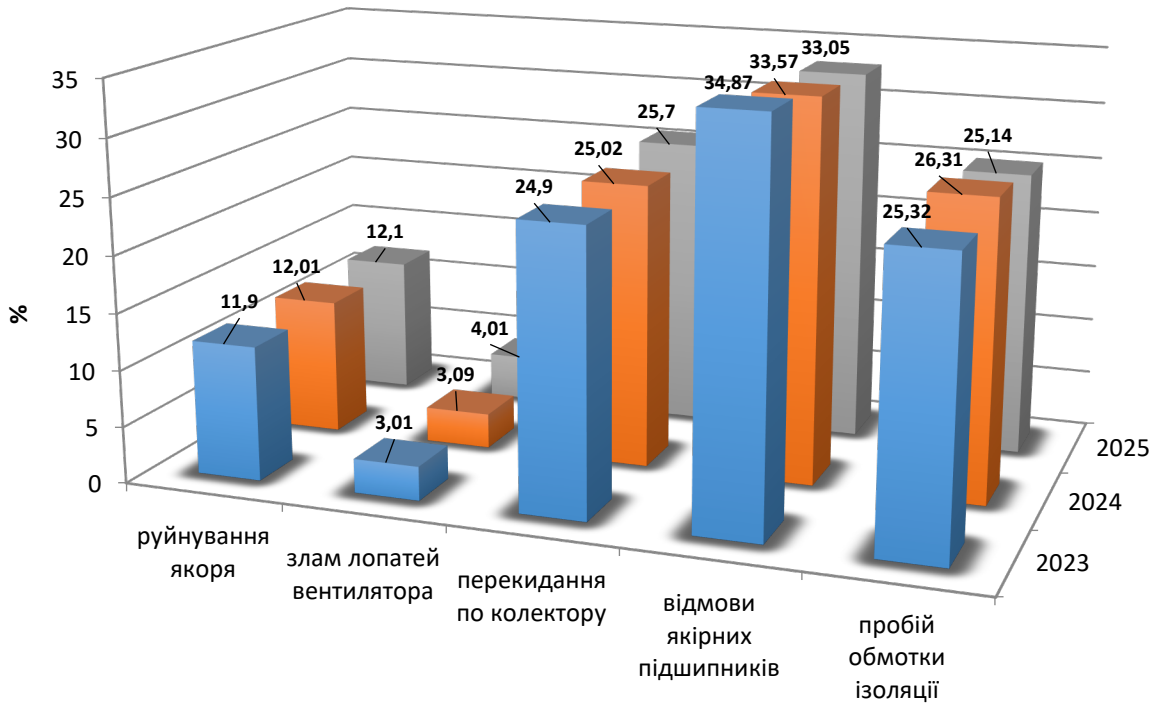
Рисунок 1.5 – Процентне співвідношення несправностей по основних вузлах локомотивів за період 2023 – 2025 рр.

Розгорнута статистика базових несправностей безпосередньо тягового електричного двигуна за аналізований період експлуатації зведена до таблиці 1.3 та представлена на рисунку 1.6. Глибокий аналіз цих даних дозволяє констатувати, що загальна ситуація з експлуатаційною надійністю тягових електродвигунів, незважаючи на впровадження сучасних засобів діагностування та вдосконалення ремонтних баз, залишається без принципових позитивних зрушень.

Таблиця 1.3 – Основні несправності двигунів за період 2023 – 2025 рр.

Роки	Відвертання гайки валу якоря,	Злам лопатей вентилятора	Перекидання по колектору	Шум якірного підшипника	Пробій ізоляції обмотки якоря
2023	11,9	3,01	24,9	34,87	25,32
2024	12,01	3,09	25,02	33,57	26,31
2025	12,1	4,01	25,7	33,05	25,14

Домінуючими першопричинами виходу з ладу тягових двигунів виступають електричний пробій ізоляції, руйнування підшипникових вузлів, а також виникнення міжвиткових замикань безпосередньо в обмотці якоря. Зазначена категорія експлуатаційних пошкоджень є закономірним наслідком впливу важких умов магістральної роботи. Серед головних деструктивних факторів слід виділити екстремальні відцентрові сили, які генеруються під час високошвидкісного обертання якоря двигуна, інтенсивні механічні вібрації, різкі температурні перепади в масиві якірної обмотки, а також безперешкодне проникнення дрібнодисперсних фракцій пилу та залишків мастильних матеріалів у внутрішню порожнину остова двигуна.



1 – відвертання гайки валу якоря; 2 – злам лопатей вентилятора; 3 – перекидання по колектору; 4 – відмови якірного підшипника; 5 – пробій ізоляції обмотки якоря

Рисунок 1.6 – Процентне співвідношення несправностей по основних елементах двигунів за період 2023 – 2025 рр

Надзвичайно велика частка експлуатаційних відмов електричних машин пов'язана з критичним перегрівом і подальшим виплавленням припою безпосередньо з півників колектора. Етіологія цього специфічного дефекту криється у вкрай нерівномірному розподілі струмового навантаження на тяговий двигун у процесі ведення поїзда, що, своєю чергою, ініціює глибокі та стрімкі коливання теплового стану якоря. Важливо підкреслити, що потужним каталізатором цього руйнівного процесу виступають підвищені амплітуди вібраційних збурень двигуна, які поширюються як у вертикальній, так і в горизонтальній площинах екіпажної частини.

Окрему значну групу причин втрати працездатності формують пробої ізоляційного покриття та міжвиткові короткі замикання, що локалізуються в

котушках головних і додаткових полюсів. Аналізуючи природу цих пошкоджень, доцільно вказувати на синергетичний вплив двох базових аспектів: первинних конструктивних особливостей, закладених на етапі проєктування двигунів, та агресивного впливу реальних умов експлуатації. Серед останніх домінуючу роль відіграють фактори механічного та термодинамічного характеру, а саме безперервні вібраційні навантаження та критичні температурні перегріви.

Спираючись на результати глибокого аналізу статистики базових видів пошкоджень, можна аргументовано стверджувати, що якір двигуна демонструє суттєво нижчі показники надійності порівняно з нерухомим остовом. Навіть без урахування випадків виникнення кругового вогню по колектору, саме на якір припадає переважний масив експлуатаційних відмов. Прикметно, що майже третину від цієї кількості становлять саме інциденти з виплавленням припою з півників колектора. Натомість статистична частка пошкоджень, пов'язаних безпосередньо з остовами тягових двигунів, залишається порівняно невеликою.

2 Моніторинг технічного стану механічних вузлів локомотивів

Під час проєктування трибологічної системи ТРС вибір конструкційних матеріалів здійснюється на основі їхніх фізичних, механічних, теплових, електричних та хімічних властивостей, які безпосередньо пов'язують внутрішню будову матеріалу – атомні зв'язки, кристалічну решітку, дефекти будови, мікро- та макроструктуру – з його експлуатаційними характеристиками під дією механічних напружень, корозії, температури, випромінювання та вібрації згідно з рисунком 2.1.



Рисунок 2.1 – Взаємозв'язок структурних параметрів матеріалу з експлуатаційними характеристиками вузла.

Оскільки жоден розрахунок не виключає невизначеності щодо фактичної довговічності матеріалу в робочих умовах, для запобігання раптовим відмовам між плановими ревізіями розгортаються системи моніторингу фактичного стану, узагальнену структурну схему яких наведено на рисунку 2.2. Базовими елементами такої архітектури виступають первинні сенсори, встановлені на трибологічній системі, детектори аномалій, класифікатори дефектів, прогностичні математичні моделі та блок комплексування даних і моделей, який формує вихідну інформацію: попереджувальну сигналізацію, виявлення і класифікацію пошкодження та прогноз залишкового ресурсу.

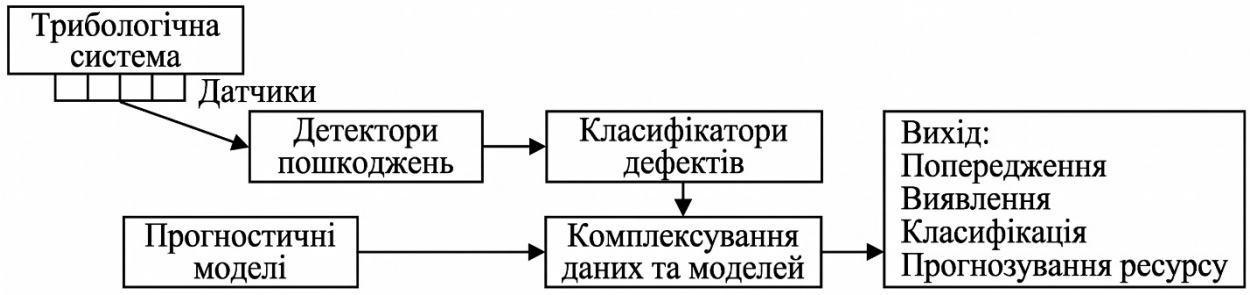


Рисунок 2.2 – Структурна схема комплексної системи моніторингу технічного стану.

Класифікацію основних методів інструментального моніторингу стану обладнання, контрольованих елементів, діагностованих несправностей та вимірюваних фізичних величин подано у таблиці 2.1 [2].

Таблиця 2.1 – Методи інструментального моніторингу технічного стану машин

Метод моніторингу та його різновиди	*Контрольовані елементи*	*Діагностовані несправності*	*Вимірювані параметри*
Вібраційний моніторинг: спектральний аналіз сигнатур; метод ударних імпульсів	Підшипники; зубчасті передачі; ротори; вали	Дисбаланс; ослаблення кріплень; неспіввісність; зношування	Переміщення; швидкість; прискорення; енергія імпульсів
Аналіз мастильних матеріалів: фізико-хімічні тести; спектрографія; ферографія; магнітні детектори стружки; підрахунок часток; аналіз зображень	Підшипники; зубчасті передачі; ротори; мастильний матеріал	Забруднення; деградація мастила; руйнування; зношування	Хімічний склад; концентрація та морфологія домішок

Метод моніторингу та його різновиди	*Контрольовані елементи*	*Діагностовані несправності*	*Вимірювані параметри*
Тепловий моніторинг: контактні методи; безконтактні методи	Підшипники; охолоджувальна рідина; зубчасті передачі; мастило; ТЕД	Хімічні реакції; руйнування; підвищене тертя; перевантаження; зношування	Температура та теплові поля
Неруйнівний контроль: візуальний; капілярний і магнітопорошковий; вихорострумовий; акустична емісія; ультразвуковий; радіографічний	Обертове устаткування; несучі конструкції	Тріщини; деградація структури; витоки; зношування	Геометричні розміри дефектів; частотні характеристики
Корозійний моніторинг: електрохімічні методи; методи втрати маси матеріалу	Конструкційні елементи	Хімічна та електрохімічна взаємодія	Лінійні розміри; електричний опір; потенціал; маса
Моніторинг експлуатаційних параметрів: контроль витрати; струмовий моніторинг	Фільтри; ущільнення; ТЕД	Засмічення; пошкодження роторів; зношування щіток	Сила струму; об'ємна витрата; тиск

Вібрація механічної системи визначається як періодичний рух навколо положення рівноваги, тривалість і амплітуда якого залежать від демпфуючих

властивостей матеріалів та фазових співвідношень між збурюючим зусиллям і динамічним відгуком конструкції. Коливання можуть бути вимушеними внаслідок дисбалансу, зачіпання, ослаблення посадок і неспіввісності, або самозбуджуваними через внутрішнє тертя, ріст тріщин і резонансні явища. Поширюючись від джерела до суміжних вузлів, вібрація неприпустимого рівня прискорює трибологічне зношування та ініціює процеси руйнування, яким запобігають за допомогою спектрального аналізу вібраційних сигнатур або методу ударних імпульсів.

2.1 Аналіз вібраційних сигнатур

Оскільки кожен вид коливального руху формує унікальний вібраційний почерк або сигнатуру, завдання аналізу полягає у визначенні амплітуд і домінуючих частот за сигналами електронних вимірювальних перетворювачів у часовій та частотній областях:

– *акселерометри*. Контактні п'єзоелектричні датчики прискорення, що монтуються безпосередньо на корпусах підшипників чи інших елементах, є основним засобом моніторингу завдяки здатності реєструвати коливання у широкому діапазоні від низьких до надвисоких частот у межах 3–30000 Гц;

– *датчики віброшвидкості.* Застосовуються для вимірювання абсолютної швидкості коливань у низько- та середньочастотному діапазоні від 1 до 1500 Гц. Традиційні електромагнітні індукційні перетворювачі з котушкою та магнітом працюють без зовнішнього джерела живлення, проте у сучасних системах вони активно замінюються п'єзоелектричними датчиками швидкості з вбудованим електронним інтегратором, які вирізняються меншою вартістю та підвищеною довговічністю;

– *датчики вібропереміщення.* Використовуються для контролю зміни взаємного положення деталей і радіальних чи осьових зазорів. Лінійний

диференціальний трансформатор перетворює прямолінійне переміщення зв'язаного з об'єктом феромагнітного осердя всередині порожнистого циліндра з індуктивними обмотками в електричний сигнал, тоді як поворотний диференціальний трансформатор аналогічно реєструє кутові переміщення. Для вимірювання абсолютного переміщення конструкцій також застосовують п'єзоелектричні акселерометри з подвійним інтегруванням, а для контролю відносних коливань вала відносно підшипникової опори встановлюють безконтактні вихорострумові пробники наближення.

Під час передачі сигналів від датчиків кабельними лініями необхідне ретельне екранування від зовнішніх електромагнітних та електростатичних полів. Безперервний аналоговий сигнал за допомогою мікропроцесорного аналого-цифрового перетворювача оцифровується у дискретні відліки з рівним кроком за часом і піддається аналоговій або цифровій фільтрації для пригнічення позасмугових завад.

Метод ударних імпульсів є спеціалізованою технологією діагностування контактної взаємодії обертових деталей, яка дозволяє виявити дефіцит мастильного матеріалу та початкове зношування поверхонь кочення ще до появи макроскопічних фізичних деформацій. Метод вимірює не низькочастотну вібрацію машини, а високочастотні пружні ударні хвилі, які генеруються в момент зіткнення двох твердих тіл. Під час механічного удару тіла кочення об бігову доріжку підшипника в матеріалі обох деталей поширюється хвиля стиснення, пікова амплітуда якої прямо пропорційна швидкості співудару, а частота визначається масою і геометрією контактуючих елементів. Коли фронт ударної хвилі досягає п'єзоелектричного перетворювача, його інерційна маса реагує на слабкі імпульси амплітудними коливаннями. За допомогою електронної смугової фільтрації виділяється відгук датчика суворо на його власній ретельно налаштованій резонансній частоті близько 32 кГц, що забезпечує каліброване вимірювання інтенсивності ударних імпульсів без впливу низькочастотної

вібрації агрегату. Мікропроцесорний блок обробляє отриманий сигнал з урахуванням введених даних про посадковий діаметр підшипника і частоту обертання вала, відображаючи потужність ударних імпульсів за логарифмічною шкалою в децибелах. У процесі експлуатації зростання рівня ударних імпульсів до 35 дБ свідчить про початковий розвиток пошкодження або зменшення товщини масляної плівки, діапазон від 35 до 50 дБ вказує на наявність видимих поверхневих дефектів кочення, а перевищення порога 50 дБ сигналізує про критичний ризик аварійного руйнування підшипника.

2.2 Фізико-хімічний аналіз мастильних матеріалів

Мастильний матеріал у механізмах виконує функції зниження тертя, відведення тепла та очищення навантажених поверхонь тертя, проте з часом зазнає хімічної деградації та забруднюється продуктами зношування деталей. Для оцінювання працездатності оливи та стану змащуваних вузлів застосовують шість лабораторних та інструментальних методів:

– *хімічні та фізичні випробування*. Базуються на періодичному відборі репрезентативних проб оливи з циркуляційної системи безпосередньо перед фільтрами на лініях зливу або повернення при робочій температурі, номінальному навантаженні та швидкості агрегату;

– *спектрографічний аналіз*. Дозволяє ідентифікувати присутність та швидкість накопичення хімічних елементів у відпрацьованій оливі порівняно зі свіжим зразком. Типові джерела походження металів зношування в агрегатах систематизовано у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Хімічні елементи продуктів зношування та їхні потенційні джерела у вузлах машин

Метал зношування	*Можливе конструктивне джерело походження*
Алюміній	Підшипники ковзання, корпусні блоки, крильчатки, поршні, лопатки насосів, ротори
Сурма	Антифрикційні сплави підшипників, консистентні мастила
Хром	Випускні клапани, зубчасті колеса, гільзи циліндрів, поршневі кільця, штоки, підшипники, ущільнення, вали
Мідь	Вкладиші підшипників, бронзові втулки, гільзи циліндрів, упорні шайби
Залізо	Підшипники кочення, розподільні та колінчасті вали, муфти зчеплення, циліндри, зубчасті колеса, поршні, насоси, вали
Свинець	Бабітові та бронзові підшипники, присадки до олив, ущільнення, припої
Магній	Миючі присадки до олив, вали, клапани
Молібден	Протизношувальні присадки до олив, покриття поршневих кілець
Нікель	Леговані зубчасті колеса, підшипники кочення, силові вали, лопатки турбін
Кремній	Руйнування ущільнювальних прокладок, герметики, потрапляння атмосферного пилу та кварцового піску
Срібло	Сепаратори підшипників кочення, вали, срібні припої
Олово	Вкладиші підшипників, втулки, ущільнення, припої, черв'ячні передачі
Титан	Підшипники ковзання, лопатки турбін

Метал зношування	*Можливе конструктивне джерело походження*
Цинк	Латунні деталі підшипників, проникнення охолоджувальної рідини, протизношувальні присадки

– *ферографія*. Метод сепарації та аналізу феромагнітних частинок зношування, завислих в оливі, за допомогою градієнтного магнітного поля. При ферографії прямого зчитування проба оливи прокачується через осаджувальну трубку над магнітною пластиною: великі частинки розміром понад 15 мкм сильно притягуються магнітом і осідають на вході трубки, а дрібні слабкомагнітні фракції рівномірно розподіляються вздовж її довжини. За допомогою волоконно-оптичних датчиків у двох перерізах трубки вимірюється ступінь ослаблення світлового потоку, що дозволяє кількісно визначити концентрацію великих частинок D_L та дрібних частинок D_S. При аналітичній ферографії олива пропускається по нахиленій скляній пластині над магнітом, де феромагнітні частинки вишиковуються у паралельні ряди за спаданням розміру, утворюючи ферограму, а кольорові немагнітні метали осідають хаотично. Дослідження ферограми під оптичним або електронним мікроскопом дозволяє класифікувати частинки за морфологією – розміром, формою, кольором побіжалості та текстурою поверхні – і точно встановити фізичний механізм зношування вузла;

– *магнітні детектори стружки.* Являють собою магнітні пробки, встановлені в масляній магістралі перед фільтром для вловлювання великих феромагнітних уламків, інтенсивне утворення яких передує аварійному руйнуванню деталей;

– *підрахунок кількості частинок.* Класифікація чистоти оливи регламентується міжнародним стандартом ISO 4406, який описує рівень забруднення тризначним кодом, що відповідає загальній кількості твердих частинок в 1 мл рідини розміром понад 4 мкм, 6 мкм та 14 мкм відповідно.

Автоматичні лічильники частинок за принципом загасання потоку пропускають пробу через калібровану сітку з розміром чарунок 10 або 15 мкм і оцінюють концентрацію домішок за швидкістю падіння витрати внаслідок поступового перекриття пор;

– *аналіз зображень.* Включає метод мембранних проб, за якого фіксований об'єм оливи фільтрують крізь пористу мембрану і візуально порівнюють ступінь її потемніння з еталонними шкалами або сканують мембрану відеокамерою з комп'ютерною обробкою контрастності для автоматичного розрахунку площі, периметра і кількості затриманих частинок.

Моніторинг корозійних процесів у металевих конструкціях під впливом вологи, солей та агресивних середовищ здійснюється двома групами методів:

– *електрохімічні методи* поляризаційного та гальванічного контролю вимірюють різницю потенціалів і потік електронів між анодними ділянками розчинення металу та катодними зонами, дозволяючи оцінити миттєву швидкість корозійного руйнування;

– *методи контролю втрати металу* включають гравіметричний метод зразків-свідків, які експонуються в робочому середовищі впродовж тривалого часу близько 90 діб із подальшим очищенням та зважуванням для визначення середньої швидкості корозії, а також використання зондів електричного опору. Останні забезпечують оперативний безперервний контроль: зменшення площі поперечного перерізу чутливого металевого елемента внаслідок поверхневої корозії викликає прямо пропорційне зростання його електричного опору відносно захищеного еталонного елемента з температурною компенсацією.

Тепловий моніторинг базується на фіксації аномального виділення теплової енергії внаслідок підвищеного тертя, механічного перевантаження, хімічних реакцій або пробою електричної ізоляції та поділяється на контактні й безконтактні методи:

– *контактні засоби* охоплюють термоіндикаторні фарби й олівці, рідинні скляні термометри з діапазоном вимірювання від -15 до $540\ ^\circ\text{C}$, а також стаціонарні первинні перетворювачі. Термопари, дія яких грунтується на термоелектричному ефекті Зеєбека у спаї двох різнорідних провідників, не потребують зовнішнього живлення, мають високу механічну міцність і працюють у широкому діапазоні від -200 до $1800\ ^\circ\text{C}$. Термометри опору, виготовлені з хімічно інертного платинового дроту або плівки, забезпечують найвищу точність і стабільність вимірювань у межах від -260 до $850\ ^\circ\text{C}$ за рахунок лінійного додатного температурного коефіцієнта опору, але вимагають стабілізованого джерела струму. Напівпровідникові термістори зі спечених оксидів металів мають великий нелінійний від'ємний температурний коефіцієнт опору, що забезпечує високу чутливість до малих перепадів температур у діапазоні від -80 до $300\ ^\circ\text{C}$;

– *безконтактні засоби* реєструють інтенсивність поверхневого електромагнітного випромінювання об'єкта у видимому та інфрачервоному спектрах, що дозволяє безпечно обстежувати великі площі та рухомі вузли. До них належать оптичні яскравісні та двоколірні спектральні пірометри, а також інфрачервоні тепловізори на базі охолоджуваних фокальних матриць детекторів, які формують просторову температурну карту поверхні машини з урахуванням коефіцієнта теплового випромінювання матеріалу.

Спектральний аналіз електричної сигнатури струму є неінвазивним методом діагностування привідних електродвигунів і пов'язаних із ними механічних передач. Періодичні коливання механічного навантаження на валу від зубчастих коліс та підшипників викликають модуляцію амплітуди і частоти живильного струму промислової частоти 50 або 60 Гц, який вимірюється безконтактними струмовими кліщами. Демодуляція струмового сигналу методами перетворення Фур'є та порівняння спектрів у часі дозволяють виявити пошкодження стрижнів ротора, фазну несиметрію статора та зростання сил тертя у приводі.

2.3 Методи неруйнівного контролю деталей

Для кількісної оцінки цілісності матеріалів і виявлення поверхневих та внутрішніх тріщин без руйнування деталей застосовують шість базових методів неруйнівного контролю:

1) *візуально-оптичний контроль.* Виконується за допомогою луп, гнучких ендоскопів або бороскопів для огляду внутрішніх порожнин, а також автоматизованих систем машинного зору з цифровою обробкою піксельної яскравості для обміру дефектів та розбракування деталей за пороговими критеріями;

2) капілярна та магнітопорошкова дефектоскопія. Капілярний метод виявляє відкриті поверхневі тріщини шляхом нанесення кольорового або флуоресцентного пенетранта, який затягується в порожнину дефекту капілярними силами, а після очищення поверхні витягується білим проявником і оглядається у білому або ультрафіолетовому світлі. Магнітопорошковий метод застосовується для феромагнітних деталей: при намагнічуванні об'єкта поверхневі та підповерхневі несуцільності спотворюють силові лінії магнітного потоку, утворюючи поля розсіювання, які притягують сухий феромагнітний порошок або суспензію і забезпечують імовірність виявлення тріщин довжиною 2 мм на рівні, близькому до 100%;

3) вихрострумовий контроль. Застосовується для електропровідних матеріалів без необхідності безпосереднього механічного контакту або видалення лакофарбового покриття. Котушка зі змінним струмом частотою від 10 Гц до 10 МГц наводить вихрові струми у приповерхневому скін-шарі металу товщиною від 5 мкм до 10 мм. Наявність тріщин глибиною від 0,1 мм спотворює траєкторію вихрових струмів і змінює комплексний електричний імпеданс вимірювальної котушки;

4) радіографічний контроль. Базується на просвічуванні деталі рентгенівським або гамма-випромінюванням із фіксацією тіньового зображення на плівці: внутрішні порожнини, раковини, сторонні включення та зміщення деталей у складанні змінюють інтенсивність поглинання променів пропорційно атомному номеру, щільності та товщині металу, забезпечуючи просвічування сталевих перерізів товщиною до 25 см;

5) метод акустичної емісії. Реєструє високочастотні пружні хвилі напружень у смузі від 50 кГц до 1 МГц, які виникають при зародженні й розкритті тріщин, русі дислокацій та фазових перетвореннях, за допомогою п'єзокерамічних перетворювачів із цирконату-титанату свинцю та підсилювачів заряду, оцінюючи пікову амплітуду, кількість викидів над порогом, тривалість, час наростання та енергію під огинаючою імпульсу;

6) Ультразвукова дефектоскопія. Використовує зондування матеріалу високочастотними імпульсами за ехо-імпульсною схемою з одним суміщеним перетворювачем або за тіньовою схемою з роздільними випромінювачем і приймачем, а в агресивних або високотемпературних зонах – безконтактне лазерне збудження ультразвукових хвиль частотою до 100 MHz із лазерно-інтерферометричним прийомом. За амплітудою та часом затримки відбитих від внутрішніх несуцільностей сигналів будують дво- або тривимірні карти дефектів із роздільною здатністю близько 1 мм [2, 7, 8].

3 Методологія вібраційного аналізу механічних вузлів локомотивів

3.1 Вібраційний моніторинг та еволюція стратегій технічного обслуговування

Спектральний аналіз вібрації на основі швидкого перетворення Фур'є є базовим інструментом інженера з експлуатації та контролю якості, який дозволяє переконатися у стабільності робочого процесу технічної системи, своєчасно виявити приховані аномалії та спрогнозувати розвиток відмов у окремих вузлах. Принципи спектрального аналізу вібрації застосовні до будь-якого динамічного обладнання, що зазнає механічних коливань, забезпечуючи подовження життєвого циклу машин, зниження експлуатаційних витрат і підвищення продуктивності. Ігнорування аномальних вібраційних проявів під час роботи механізмів неминуче призводить до тяжких аварійних наслідків і катастрофічного руйнування конструкцій [2, 9].

Моніторинг параметрів вібрації тривалий час застосовується у стратегіях технічного обслуговування транспортних і промислових систем поряд із контролем температури, тиску та витрати робочих середовищ. Зростання вимог до мінімізації витрат на утримання та максимізації надійності складного високовартісного обладнання стимулювало розвиток методів цифрової обробки сигналів, зокрема спектрального аналізу на базі швидкого перетворення Фур'є. Філософія технічного обслуговування послідовно еволюціонувала від експлуатації до фактичної відмови через систему планово-попереджувальних ремонтів до прогнозного обслуговування, яке є економічно ефективним засобом виконання ремонтних втручань за реальною потребою, а не за фіксованим календарним регламентом. Вібраційний аналіз надає вичерпну діагностичну інформацію про поточний стан складного устаткування, яку неможливо отримати іншими методами неруйнівного контролю, а у поєднанні з методами термографії дозволяє оптимізувати

процеси обслуговування для досягнення максимальної надійності за мінімальних витрат.

Промислові та транспортні об'єкти, серед яких локомотиви, двигуни внутрішнього згоряння, електричні машини, компресори, турбіни та верстати, мають функціонувати надійно впродовж тривалого терміну з мінімальним рівнем коливань. Кожна з цих систем містить відповідальні обертові деталі: вали електродвигунів, колінчасті вали, шківи, колісні пари, вентилятори, зубчасті колеса та ротори. Механічні системи з обертовими вузлами схильні до виникнення низки типових вібраційних дефектів:

– дисбаланс обертових мас;

– прогин вала;

– підвищене тертя або механічне заїдання;

– недостатнє або неякісне змащування;

– пошкодження елементів підшипників кочення та ковзання;

– пошкодження або порушення регулювання приводних пасів;

– неспіввісність валів або з'єднувальних муфт;

– перекіс шківів;

– ексцентриситет обертових деталей;

– ослаблення посадок і кріплень компонентів;

– несправності поршневих груп і шатунів;

– зношування або пошкодження профілю зубів зубчастих передач;

– дефекти лопатей вентиляторів і турбін.

Додатковими джерелами інтенсивної вібрації в агрегатах виступають явища механічного резонансу, частотні биття, гідродинамічна кавітація, витоки робочого середовища та електромагнітний шум. Деградація обертової системи відбувається внаслідок безперервного зношування або ударних навантажень від незбалансованих мас. Механічне тертя генерує теплову енергію, що викликає температурне розширення деталей і зменшення робочих зазорів, а це своєю чергою призводить до ще більшого зростання тертя та стрімкого виходу обладнання з ладу за відсутності своєчасного втручання.

Оцінювання допустимого рівня коливань та ефективності заходів зі зниження віброактивності базується на інструментальних вимірюваннях, що вимагає вирішення таких базових завдань:

– визначення фізичної природи вібрації досліджуваного об'єкта;

– вибір інформативних параметрів вібрації, одиниць їх вимірювання та встановлення математичних зв'язків між ними;

– встановлення критеріїв нормального вібраційного стану агрегату;

– локалізація конкретних вузлів, що генерують підвищену вібрацію, та кількісне оцінювання її інтенсивності;

– інтерпретація результатів вимірювань для оцінювання технічного стану та залишкової надійності виробу;

– визначення переваг спектрального аналізу порівняно з контролем загального рівня вібрації [10, 11].

3.2 Фізична сутність вібрації та опис її кінематичних параметрів

Відповідно до міжнародного стандарту ISO 2041:2009, вібрація визначається як механічні коливання відносно положення рівноваги, що мають періодичний або випадковий характер. Коливання поділяються на вимушені, що підтримуються періодичним зовнішнім збуренням на кшталт обертання ротора електродвигуна з постійною швидкістю, та резонансні, які виникають на власній частоті коливальної системи. Форма коливального процесу може бути простою гармонічною синусоїдою або складною полігармонічною хвилею з різними частотами та коефіцієнтами затухання. Промислові об'єкти характеризуються складною просторовою вібрацією, яка формується суперпозицією частот обертання приводних двигунів і виконавчих механізмів, власних резонансних частот передач і опорних рам, високочастотних

аеродинамічних або гідродинамічних складових, а також комбінаційних сумарних і різницевих частот биття та вищих гармонік.

Кінематика коливального руху маси описується п'ятьма основними параметрами:

– частота коливань;

– вібропереміщення;

– віброшвидкість;

– віброприскорення;

– ривок або швидкість зміни віброприскорення.

Перший параметр характеризує кількість повних циклів коливань за одиницю часу, тоді як останні чотири визначають амплітуду та інтенсивність вібраційного процесу.

3.2.1 Частота та період коливань

Частота f відображає повторюваність періодичного процесу за одиницю часу і вимірюється в циклах за секунду або герцах, а для обертових валів – також в обертах за хвилину. Залежно від діагностичного завдання досліджуваний частотний діапазон може бути низькочастотним від 0 до 400 Гц або високочастотним від 0 до 20000 Гц із роздільною здатністю у вузьких частотних вікнах, наприклад 0,25 Гц, або в широких смугах частот від 5000 до 15000 Гц. Величина, обернена до частоти $T = 1/f$, є періодом коливань і виражається в секундах або мілісекундах. Гармоніками основної або фундаментальної частоти f_1 називаються складові, частоти яких є цілими кратними основної частоти: друга гармоніка дорівнює подвоєній основній частоті $f_2 = 2f_1$, третя гармоніка – потроєній $f_3 = 3f_1$ тощо.

У математичних моделях частота також подається через кутову або циклічну частоту ω, що вимірюється в радіанах за секунду. Оскільки довжина

кола дорівнює 2π його радіусів, повний цикл $360°$ містить 2π радіанів, звідки випливає співвідношення $1 \text{ рад} = \frac{360°}{2\pi} \approx 57,3°$. При цьому зв'язок між кутовою та лінійною частотою визначається виразом $\omega = 2\pi f$.

3.2.2 Вібропереміщення

Фізичну модель вібропереміщення ілюструє маса, нерухомо підвішена на пружній пружині у положенні статичної рівноваги згідно з рисунком 3.1.

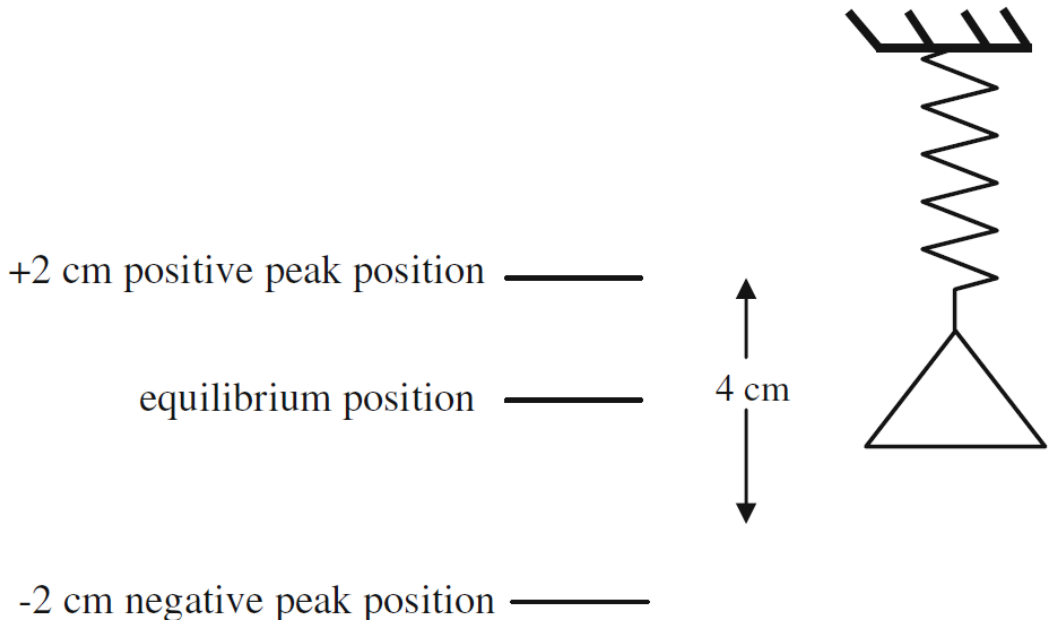


Рисунок 3.1 – Маса, що кріпиться до пружини, яка підвішена до стелі

Якщо прикласти зовнішнє зусилля і змістити масу вертикально вниз на відстань 2 см, розтягнувши пружину відносно рівноважного стану, система отримає від'ємне пікове переміщення -2 см. Після вивільнення маси сила пружності пружини повертає її вгору через точку рівноваги до досягнення додатного пікового переміщення $+2$ см над положенням спокою. Це

максимальне відхилення позначається як X_{peak} і називається піковою амплітудою переміщення. За відсутності зовнішнього підживлення маса продовжує здійснювати вільні резонансні коливання на власній частоті системи, доки сили тертя та демпфування поступово не зменшать амплітуду до нуля. В умовах вимушених усталених коливань пікова амплітуда залишається незмінною, а повний розмах переміщення від нижньої до верхньої крайньої точки циклу $X_{\text{p-p}}$ становить подвоєну амплітуду, тобто 4 см.

У часовій області миттєве значення гармонічного вібропереміщення x, виражене в міліметрах, сантиметрах або мікрометрах, описується тригонометричним рівнянням

$$x = X_{\text{peak}} \sin(\omega t + \phi) \tag{3.1}$$

де $\omega = 2\pi f$ – кутова частота коливань, рад/с;

f – частота коливань, Гц;

t – час, с;

ϕ – початкова фаза коливань, рад.

Для кількісного оцінювання інтенсивності коливань за повний цикл синусоїдального процесу також застосовують середнє абсолютне значення переміщення X_{avg} та середньоквадратичне значення X_{rms}, які пов'язані з піковою амплітудою співвідношеннями:

$$X_{\text{avg}} = 0{,}636 X_{\text{peak}} \tag{3.2}$$

$$X_{\text{rms}} = 0{,}707 X_{\text{peak}} \tag{3.3}$$

Параметр вібропереміщення зазвичай застосовується для вимірювання низькочастотних коливань, тоді як високочастотні процеси оцінюють за параметром віброприскорення. Окрім лінійних коливань, у валах двигунів,

колінчастих валах і осях колісних пар виникають крутильні коливання, що являють собою періодичне закручування вала навколо поздовжньої осі за годинниковою стрілкою та проти неї відносно кутового положення рівноваги. У крутильній вібрації лінійному переміщенню x відповідає кутове переміщення θ, яке вимірюється в градусах або радіанах.

3.2.3 Віброшвидкість

Віброшвидкість v характеризує швидкість зміни переміщення у часі і математично визначається як перша похідна від вібропереміщення за часом

$$v = \frac{dx}{dt} = \frac{d}{dt}\left[X_{\text{peak}} \sin(\omega t + \phi)\right] = \omega X_{\text{peak}} \cos(\omega t + \phi) = 2\pi f X_{\text{peak}} \cos(2\pi f t + \phi) \tag{3.4}$$

Для крутильних коливань валів аналогом лінійної швидкості виступає кутова швидкість зміни кута закручування θ, яка виражається в градусах за секунду, обертах за хвилину або радіанах за секунду.

3.2.4 Віброприскорення

Віброприскорення a визначає швидкість зміни віброшвидкості у часі та є другою похідною за часом від вібропереміщення або першою похідною від віброшвидкості

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d}{dt}\left[\omega X_{\text{peak}} \cos(\omega t + \phi)\right] = -\omega^2 X_{\text{peak}} \sin(\omega t + \phi)$$
$$= -4\pi^2 f^2 X_{\text{peak}} \sin(2\pi f t + \phi) = -4\pi^2 f^2 x \quad (3.5)$$

З отриманого виразу випливає, що миттєве віброприскорення прямо пропорційне вібропереміщенню x з протилежним знаком. Це означає, що прискорення набуває максимального від'ємного значення в момент досягнення максимального додатного переміщення, тобто випереджає або відстає за фазою від переміщення рівно на π радіанів або $180°$. У системах із крутильною вібрацією кутове прискорення α характеризує швидкість зміни кутової швидкості та вимірюється в рад/с^2 або град/с^2.

3.2.5 Ривок

Четвертим амплітудним параметром вібрації є ривок j, який визначає швидкість зміни віброприскорення у часі і обчислюється шляхом диференціювання прискорення

$$j = \frac{da}{dt} = -\omega^3 X_{\text{peak}} \cos(\omega t + \phi) = -8\pi^3 f^3 X_{\text{peak}} \cos(2\pi f t + \phi). \quad (3.6)$$

Аналіз часових похідних вищих порядків демонструє суттєвий вплив частотного множника на амплітуду сигналу. Якщо маса одночасно здійснює коливання на двох різних частотах f та $10f$ з однаковою амплітудою переміщення X_1, то відповідні амплітуди віброприскорення відрізнятимуться у $10^2 = 100$ разів, а амплітуди ривка для сигналу з частотою $10f$ перевищуватимуть амплітуду ривка для частоти f у $10^3 = 1000$ разів. У крутильних коливальних системах кутовий ривок визначається аналогічно як швидкість зміни кутового прискорення з розмірністю рад/с^3.

3.3 Цифрова обробка вібраційних сигналів

Для об'єктивного інструментального вимірювання механічних коливань застосовуються вимірювальні перетворювачі, зокрема п'єзоелектричні акселерометри, які трансформують механічну вібрацію досліджуваного об'єкта в пропорційний електричний сигнал із подальшою обробкою в аналізаторі спектра та відображенням у часовій або частотній областях.

У часовій області вісь абсцис градуюється в одиницях часу, а вісь ординат – в одиницях вимірюваного параметра вібрації. Дослідження форми хвилі за допомогою осцилографа дозволяє візуалізувати як прості гармонічні коливання, так і складні сумарні сигнали. На рисунку 3.2 зображено дві окремі синусоїдальні хвилі з різними амплітудами 1,0 та 0,5, різними частотами та фазовим зсувом.

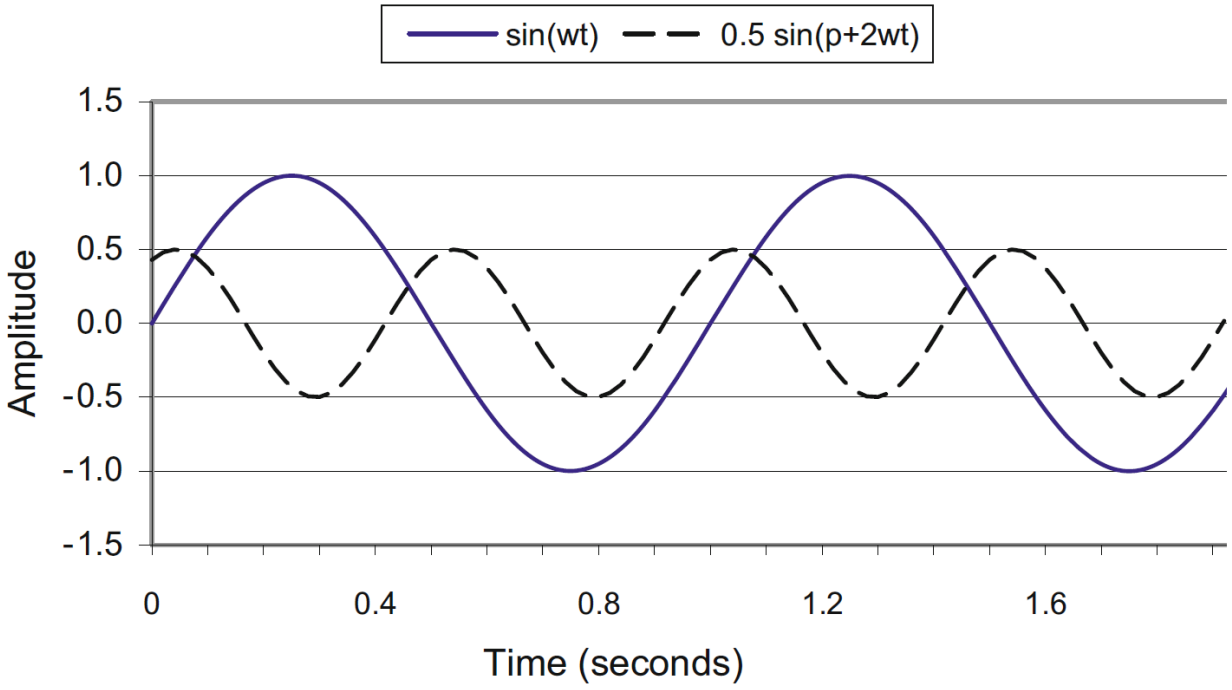


Рисунок 3.2 – Хвилі синусоїд

Внаслідок їх додавання формується результуюча складна форма коливань у часовій області, наведена на рисунку 3.3, загальний інтегральний рівень якої може бути зафіксований цифровим віброметром.

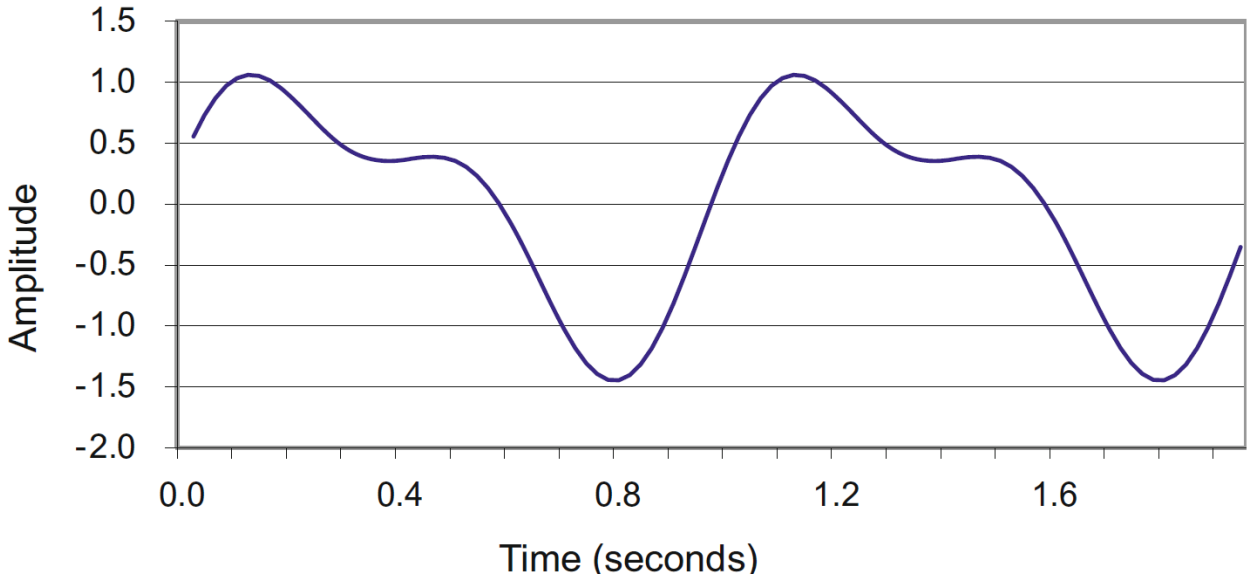


Рисунок 3.3 – Сума синусоїд Y = sin(wt) + 0,5sin(p + 2wt)

Застосування аналізатора спектра дозволяє дослідити вихідний сигнал акселерометра в частотній області шляхом розкладання амплітуди за окремими частотними складовими. Таке графічне подання, наведене на рисунку 3.4, будується за допомогою алгоритму швидкого перетворення Фур'є. Спектр на рисунку 3.4 чітко розділяє складну сумарну хвилю на дві дискретні гармонічні складові з кутовими частотами 6,3 рад/с та 12,6 рад/с і відповідними амплітудами 1,0 та 0,5. У реальних багатокомпонентних механічних системах присутність резонансів, вищих гармонік на кратних інтервалах основної частоти ротора, а також сумарних і різницевих комбінаційних частот від підшипників, зубчастих передач і клапанів формує індивідуальний спектральний підпис агрегату, за яким виявляють та усувають джерела підвищеної віброактивності шляхом посилення жорсткості конструкції та центрування валів.

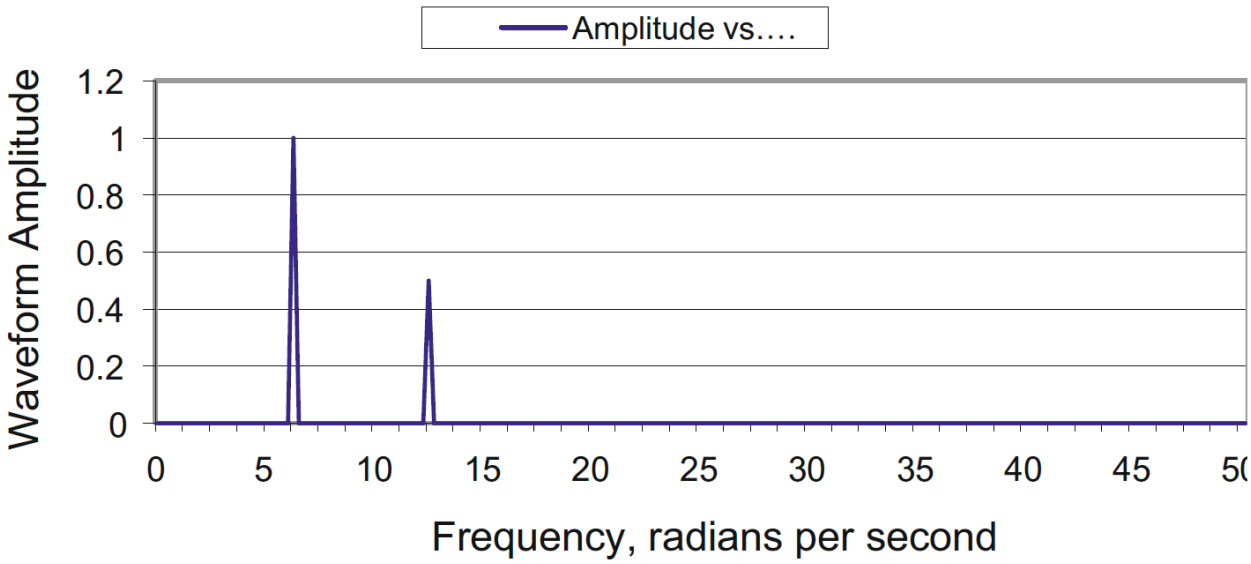


Рисунок 3.4 – ШПФ спектр суми двох синусоїд

Вибір первинних перетворювачів залежить від контрольованого параметра та частотного діапазону:

– *п'єзоелектричні акселерометри.* Принцип їхньої дії базується на накопиченні електричного заряду у твердотільному п'єзоелектричному матеріалі під впливом прикладених механічних напружень. Вихідна напруга датчика лінійно пропорційна діючому прискоренню, а коефіцієнт чутливості виражається у мВ/$\left(\text{м/с}^2\right)$ або мВ/g, де $g \approx 9{,}8$ м/с^2 – прискорення вільного падіння. Чутливість акселерометра калібрується у робочому діапазоні частот, де амплітудно-частотна характеристика залишається плоскою і незмінною, проте на високих частотах спостерігається спад чутливості: наприклад, датчик може мати стабільну чутливість 100 мВ/g у смузі від 1 до 10000 Гц, яка на частоті 15000 Гц знижується до 30 мВ/g;

– *датчики віброшвидкості.* Такі перетворювачі генерують вихідну напругу, пропорційну швидкості коливань, і конструктивно містять індуктивну котушку та постійний магніт, які переміщуються один відносно одного при вібрації корпусу. Типова чутливість перетворювачів швидкості становить близько 200 мВ/(см/с) у робочому частотному діапазоні від 10 до 1000 Гц;

– *засоби вимірювання лінійного переміщення.* Низькочастотні або великоамплітудні переміщення можуть реєструватися оптичними приладами з вимірювальною шкалою або мікрометричними індикаторами переміщень.

Віброметри відображають сумарне значення вібрації у широкій або вузькій смузі частот, тоді як аналізатори спектра за допомогою спеціалізованого програмного забезпечення одночасно візуалізують часову реалізацію та високороздільний спектр швидкого перетворення Фур'є з подальшим експортом масивів у бази даних.

Під час цифрової дискретизації та спектральної обробки сигналів необхідно враховувати два фундаментальні явища:

– *розтікання спектра та вагові вікна.* Оскільки оцифрування неперервного сигналу виконується окремими часовими блоками скінченної тривалості, некратність довжини блока періоду досліджуваного сигналу спричиняє ефект розтікання енергії спектра, що проявляється у розширенні основи спектральних піків у частотній області. Для мінімізації цього явища застосовують вагові функції вікон, які плавно знижують чутливість детектора на початку та в кінці часового блока, надаючи максимальну вагу центральній частині вибірки. Найбільш поширеним при моніторингу машин є вікно Хеннінга, тоді як прямокутне вікно не ослаблює краї вибірки і породжує максимальне розтікання спектра; для специфічних завдань також використовують вікна Хеммінга, Блекмана, Бартлетта та вікно з плоскою вершиною;

– *накладання частот та критерій Найквіста*. Ефект елайзингу або накладання частот виникає тоді, коли високочастотні складові сигналу після дискретизації формують хибні низькочастотні піки у спектрі. Для запобігання цьому частота дискретизації сигналу за критерієм Найквіста має перевищувати щонайменше вдвічі найвищу частоту досліджуваного спектра: наприклад, для коректної ідентифікації коливань із частотою 20000 Гц частота оцифрування повинна перевищувати 40000 Гц. Додатково на вході аналізатора

встановлюють аналоговий фільтр нижніх частот, який відсікає високочастотні складові вище межі вимірювання.

3.4 Організація заходів із вібродіагностичного діагностування

Ефективна побудова системи збору та спектрального аналізу вібраційних даних базується на семи послідовних етапах:

– чітке визначення цілей вимірювання;

– вибір оптимальних контрольних точок на об'єкті;

– підбір відповідної вимірювальної апаратури та її конфігурації;

– забезпечення методичної одноманітності вимірювань;

– застосування методів статистичного контролю процесів;

– коректна діагностична інтерпретація результатів;

– регламентація коригувальних дій за виявленими трендами даних.

Для обґрунтування конкретних об'єктів моніторингу використовується методологія аналізу видів та наслідків потенційних відмов FMEA, яка дозволяє ранжувати можливі дефекти за трьома експертними показниками за шкалою від 1 до 10:

– частота виникнення несправності O, де 10 відповідає найчастішій появі;

– тяжкість наслідків відмови S, де 10 означає критичну відмову;

– ефективність виявлення причини дефекту методами вібраційного аналізу D.

Для кожного виду несправності обчислюється інтегральний добуток пріоритетності ризику $RPN = O \cdot S \cdot D$, на основі якого до програми прогнозного вібромоніторингу включають вузли з максимальним значенням добутку та відкидають елементи з низькими показниками. Для скорочення

обсягу попередніх експериментальних випробувань при оцінюванні показників O, S та D застосовують методи планування експерименту за Тагучі.

Контрольні точки вимірювання розміщують на вузлах із високим ризиком виникнення резонансних або експлуатаційних пошкоджень. Під час вибору та експлуатації вимірювального обладнання враховують дев'ять технічних критеріїв:

1) Характеристики досліджуваної вібрації. необхідний частотний діапазон та роздільна здатність спектра, очікувана амплітуда коливань, що виключає перевантаження або недостатню чутливість датчика, а також вибір одиниць вимірювання – переміщення для низьких частот, швидкості для середніх частот, прискорення для широкої смуги і високих частот, або застосування торсіометрів для контролю різниці фаз крутильних коливань на протилежних кінцях вала;

2) Системна інтеграція. Узгодження первинних датчиків та реєструючої апаратури за напругою, струмом і електричним імпедансом;

3) Реєстрація та передача даних. Сумісність програмного забезпечення з електронними таблицями та базами даних, наявність достатнього обсягу оперативної і довготривалої пам'яті;

4) Порогова сигналізація. Здатність системи автоматично розпізнавати перевищення допустимих рівнів вібрації та формувати попереджувальні сигнали;

5) Спосіб кріплення датчика. За відсутності феромагнітних поверхонь або за необхідності точних вимірювань на частотах понад 2 кГц замість магнітних тримачів, власна маса яких знижує високочастотну чутливість, застосовують різьбові шпильки або клейові з'єднання;

6) Температурний режим поверхні. Захист п'єзоелектричних акселерометрів від перегріву або використання високотемпературних модифікацій;

7) Просторове орієнтування. Суворе дотримання незмінного напрямку головної осі чутливості одновісного акселерометра під час кожного вимірювання;

8) Вплив навколишнього середовища. Захист датчиків від агресивних газів та рідин;

9) Методична повторюваність. Стабільність монтажу датчика без хитання, незмінність налаштувань аналізатора спектра, зокрема типу вікна, роздільної здатності та перекриття вибірок, а також сталість режиму роботи досліджуваного агрегату.

Отримані спектри у контрольних точках порівнюють із верхньою контрольною межею UCL, яка розраховується методами статистичного контролю процесів на основі базового масиву даних обсягом щонайменше 30 вимірювань для кожної частотної смуги та контрольної точки за формулою

$$UCL = X_{\text{average}} + 3\sigma_{n-1} \tag{3.7}$$

де X_{average} – середнє арифметичне значення параметра вібрації у базовій вибірці;

σ_{n-1} – середньоквадратичне відхилення вибірки.

Перевищення виміряним значенням порога UCL на певній частоті вказує на вихід процесу з-під статистичного контролю та розвиток дефекту у відповідному вузлі, тоді як зменшення варіації σ_{n-1} після проведення конструктивних удосконалень знижує рівень UCL і підтверджує ефективність виконаного ремонту.

Ідентифікація виду дефекту обертового обладнання базується на аналізі розподілу амплітуд за гармоніками спектра швидкого перетворення Фур'є:

– аномально висока амплітуда виключно на основній частоті обертання вала ротора f_1 за відсутності інших піків свідчить про статичний або динамічний дисбаланс ротора чи його ексцентриситет;

– підвищена вібрація одночасно на основній частоті обертання f_1 та на другій гармоніці $2f_1$ вказує на поздовжній прогин вала;

– значне зростання амплітуд коливань на основній частоті f_1, а також на другій $2f_1$ і третій $3f_1$ гармоніках є характерною ознакою неспіввісності ведучого та веденого валів у з'єднанні.

Основні методичні та технічні труднощі, що виникають під час практичної реалізації спектрального аналізу вібрації механічних вузлів, систематизовано у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Потенційні проблеми та обмеження при проведенні спектрального аналізу вібрації

Проблема	*Технічний опис та причини виникнення*
Частотний відгук тракту	Залежить від характеристик датчика, реєстратора, програмного забезпечення та системи кріплення, що створює найбільші труднощі на частотах понад декілька кілогерц за неможливості монтажу на різьбову шпильку
Специфікація конфігурації	Визначає налаштування параметрів сканування: максимальну частоту, роздільну здатність або кількість дискретних ліній, тип фільтрувального вікна; вибір оптимальної комбінації вимагає системного планування експерименту
Повторюваність	Узгодженість результатів послідовних вимірювань одним оператором за незмінного обладнання та умов; випадкові варіації щільності контакту датчика з поверхнею спотворюють частотний відгук і погіршують повторюваність

Проблема	*Технічний опис та причини виникнення*
Відтворюваність	Ступінь збіжності результатів при зміні вимірювальних приладів, операторів або умов середовища; є критично необхідною для достовірності побудови контрольних карт статистичного управління
Інтерпретація даних	Найточніші вимірювання втрачають цінність за помилкового трактування; необхідна точна кореляція спектральних піків із фізичними причинами несправностей
Обсяг пам'яті мікропроцесора та зберігання даних	Високороздільні широкосмугові спектри потребують значних обчислювальних ресурсів: один шестихвилинний маршрут вимірювань генерує файли обсягом декілька мегабайтів, а тижневий обсяг даних одного оператора перевищує один гігабайт
Технологічна еволюція систем аналізу	Часта зміна апаратної конфігурації або версій програмного забезпечення може зміщувати базові рівні даних, вимагаючи проведення повторних випробувань для оновлення еталонних спектрів
Підготовка та кваліфікація персоналу	Вимагає глибоких знань теорії коливань, метрології та суворого дотримання лабораторних методик з боку технічного персоналу
Документування методик	Наявність стандартизованих письмових інструкцій є обов'язковою умовою стабільності результатів та ефективного навчання фахівців

Проблема	*Технічний опис та причини виникнення*
Часові та фінансові витрати	Збір, зберігання та аналіз великих масивів діагностичних даних потребують суттєвих початкових інвестицій і організаційної підтримки при впровадженні систем прогнозного обслуговування

3.5 Фізичні основи методу акустичної емісії

Аналіз акустичної емісії базується на реєстрації високочастотних динамічних зміщень поверхні матеріалу, викликаних пружними хвилями напружень. Такі хвилі генеруються внаслідок спонтанного швидкоплинного вивільнення накопиченої пружної енергії під час зародження та розвитку мікро- або макропошкоджень структури під дією статичних чи динамічних навантажень. Сформовані хвилі акустичної емісії мають імпульсний перехідний характер із чітко вираженим початком і закінченням, а їхня тривалість зазвичай становить від часток мікросекунди до декількох мілісекунд. Залежно від геометричної форми деталі акустична енергія поширюється у вигляді об'ємних хвиль, пластинчастих хвиль Лемба або поверхневих хвиль Релея.

На відміну від механічної вібрації, яка згідно з ISO 2041:2009 являє собою макроскопічні коливання тіла навколо точки рівноваги, акустична емісія – це перехідні або неперервні пружні хвилі, збуджені мікроскопічними процесами безпосередньо всередині твердого матеріалу, зокрема ростом втомних тріщин, або контактною взаємодією твердих поверхонь при ударах, терті й зношуванні чи взаємодією твердого тіла з рідиною при кавітації та

витоках. Типовий частотний діапазон виявлення росту тріщин методом акустичної емісії лежить у високочастотній області понад 100 кГц.

Характерними діагностичними особливостями методу акустичної емісії є те, що він:

– є пасивним методом контролю, який реєструє власний динамічний відгук матеріалу на прикладене експлуатаційне навантаження або вплив середовища;

– виявляє виключно активні джерела та деградаційні процеси, що розвиваються у поточний момент часу, забезпечуючи радіус дії до декількох метрів залежно від властивостей матеріалу і геометрії вузла;

– дозволяє здійснювати глобальний моніторинг конструкції та просторово локалізувати дефект, що розвивається, за допомогою масиву з декількох перетворювачів;

– забезпечує динамічний контроль росту будь-якої несуцільності у режимі реального часу.

Джерелами дискретної або імпульсної акустичної емісії виступають ріст втомних тріщин, руйнування продуктів корозії, ерозійні та кавітаційні процеси, фазові перетворення в металах, механічні удари та електричні розряди. Інші процеси, такі як інтенсивне поверхневе тертя або турбулентні витоки, генерують настільки високу щільність одиничних імпульсів, що окремі перехідні хвилі накладаються одна на одну і формують квазістаціонарну неперервну акустичну емісію.

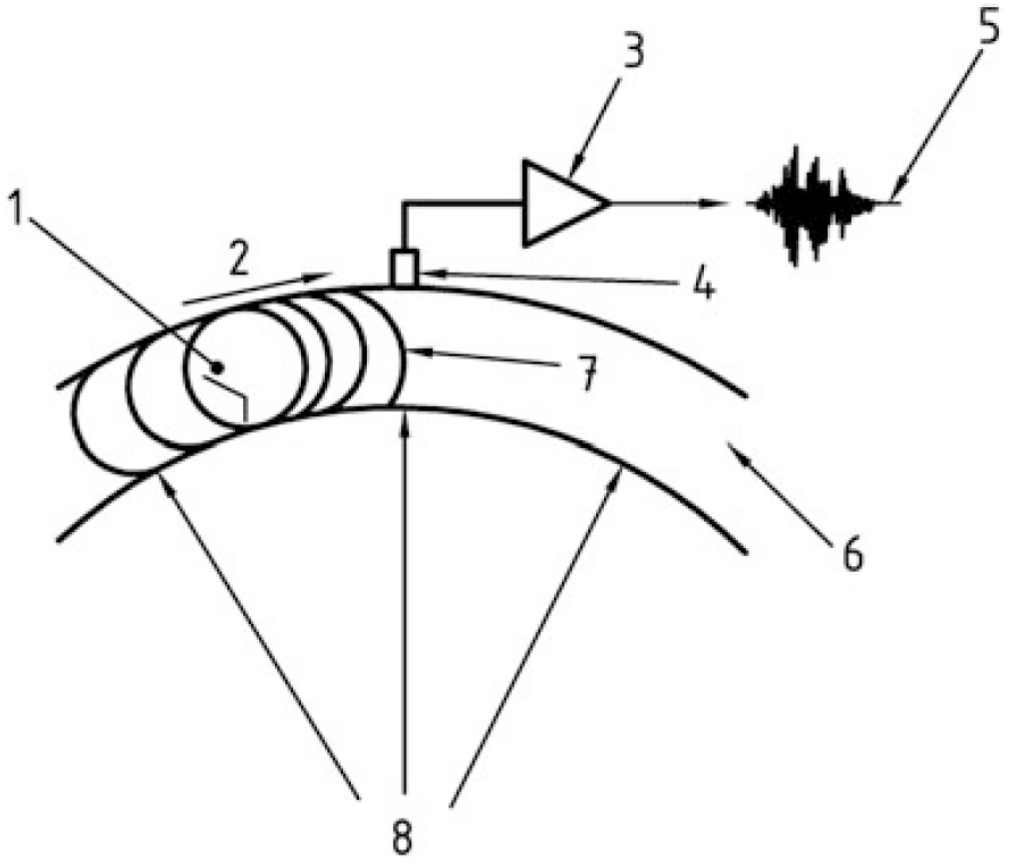
Під час поширення пружних хвиль від мікроскопічного джерела в усіх напрямках матеріалу до приймального датчика їхній модовий та частотний склад зазнає суттєвих змін внаслідок трьох фізичних чинників:

– залежністю від товщини стінки дисперсії хвиль Лемба, зумовленої різною фазовою швидкістю поширення окремих частотних складових;

– згасання хвилі, яке визначається геометрією деталі та внутрішнім поглинанням енергії матеріалом, причому високочастотні компоненти спектра згасають значно швидше за низькочастотні;

– багаторазових відбиттів хвильових пакетів на границях поділу середовищ та геометричних краях деталі.

При досягненні акустичною хвилею поверхневого п'єзоелектричного перетворювача резонансного або широкосмугового типу мікроскопічні зміщення поверхні амплітудою від пікометрів до нанометрів перетворюються чутливим п'єзоелементом на електричний сигнал у частотному діапазоні від декількох кілогерц до декількох мегагерц. Принципова схема вимірювання сигналів акустичної емісії наведена на рисунку 3.5.



1 – дефект, що розвивається; 2 – поверхневі пружні хвилі; 3 – попередній підсилювач; 4 – датчик акустичної емісії; 5 – вихідний електричний сигнал; 6 – переріз контрольованої деталі; 7 – хвильовий пакет; 8 – прикладене експлуатаційне навантаження

Рисунок 3.5 – Принципова схема вимірювання акустичної емісії

Перетворювачі монтуються на поверхні об'єкта контролю через шар контактного акустичного середовища, зокрема мінерального масла, консистентного мастила або спеціальної пасти, і притискаються з постійним зусиллям за допомогою струбцин, магнітів або клейового з'єднання. Якщо поверхня досліджуваного вузла має високу робочу температуру або є важкодоступною, датчик встановлюють через додатковий металевий хвилевід. Попередній підсилювач трансформує слабкий мікровольтовий сигнал високого імпедансу від п'єзоелемента у низькоімпедансний сигнал напруги, придатний для передачі коаксіальними кабелями на відстань до декількох сотень метрів. Процесор обробки сигналів здійснює смугову фільтрацію для пригнічення низькочастотних шумів, аналого-цифрове перетворення, порогове виділення інформативних ознак у реальному часі, а також забезпечує живлення попереднього підсилювача і періодичну подачу тестових імпульсів для автоматичної перевірки якості акустичного контакту датчика з поверхнею.

На стаціонарних об'єктах підсилені сигнали передаються до вимірювальної плати кабельними лініями, а при встановленні датчиків акустичної емісії безпосередньо на обертових деталях машин застосовують струмознімальні кільця зі срібними контактами або бездротову радіотелеметрію. Подія акустичної емісії реєструється у момент перевищення амплітудою сигналу заданого порога чутливості. Залежно від фізичної природи дефекту зареєстровані сигнали мають форму окремих перехідних імпульсів або неперервного шумоподібного процесу, що показано на рисунку 3.6.

Оскільки безперервний запис повних хвильових форм генерує масиви даних обсягом декілька гігабайтів за лічені хвилини, система збору даних редукує кожен імпульсний сигнал до набору ключових діагностичних параметрів, зображених на рисунку 3.7:

– час приходу хвилі на датчик t_{Arriv};

– час наростання сигналу від моменту перетину порога Thr до максимуму;

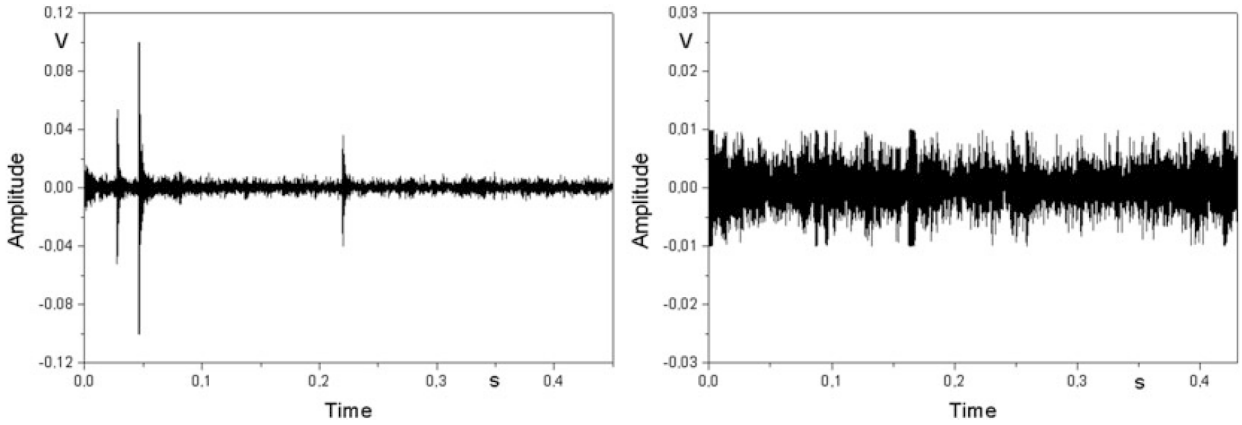
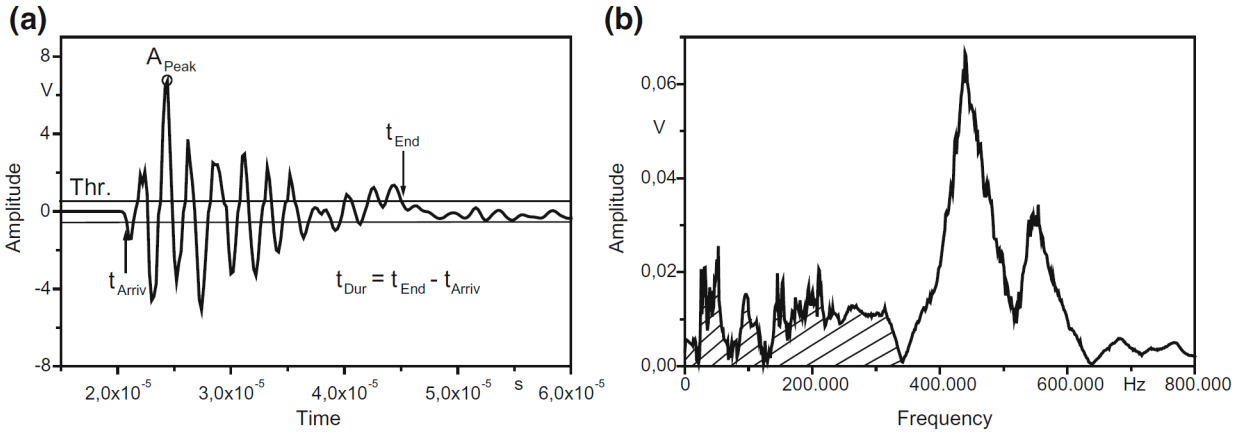


Рисунок 3.6 – Часові реалізації сигналів перехідної імпульсної акустичної емісії та безперервної акустичної емісії [2]



а – часова форма хвилі з порогом виявлення Thr, часом приходу t_{Arriv}, піковою амплітудою A_{Peak} і тривалістю t_{Dur}; б – спектр потужності з виділенням часткової енергії у частотних діапазонах 0 – 350 кГц та 350 – 800 кГц

Рисунок 3.7 – Інформативні параметри імпульсного сигналу акустичної емісії [2]

– тривалість імпульсу $t_{\text{Dur}} = t_{\text{End}} - t_{\text{Arriv}}$;

– кількість викидів або перетинів порога чутливості;

– енергія імпульсу, яка виражається в умовних одиницях енергії 1 eu = 10^{-14} В^2 · с або в аттоджоулях 1 аДж = 10^{-18} Дж = В^2 · с/10 кОм;

– максимальна пікова амплітуда A_{Peak} у децибелах акустичної емісії дБ$_{\text{AE}}$, що обчислюється за виразом

$$A_{\text{Peak}} = 20\log_{10}\left(\frac{U_1}{U_0}\right) \tag{3.8}$$

де U_1 – фактична напруга сигналу на вході попереднього підсилювача;

$U_0 = 1$ мкВ – опорна еталонна напруга для логарифмічної шкали амплітуд.

За умови використання широкосмугових датчиків із плоскою амплітудно-частотною характеристикою та реєстраторів повної хвильової форми виконується спектральний аналіз методом швидкого перетворення Фур'є для визначення середньої частоти, частоти центроїда спектра та часткової потужності в окремих частотних вікнах згідно з рисунком 3.7 б), а також часо-частотний аналіз за допомогою вейвлет-перетворення або короткочасного перетворення Фур'є. Для кількісного опису неперервної акустичної емісії аналізують середньоквадратичне значення напруги U_{RMS} та його коефіцієнт варіації, середній рівень сигналу в дБ$_{\text{AE}}$, коефіцієнти ексцесу та асиметрії розподілу амплітуд, пік-фактор, а також спектральну частку енергії, пропорційну квадрату середньоквадратичного значення $(U_{\text{RMS}})^2$, синхронізовані із зовнішніми параметрами навантаження та частоти обертання вала.

Просторова локалізація джерел імпульсної акустичної емісії базується на вимірюванні різниці часу приходу хвиль на датчики за відомої швидкості поширення хвильової моди і реалізується трьома методами:

1) Зонної локалізації – визначення номера датчика в масиві, який першим зафіксував акустичний імпульс;

2) Лінійної локалізації – обчислення координати джерела вздовж лінії між двома перетворювачами;

3) Площинної локалізації – тріангуляційне визначення координат дефекту на поверхні за допомогою щонайменше трьох датчиків.

Точність локалізації залежить від анізотропії матеріалу, наявності альтернативних шляхів поширення хвилі та дисперсійного розширення фронту імпульсу під час руху в пластинчастих елементах, що усувається застосуванням методів модальної акустичної емісії для розділення поздовжніх і згинальних мод хвиль Лемба. Локалізація джерел неперервної емісії здійснюється за допомогою алгоритмів просторового згасання амплітуди або взаємної кореляції сигналів у вибраних частотних смугах.

У системах моніторингу технічного стану застосовують дві базові стратегії обробки сигналів акустичної емісії: порогову реєстрацію перехідних імпульсів та безперервний потоковий запис повної хвильової форми без порогового обмеження, порівняльну характеристику яких наведено в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Порівняння порогового методу реєстрації та потокового запису повної хвильової форми акустичної емісії

Пороговий метод реєстрації	*Потоковий запис хвильової форми*
Можливості: висока ефективність при виявленні та локалізації дискретних дефектів; малі вимоги до обсягу пам'яті; швидке виділення ознак та аналіз у реальному часі	*Можливості:* збереження повної форми сигналу без спотворень від налаштувань збору даних; висока інформативність при виділенні діагностичних ознак обертових машин
Обмеження: в умовах високого рівня фонового шуму та великої щільності подій вимірювальний	*Обмеження:* потреба у великому обсязі пам'яті та швидкодіючих процесорах для тривалих реалізацій; складність точного

Пороговий метод реєстрації	*Потоковий запис хвильової форми*
тракт насичується і втрачає інформацію	виділення часу приходу окремих хвиль

3.5.1 Діагностичні ознаки технічного стану механічних вузлів за сигналами акустичної емісії

Під час експлуатаційного моніторингу двигунів і обертових механізмів корисні сигнали акустичної емісії часто маскуються інтенсивними фоновими завадами. Для виділення діагностичної інформації вимірювання обмежують часовими інтервалами з мінімальним рівнем сторонніх шумів або застосовують вузькосмугову частотну фільтрацію.

Методологія оцінювання цілісності вузлів включає чотири етапи:

– ідентифікація природи джерел для розмежування первинних небезпечних процесів крихкого руйнування та росту мікро- і макротріщин від вторинних джерел конструкційного тертя чи фретингу;

– використання критеріїв незворотності деформацій на основі ефекту Кайзера, який полягає у відсутності емісії при повторному навантаженні до рівня, що не перевищує попередній максимум, та ефекту Фелісіті, що характеризує появу емісії при навантаженнях, менших за попередній максимум, внаслідок накопичення пошкоджень;

– просторова локалізація та кластеризація джерел із урахуванням поправки на згасання амплітуди між дефектом і датчиком для виявлення зон концентрації напружень;

– багатопараметрична класифікація дефектів за співвідношенням пікової амплітуди, тривалості та часу наростання імпульсів, а також за допомогою спектрального аналізу та розпізнавання образів.

Для довготривалого аналізу трендів накопичення пошкоджень використовують історичний індекс $H(t)$, який фіксує зміну нахилу кумулятивної кривої енергії імпульсів у часі t, та індекс тяжкості дефекту S_r, що визначається за групою сигналів найбільшої потужності, будуючи на їх основі діаграми інтенсивності в логарифмічних координатах.

Для діагностування несправних станів обертових машин і підшипникових вузлів, де на неперервний фон накладаються періодичні імпульсні сплески, використовується комплекс спеціалізованих інформативних ознак акустичної емісії, зокрема швидкість рахунку подій або імпульсів, періодичність появи піків акустичної емісії та загальна кількість зареєстрованих сигналів, що пропорційна кількості активних дефектів.

Ознаки інтенсивності акустичної емісії:

– амплітуда перехідних імпульсів, пропорційна розміру тріщини або кроку її просування;

– середньоквадратичне значення сигналу U_{RMS}, що характеризує загальний ступінь тяжкості дефекту, та кількість перетинів порога, пов'язана з інтенсивністю тертя;

– аналіз обвідної середньоквадратичного сигналу та логарифмічне подання квадрата середньоквадратичної напруги $(U_{\text{RMS}})^2$;

– спектральний аналіз параметра $(U_{\text{RMS}})^2$ методами швидкого перетворення Фур'є та вейвлет-перетворення;

– медіанна частота та енергія високочастотних складових спектра;

– частотний розподіл імпульсних сигналів: високочастотна акустична емісія вказує на процес утворення тріщин у металі, тоді як відносно низькочастотні ударні імпульси генеруються під час проходження тіла кочення через зону локального дефекту бігової доріжки підшипника;

– статистичні параметри фрикційного зношування поверхонь: середнє значення U_{RMS}, коефіцієнт варіації VC_{RMS}, коефіцієнт асиметрії S_{RMS}, коефіцієнт ексцесу K_{RMS} в окремих частотних смугах та пік-фактор cf.

Показники аналізу трендів неперервних сигналів:

– нормована інтегральна різниця ID, що визначається шляхом інтегрування різниці сигналів акустичної емісії за два послідовні робочі цикли з нормуванням до поточного значення енергії;

– енергетичний індекс EI, який обчислюється як квадрат відношення середньоквадратичного значення виділеного фрагмента сигналу до середньоквадратичного значення всієї реалізації.

Для поглибленої автоматизованої класифікації механізмів пошкодження застосовують аналіз відношення високочастотної до низькочастотної енергії спектра HF/LF, кореляцію спектральної щільності енергії за часом за допомогою короткочасного перетворення Фур'є, а також методи статистичного розпізнавання образів і штучні нейронні мережі, навчені на часових і спектральних ознаках імпульсних та середньоквадратичних сигналів.

Практичне застосування методу акустичної емісії для моніторингу технічних об'єктів охоплює контроль процесів пластичної деформації, втомного руйнування, зношування пар тертя, ерозії та електричних розрядів під час приймальних випробувань і безперервної експлуатації. При діагностуванні нагрітих вузлів за допомогою хвилеводів необхідно враховувати втрати амплітуди перехідних хвиль: приварні хвилеводи спричиняють незначне падіння чутливості менше 3 дБ, тоді як притискні механічні хвилеводи викликають суттєве згасання сигналу понад 20 дБ. Оскільки у великогабаритних металевих конструкціях зі складною геометрією згасання та багаторазове відбиття хвиль на стиках деталей спотворюють форму імпульсу на шляху до приймача, при моніторингу обертових машин і підшипникових вузлів із високим рівнем фонових завад датчики акустичної емісії необхідно встановлювати безпосередньо в критичних зонах можливого зародження дефектів, забезпечуючи мінімально можливу відстань між джерелом випромінювання та первинним перетворювачем [12 – 16].

4 Інформаційне забезпечення цифрових двійників підшипникових вузлів локомотивів на основі методів вібродіагностування

4.1 Діагностування агрегатів із підшипниками ковзання й кочення

Трибологічні вузли машин, до яких належать підшипникові опори, зубчасті передачі та ущільнення, функціонують у специфічних динамічних умовах, тому найвища достовірність діагнозу досягається шляхом взаємного доповнення вібраційного, триботехнічного та теплового методів контролю. У гідродинамічних підшипниках ковзання обертовий вал підтримується у нерухомій втулці за рахунок масляного клина, який запобігає безпосередньому контакту металевих поверхонь. При дії зовнішніх збурюючих сил поле гідродинамічного тиску в масляному шарі змінюється і в разі втрати стійкості може ініціювати автоколивальний рух вала. Таке явище, відоме як масляний вихор, виникає на частоті середньої швидкості циркуляції мастильного шару, яка зазвичай становить дещо менше половини частоти обертання вала. Коли частота масляного вихору збігається з власною резонансною частотою ротора, виникає критичний режим масляного хльостання, за якого несуча здатність плівки руйнується і відбувається катастрофічне зношування шийки вала та вкладиша внаслідок сухого тертя металу об метал. Для контролю просторової стабільності та центрування вала у підшипниках ковзання використовують безконтактні вихрострумові датчики відносного вібропереміщення: на допоміжних машинах встановлюють один датчик на опору для вимірювання радіальних коливань в одній площині, а на відповідальних агрегатах монтують два взаємно перпендикулярні датчики під кутом 90° один до одного для повного відстеження орбіти руху осі вала. Вібраційний контроль обов'язково доповнюється моніторингом температури та спектральним аналізом оливи на вміст алюмінію, олова, свинцю, міді, цинку і заліза, поява яких сигналізує про початок зношування антифрикційного шару вкладишів.

Підшипники кочення забезпечують обертання вала з мінімальним тертям за рахунок кульок або роликів, розташованих між внутрішнім і зовнішнім кільцями. За умови правильного монтажу, якісного змащування та захисту від вологи й абразиву основним механізмом виходу підшипників кочення з ладу є контактна втома металу, що проявляється у вигляді локального втомного викришування або відшарування частинок металу з робочих поверхонь бігових доріжок чи тіл кочення.

Під час перекочування тіл кочення через зону локального викришування генеруються періодичні ударні імпульси, частота слідування яких однозначно визначається частотою взаємного обертання кілець f та конструктивною геометрією підшипника: кількістю тіл кочення n, діаметром кульки або ролика d, середнім діаметром кола центрів тіл кочення D та кутом контакту між тілом кочення і доріжкою α.

Кінематична частота проходження тіл кочення по локальному дефекту нерухомого зовнішнього кільця f_o обчислюється за виразом, Гц

$$f_o = n\left(\frac{f}{2}\right)\left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)\cos\alpha\right] \tag{4.1}$$

Для локального дефекту на біговій доріжці внутрішнього кільця характерна частота генерації імпульсів f_i визначається рівнянням, Гц

$$f_i = n\left(\frac{f}{2}\right)\left[1 + \left(\frac{d}{D}\right)\cos\alpha\right] \tag{4.2}$$

За наявності поверхневого дефекту безпосередньо на кульці або ролику, який за один оберт навколо власної осі двічі вступає в ударний контакт із біговими доріжками внутрішнього та зовнішнього кілець, частота дефекту тіла кочення f_b розраховується за формулою, Гц

$$f_b = f\left[\left(\frac{D}{d}\right) - \left(\frac{d}{D}\right)(\cos\alpha)^2\right] \tag{4.3}$$

Фундаментальна частота обертання комплекту тіл кочення, яка відповідає кінематичній частоті прояву дефектів сепаратора f_c, визначається виразом, Гц

$$f_c = \left(\frac{f}{2}\right)\left[1 \pm \left(\frac{d}{D}\right)\cos\alpha\right] \tag{4.4}$$

де у дужках застосовується знак плюс при обертанні зовнішнього кільця та знак мінус при обертанні внутрішнього кільця відносно нерухомого зовнішнього.

Оскільки наведені аналітичні залежності виведені за умови чистого кочення без проковзування, у реальних навантажених агрегатах внаслідок пружного проковзування кульок або роликів фактичні виміряні частоти на спектрі можуть незначно відрізнятися від розрахункових та зміщуватися у міру перерозподілу навантаження при розвитку пошкодження. У новому справному підшипнику вказані кінематичні частоти присутні на рівні низького шумового фону, проте з появою та ростом раковини викришування амплітуда відповідної характерної гармоніки різко зростає на декілька порядків.

В умовах високого загального рівня вібрації агрегату спектральний вібромоніторинг підшипників кочення доповнюють контролем концентрації, розмірного ряду та морфології феромагнітних частинок зношування в мастилі, що дозволяє розрізнити проковзування, втомне викришування та перегрів через масляне голодування за кольорами побіжалості металевих мікрочастинок [2, 17, 18].

4.1.1 Вібродіагностика зубчастих передач тягових редукторів ТРС

У спектрах вібрації зубчастих редукторів домінують складові, зумовлені високими динамічними зусиллями у зачепленні зубів. Для виключення впливу

власних корпусних резонансів кожуха редуктора та забезпечення найкоротшого шляху передачі пружної хвилі від зони контакту зубів вимірювальні акселерометри встановлюють безпосередньо на масивних корпусах підшипникових опор валів.

Для технічно справної та припрацьованої пари зубчастих коліс за відсутності втрат потужності на спектрі виділяється переважно основна зубцева частота зачеплення f_m, яка дорівнює добутку кутової частоти обертання вала на кількість зубів відповідного колеса, Гц

$$f_m = \omega_1 N_1 = \omega_2 N_2 \tag{4.5}$$

де ω_1, ω_2 – частоти обертання ведучого та веденого валів, рад/с;

N_1, N_2 – кількість зубів першого та другого зубчастих коліс.

У процесі зношування профілю зубів амплітуда основної зубцевої частоти f_m зростає, а при нерівномірному навантаженні, перекосі осей, задирах або втомному пітінгу робочих поверхонь, які порушують евольвентну траєкторію контакту, у спектрі з'являються вищі кратні гармоніки $2f_m$ та $3f_m$. Нерівномірне зношування зубів по колу шестерні або колеса викликає амплітудну й частотну модуляцію зубцевої частоти, що проявляється у формуванні бічних частотних смуг навколо основної частоти та її гармонік, Гц

$$f_{x1} = f_m + \sum_{i=1}^{x} i\,\omega_1 \tag{4.6}$$

$$f_{x2} = f_m + \sum_{i=1}^{x} i\,\omega_2 \tag{4.7}$$

Частотний інтервал між піком бічної смуги та несучою зубцевою частотою f_m точно вказує на частоту обертання того вала, на якому встановлено дефектне зубчасте колесо. Водночас втома або раптовий злам окремого зуба створює лише один короткий ударний імпульс за повний оберт колеса, який через малу повторюваність може маскуватися загальним шумом

зачеплення, тому вібродіагностику редукторів поєднують із контролем температури оливи та аналізом продуктів зношування.

4.1.2 Діагностування гідравлічних систем

Ущільнювальні пристрої, призначені для герметизації порожнин і захисту від проникнення забруднень, поділяються на статичні, до яких належать полімерні кільця круглого перерізу та плоскі прокладки у нерухомих стиках, і динамічні, що працюють в умовах обертового або зворотно-поступального руху валів. Радіальні манжетні ущільнення застосовуються при малих перепадах тиску і притискаються до поверхні вала пружиною або тиском середовища, тоді як торцеві механічні ущільнення працюють у високонапірних агрегатах у режимі тонкої гідродинамічної плівки між кільцями тертя. Головною діагностичною ознакою відмови ущільнення є перевищення допустимого об'ємного або масового витоку робочої рідини за одиницю часу. Інструментальне діагностування ущільнювальних вузлів здійснюється шляхом безперервного вимірювання перепаду тиску на ущільненні за допомогою стандартних датчиків тиску, реєстрації високочастотного акустичного скрипу при переході торцевих поверхонь у режим сухого тертя, контролю температури та крутного моменту тертя, а також аналізу оливи на наявність частинок руйнування еластомерів, відколів керамічних кілець від теплового удару чи продуктів хімічної ерозії ущільнювальних поясків.

Максимізація ресурсу трибологічних вузлів базується на проактивному обслуговуванні системи змащування: правильному виборі базової оливи і пакета присадок, а також підтриманні чистоти, сухості й нормального теплового режиму мастильного матеріалу. Промислові базові оливи поділяються на мінеральні та синтетичні:

– *мінеральні оливи* класифікуються на парафінові, які відзначаються стабільною в'язкісно-температурною характеристикою і високою стійкістю до високотемпературного окислення, та нафтенові, що мають кращу розчинну здатність і низьку температуру застигання; для досягнення збалансованих експлуатаційних властивостей часто використовують суміші парафінових і нафтенових фракцій;

– *синтетичні оливи* охоплюють поліальфаолефіни, двоосновні та поліольні естери, поліалкіленгліколі, фосфатні естери, силікони, алкілбензоли та полібутени, які застосовуються в екстремальних температурних і навантажувальних режимах.

Для посилення корисних властивостей базової оливи та пригнічення небажаних характеристик до її складу вводять функціональні присадки у концентрації від 1% до 25%, контролюючи їхню взаємну сумісність та повноту розчинення без розшарування під час роботи.

У гідравлічних системах силове та швидкісне падіння продуктивності виконавчих циліндрів у поєднанні з підвищеним шумом насоса зумовлюється чотирма основними причинами: абразивним забрудненням робочої рідини, неправильним вибором або падінням в'язкості, перегрівом та гідродинамічною кавітацією. Тверді мулисті мікрочастинки розміром менше 5 мкм у зазорах прецизійних золотникових пар і насосів під високим тиском діють як інтенсивний абразив, викликаючи прискорене ерозійне зношування. Зростання температури нафтової гідравлічної рідини знижує її кінематичну в'язкість нижче критичного порога несучої здатності масляної плівки, що вимагає негайної зупинки агрегату при перегріві. Явище кавітації виникає на ділянках гідравлічного контуру, де об'ємна потреба у рідині перевищує фактичну подачу, внаслідок чого абсолютний тиск падає нижче тиску насиченої пари оливи. Це спричиняє утворення парогазових бульбашок, які миттєво схлопуються у зоні високого тиску, викликаючи ударну ерозію металу робочих камер насосів, гідромоторів і корпусів клапанів та забруднюючи рідину продуктами руйнування. Більшість гідросистем проектується з

наявністю розрахункових внутрішніх перетікань, через які рідина з порожнини високого тиску контрольовано відводиться у зону низького тиску для змащування, охолодження та промивання деталей без виходу за межі контуру. Зношування робочих поверхонь, помилки монтажу або падіння в'язкості через перегрів призводять до наднормативних непланових внутрішніх витоків, першими ознаками яких є падіння коефіцієнта корисної дії та локальне зростання температури. Для інструментальної локалізації та кількісного оцінювання внутрішніх і зовнішніх витоків у гідравлічних системах застосовують чотири діагностичні методи:

1) вимірювання об'ємної витрати. Встановлення витратомірів на ділянках контуру та ведення обліку дозаправлення резервуара є єдиним методом точного кількісного визначення швидкості втрати рідини за одиницю часу;

2) безконтактна інфрачервона термометрія. Дозволяє виявити аномальне локальне підвищення температури на корпусі запобіжного або розподільного клапана, що прямо вказує на його нещільність і дроселювання рідини в режимі перепуску;

3) ультразвукове детектування. Забезпечує точну просторову локалізацію високошвидкісних внутрішніх перетікань під високим тиском у клапанах і силових циліндрах за високочастотним акустичним шумом турбулентного струменя;

4) люмінесцентна індикація. Для виявлення прихованих зовнішніх мікровитоків у бак із гідравлічною рідиною додають хімічно сумісний флуоресцентний барвник, який у разі виходу назовні яскраво світиться зелено-жовтим кольором під дією ультрафіолетового випромінювання.

Підсумкова ефективність системи діагностування машин визначається гнучким поєднанням методів неруйнівного контролю та періодичним коригуванням порогових уставок попереджувальної сигналізації на основі накопиченого статистичного досвіду експлуатації, що дозволяє одночасно

виключити хибні спрацьовування системи та унеможливити пропуск критичних ознак розвитку аварійної відмови [19].

4.2 Отримання спектрів обвідної вібрації підшипників ТЕД електровоза ЧС7

У роботі аналізувались вібраційні реалізації під час проведення післяремонтних випробовувань ТЕД AL-4846dt електровоза ЧС7 (рисунок 4.1). До двигуна, що перебував на випробуванні під'єднювали датчики типу ДН-4 (до колекторного боку (рисунок 4.2)) і датчик ВДВ-19 (до проти колекторного боку). Кріплення датчиків відбувалося за допомогою шпильки, яка вкручувалася у попередньо просвердлений отвір на голівці болта (рисунок 4.3).



Рисунок 4.1 – ТЕД на випробувальній станції, які працюють за методом взаємного навантаження



а) б)

а) – датчик типу ДН-4, під’єднаний з боку колектора; б) – датчик типу ВДВ-19, під’єднаний з протилежного від колектора боку

Рисунок 4.2 – Під’єднання датчиків до ТЕД під час випробувань



Рисунок 4.3 – Кріплення датчика до головки болта за допомогою шпильки

Мета реєстрації та аналізу вібраційних реалізацій полягає у необхідності перевірки якості ремонту за допустимою вібрацією та у пошуку можливих

перекошувань під час монтажу підшипників. Статистичні значення вібрації перебували в межах норми і далі залучались спектральні методи, зокрема будувались спектри обвідної вібрації (рисунки 4.4 – 4.6).

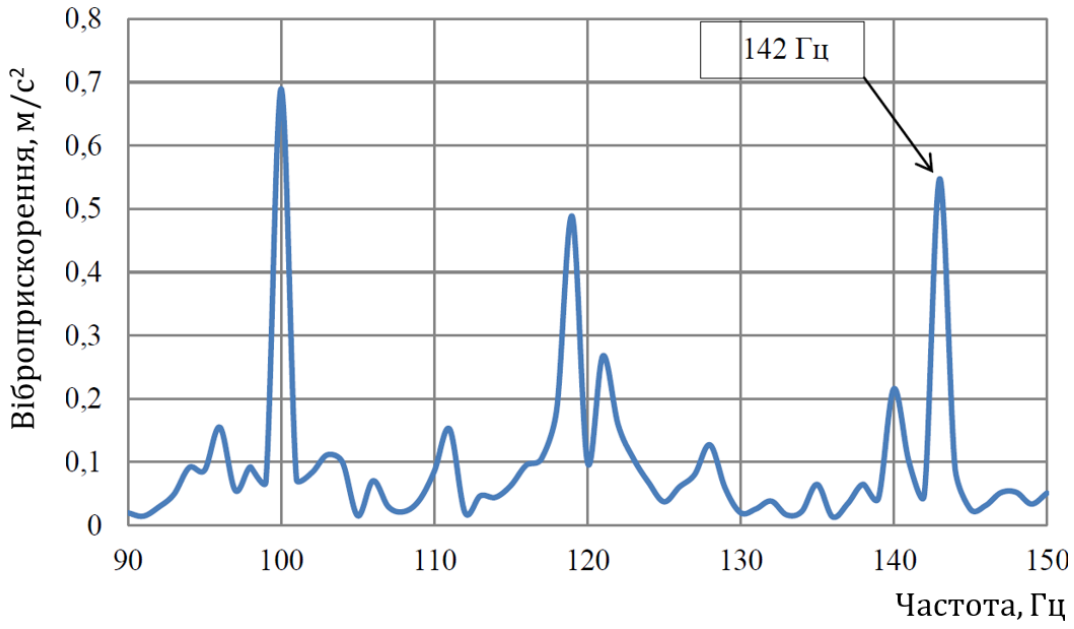


Рисунок 4.4 – Спектр обвідної вібрації із ознаками пошкодження зовнішнього кільця підшипника

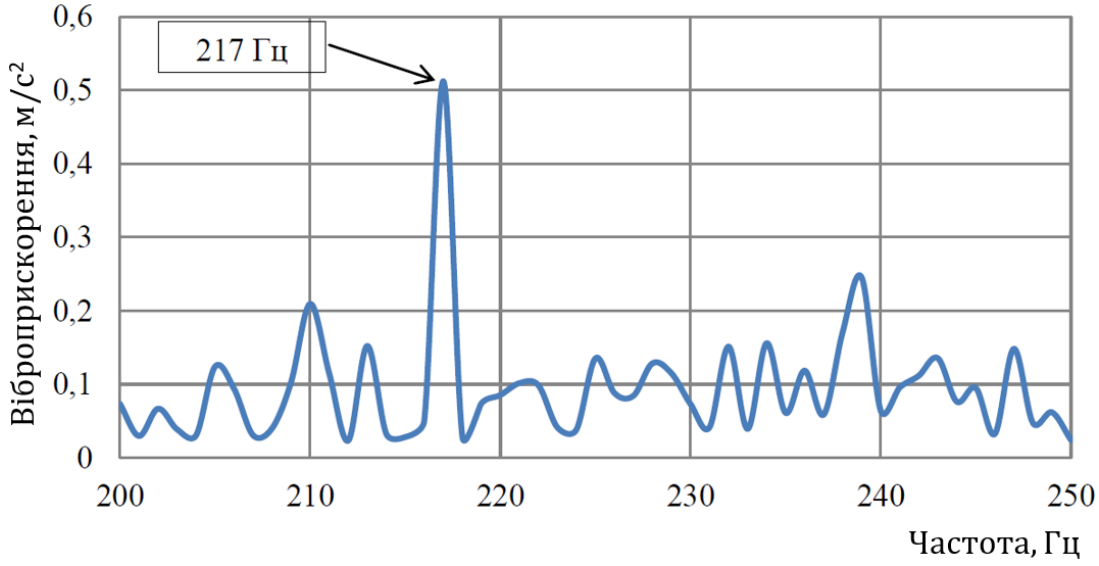


Рисунок 4.5 – Спектр обвідної вібрації із ознаками пошкодження внутрішнього кільця підшипника

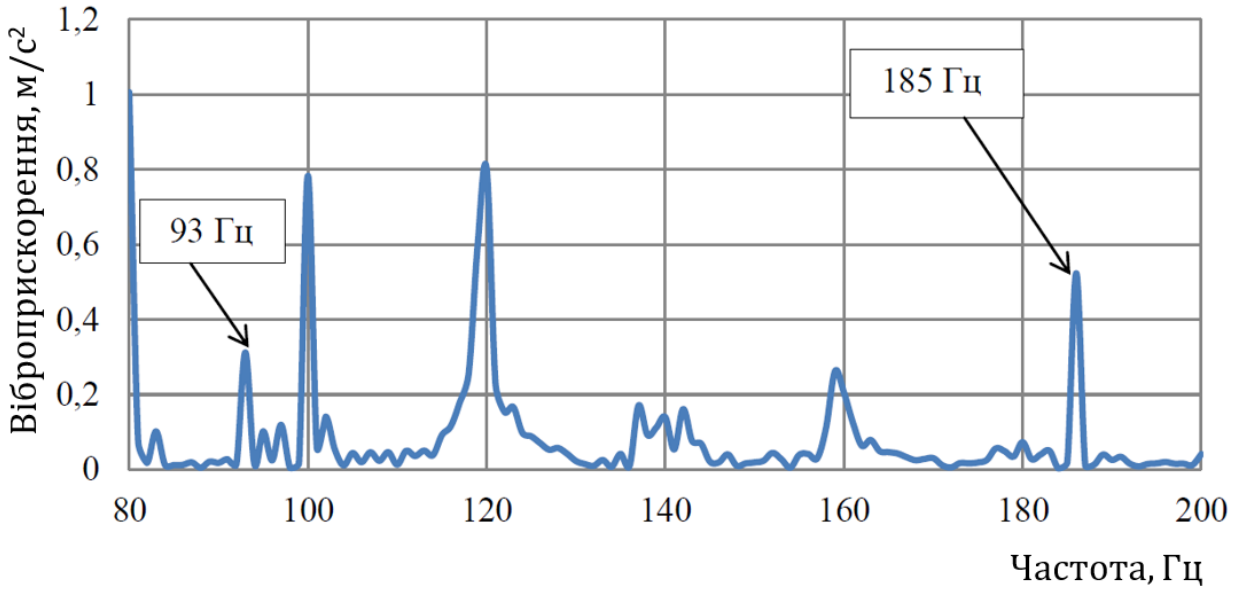


Рисунок 4.6 – Спектр обвідної вібрації із ознаками пошкодження тіл кочень підшипника

Дані спектри обвідної вібрації характеризуються певною кількістю резонансних складових, які відповідають значенням частот перекочування окремих елементів підшипника кочення і відповідають ознакам пошкоджень трьох видів, що доводить ефективність спектрів обвідної вібрації визначати технічний стан підшипників кочення.

4.3 Цифрові двійники у парадигмі предиктивного обслуговування залізничного рухомого складу

Сучасний вектор розвитку систем технічного обслуговування та ремонту залізничного рухомого складу спрямований на максимальне використання прогностичних технологій та інтелектуального аналізу даних. У рамках реалізації стратегії Індустрії 4.0 найбільш перспективним та комплексним інструментом забезпечення безвідмовності екіпажної частини локомотивів є

впровадження технології цифрових двійників. Ця концепція передбачає створення високоточної віртуальної математичної копії реального фізичного об'єкта, яка функціонує паралельно з ним у реальному часі та безперервно еволюціонує протягом усього життєвого циклу.

Стосовно підшипникових вузлів локомотивів, які піддаються екстремальним динамічним, радіальним та осьовим навантаженням підшипниковий вузол виступає як складний об'єкт моделювання. Традиційні математичні моделі зносу та деградації компонентів обертових машин є статичними за своєю природою: вони базуються на номінальних розрахункових параметрах і не здатні адаптуватися до реальних, часто аномальних умов експлуатації рухомого складу. На противагу цьому, цифровий двійник підшипникового вузла є динамічною системою, яка безперервно коригує свої внутрішні параметри на основі поточних експлуатаційних даних та результатів бортового моніторингу техстану [20].

Упровадження цифрових двійників дозволяє змінити філософію предиктивного аналізу. Замість простого виявлення факту наявності дефекту, віртуальна модель дозволяє імітувати різні сценарії подальшого розвитку пошкодження в залежності від режимів ведення поїзда, профілю колії та вагових навантажень. Це забезпечує можливість переходу від констатації поточного стану до довгострокового прогнозування надійності, що є критично важливим для оптимізації графіків постановки локомотивів на ремонт та мінімізації ризиків позапланових відмов на шляху прямування. Ефективне функціонування цифрового двійника підшипникового вузла можливе лише за умови побудови раціональної архітектури обміну даними між фізичним середовищем експлуатації локомотива та віртуальним середовищем хмарної аналітики. Цей комплекс є класичним прикладом кіберфізичної системи, де фізичні деструктивні процеси у металі підшипників відображаються у змінах математичних матриць стану моделі.

Архітектурно інформаційний потік розділяється на декілька взаємопов'язаних рівнів (рисунок 4.7):

– *фізичний рівень:* роликовий підшипниковий вузол локомотива в процесі роботи генерує пружні коливання різної частоти та амплітуди. На цьому рівні первинні перетворювачі здійснюють безперервне зняття віброакустичного сигналу;

– *периферійний рівень:* на борту локомотива здійснюється попередня обробка, фільтрація експлуатаційного шуму та екстракція інформативних ознак. Цей рівень є критично важливим, оскільки хмарне середовище аналітики не призначене для тривалого збереження та обробки терабайтів сирих високочастотних сигналів [21];

– *канал передачі даних:* мережі бездротового зв'язку забезпечують доставку сформованого діагностичного вектора до центральних серверів підприємства;

– *прикладний рівень:* у хмарній інфраструктурі акумулюються отримані дані, де вони використовуються для динамічного оновлення віртуальної моделі підшипникового вузла.

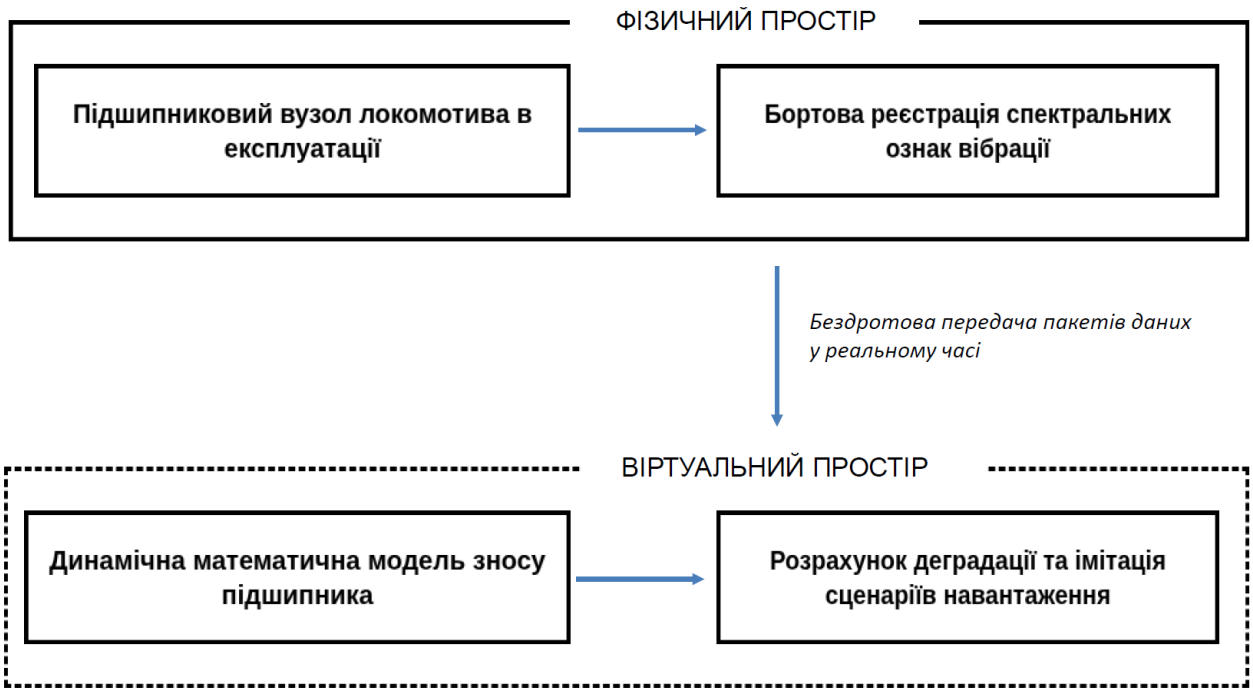


Рисунок 4.7 – Концепція цифрового двійника підшипникового вузла

Особливістю архітектури є реалізація принципу зворотного зв'язку. Інформаційний потік не є одностороннім. Віртуальна модель, розраховуючи поточний рівень деградації підшипника, здатна генерувати керуючі команди або рекомендації для бортових систем локомотива. Наприклад, у разі виявлення стрімкого прогресу пошкодження внутрішнього кільця підшипникового вузла, цифровий двійник може видати рекомендацію щодо обмеження максимальної швидкості руху або зниження тягового навантаження для конкретної секції локомотива, щоб гарантовано забезпечити доїзд поїзда до найближчого пункту технічного обслуговування без руйнування вузла.

4.3.1 Інформаційне забезпечення моделі спектральними ознаками вібросигналу

Головним науково-технічним завданням при проєктуванні цифрових двійників є визначення структури та змісту вхідної інформації, яка буде використовуватися як основа для математичних розрахунків. Пряме використання зареєстрованого часового сигналу вібрації для моделювання довгострокових процесів зносу є математично некоректним та апаратно неефективним через його хаотичність та високу розмірність. Для якісного інформаційного забезпечення цифрового двійника необхідний перехід до простору діагностичних ознак [20].

Найбільш інформативним математичним базисом для моделі підшипникового вузла є амплітудний спектр обвідної вібрації. Процес деградації роликового підшипника має чітку кінематичну природу. Поява будь-якого локального пошкодження, наприклад, раковини втомного викришування супроводжується генеруванням періодичних ударних імпульсів при проходженні тіл кочення через цю зону. Частота цих ударів жорстко прив'язана до геометричних розмірів підшипника та частоти обертання колісної пари.

Цифровий двійник використовує як вхідні змінні матрицю спектральних складових, розрахованих на периферійному рівні. Ця матриця включає амплітуди на фундаментальних кінематичних частотах:

– частоті перекочування тіл кочення по зовнішньому кільцю підшипника;

– частоті перекочування тіл кочення по внутрішньому кільцю підшипника;

– частоті обертання сепаратора;

– частоті обертання самого тіла кочення (ролика) навколо власної осі.

Ці спектральні ознаки інтегруються у структуру цифрового двійника як динамічні коефіцієнти завадостійкості та зносу (рисунок 4.8).

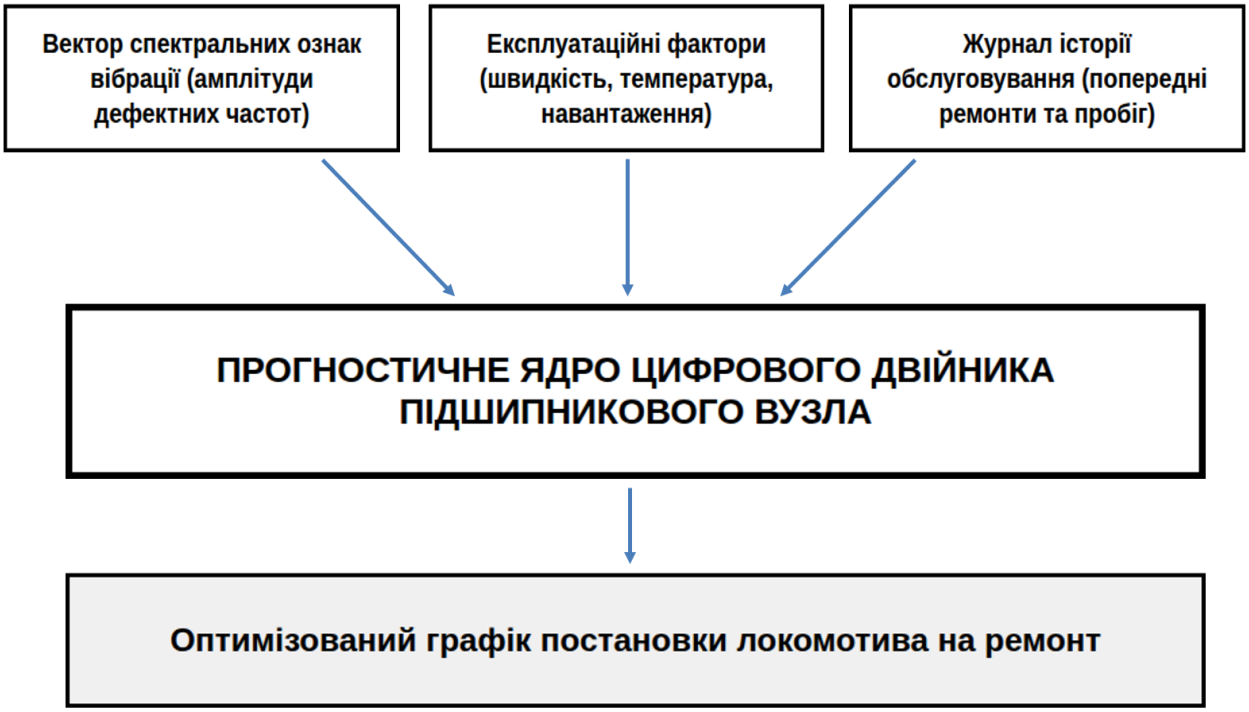


Рисунок 4.8 – Архітектура прогностичного ядра цифрового двійника підшипникового вузла

Замість абстрактного пошуку аномалій за допомогою методів машинного навчання, модель зіставляє зростання амплітуд на конкретних

частотах із реальними фізичними змінами геометрії підшипника [21]. Наприклад, зростання амплітуди на частоті внутрішнього кільця інтерпретується математичною моделлю як збільшення глибини або площі локального дефекту на відповідній поверхні, що дозволяє скоригувати жорсткість підшипникового вузла у віртуальному просторі та перерахувати динамічні зусилля, які діють на елементи екіпажної частини локомотива.

Методологія прогностичного моделювання всередині цифрового двійника базується на гібридному підході, який об'єднує фізико-механічні закони деградації матеріалів та статистичні методи обробки часових рядів [20]. Процес розрахунку складається з кількох послідовних етапів (рисунок 4.9):

– побудова базового тренду деградації. Цифровий двійник безперервно накопичує історичні значення вектору спектральних ознак для конкретного підшипникового вузла. На основі цих даних будується крива розвитку дефекту. На початкових етапах експлуатації у зоні нормального зносу амплітуди дефектних частот коливаються в межах фонового шуму. При зародженні пошкодження тренд набуває вираженого експоненціального або степеневого характеру;

– адаптація моделі до умов експлуатації**.** На відміну від простої математичної екстраполяції графіків, цифровий двійник накладає на геометричний тренд деградації профіль майбутньої роботи локомотива. Модель враховує дані про майбутні маршрути руху, вагові норми поїздів та температурні режими навколишнього середовища. Оскільки швидкість втомного руйнування металу підшипника, що описується кінетичними рівняннями пошкоджуваності, прямо пропорційна діючим динамічним навантаженням, цифровий двійник коригує кут нахилу прогностичної кривої для кожного конкретного експлуатаційного сценарію;

– визначення граничного стану та розрахунок вікна надійності. В алгоритм моделі закладено чіткі критерії досягнення критичного стану вузла, які визначаються стандартами ДСТУ та технічними регламентами залізничного транспорту. Точка перетину адаптованого прогностичного тренду

з лінією граничного значення амплітуди діагностичної ознаки визначає математичне очікування моменту відмови [21].

Важливою перевагою використання цифрового двійника є можливість розрахунку не просто одного числа, а ймовірнісного інтервалу – вікна надійності. Ураховуючи випадковий характер експлуатаційних факторів, модель реалізує стохастичне моделювання, наприклад, за допомогою методів Монте-Карло або фільтрації частинок. Це дозволяє визначити залишковий корисний ресурс із зазначенням довірчої ймовірності, наприклад «Із ймовірністю 95 % підшипниковий вузол забезпечить безвідмовну роботу протягом наступних 15 000 кілометрів пробігу».

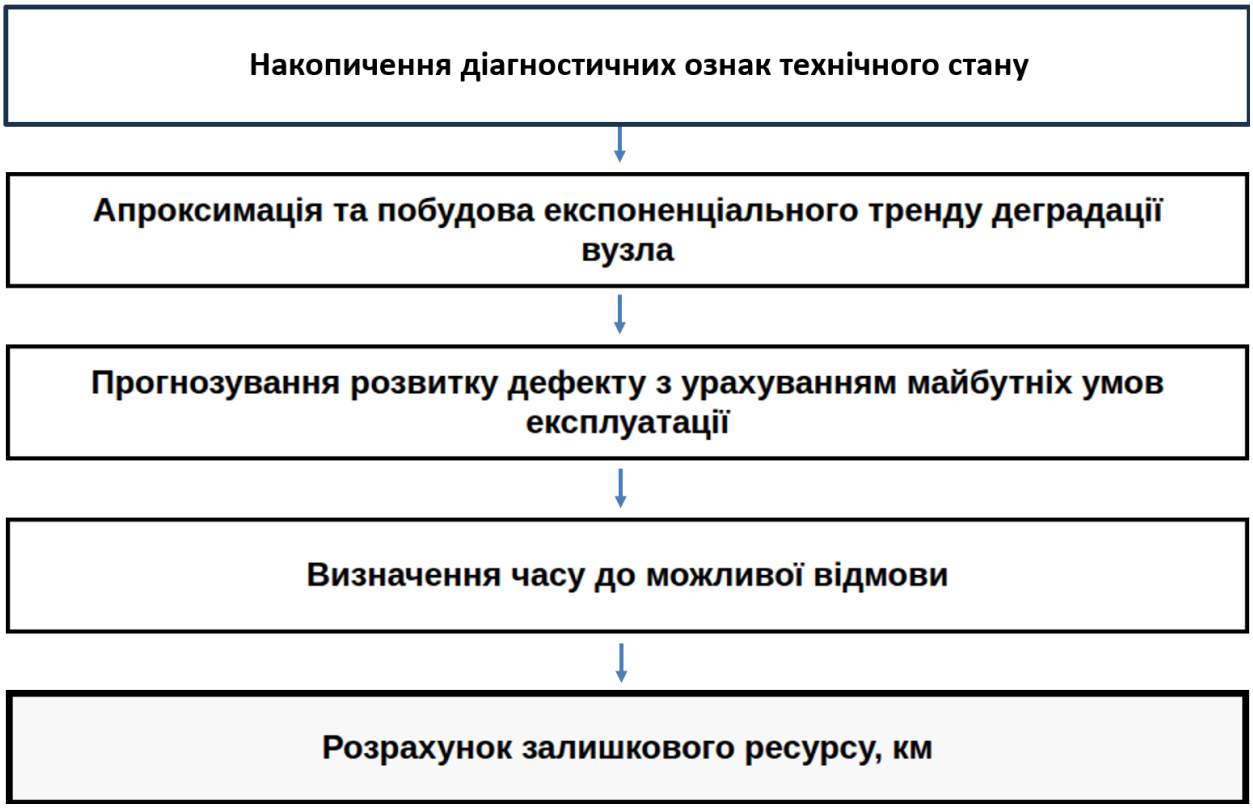


Рисунок 4.9 – Послідовність визначення деградації підшипникового вузла

4.3.2 Інтеграція прогностичних звітів у систему ТО й ПР ТРС

Результати моделювання, отримані від цифрового двійника, трансформуються у компактні техніко-економічні звіти, які інтегруються в загальну автоматизовану систему управління залізничним підприємством. Інформація про залишковий корисний ресурс підшипникових вузлів кожного локомотива стає основою для прийняття стратегічних управлінських рішень.

Завдяки високій достовірності прогнозів цифрових двійників з'являється можливість повністю відмовитися від неефективної практики ремонту за жорстким календарним графіком або за нормативним пробігом. Локомотивне депо отримує можливість планувати постановку рухомого складу на ремонт індивідуально – суто за фактичним станом та на основі розрахованого запасу міцності вузлів тертя кочення. Це дозволяє максимізувати використання потенційного ресурсу кожного дороговартісного роликового підшипника без жодного ризику для безпеки перевезень, оптимізувати складські запаси запчастин та кардинально знизити загальну вартість життєвого циклу тягового рухомого складу.

5 Визначення економічної ефективності впровадження засобів діагностування для тягових електричних двигунів електровозів ЧС7

5.1 Коротка характеристика запропонованого заходу

У магістерській роботі пропонується впровадження віброаналізаторів, що забезпечать достовірне визначення загального рівня вібрації тягових електричних двигунів електровозів ЧС7.

Відсутність віброаналізаторів призводить до виходу з ладу підшипників кочення тягових електричних двигунів унаслідок неконтрольованого зносу, аварійним зупинкам, збільшенню експлуатаційних витрат на проведення ремонту.

5.2 Методика розрахунку економічного ефекту

Економічний ефект заходу з науково-технічного прогресу визначається згідно з умовами використання продукції за розрахунковий період [22]. Сукупний економічний ефект визначається як перевищення вартісної оцінки результатів над вартісною оцінкою сукупних витрат ресурсів за строк здійснення заходу НТП, грн

$$E_т = P_т - З_т \qquad (5.1)$$

де $E_т$ – економічний ефект заходу з НТП за розрахунковий період, грн;

$P_т$ – вартісна оцінка витрат на здійснення заходу з НТП за розрахунковий період, грн;

$З_т$ – вартісна оцінка витрат на здійснення заходу з НТП за розрахунковий період, грн.

Визначення економічного ефекту проводиться за умови обов'язкового приведення різнотермінових вартісних оцінок результатів і витрат до єдиного моменту часу – розрахункового року $t_р$.

Приведення результатів і витрат року *t* до першого року життєвого циклу проєкту називається дисконтуванням, а до останнього року життєвого циклу проєкту – компаундуванням, при цьому для кожного року *t* життєвого циклу проєкту визначається відповідний коефіцієнт приведення α_t.

Якщо результати і витрати будь-якого року здійснення проєкту приводиться до останнього року його життєвого циклу (при компаундуванні), коефіцієнти приведення визначається за формулою

$$\alpha_t = \frac{(1+E)^{t_к}}{\left[(1+E)(1+I)(1+R)\right]^{t_к}}, \qquad (5.2)$$

де E – середня річна ставка комерційних банків за депозитними вкладами (дисконтна ставка), в долях одиниці (при 14 % річних E=0,2);

I – середньорічний темп інфляції, що прогнозується в період здійснення проєкту (8 %), в долях одиниці;

R – ризики 1 %;

t_k – кількість років, що відділяють розрахунковий рік від року, результати і витрати якого приводяться до розрахункового року.

Розрахунковий період – час від моменту початку фінансування робіт до року закінчення життєвого циклу нововведення.

У кожному випадку, рік початку фінансування – 2026, строк служби нового обладнання складає – 10 років [17], тоді

$$\alpha_{t2036} = \frac{(1+0{,}2)^{2027-2027}}{[(1+0{,}17)(1+0{,}2)(1+0{,}1)]^{2027-2027}} = 1.$$

$$\alpha_{t2035} = \frac{(1+0{,}2)^{2028-2027}}{[(1+0{,}17)(1+0{,}2)(1+0{,}1)]^{2028-2027}} = 0{,}777.$$

$$\alpha_{t2034} = \frac{(1+0{,}2)^{2029-2027}}{[(1+0{,}17)(1+0{,}2)(1+0{,}1)]^{2029-2027}} = 0{,}604.$$

$$\alpha_{t2033} = \frac{(1+0{,}2)^{2030-2027}}{[(1+0{,}17)(1+0{,}2)(1+0{,}1)]^{2030-2027}} = 0{,}469.$$

$$\alpha_{t2032} = \frac{(1+0{,}2)^{2031-2027}}{[(1+0{,}17)(1+0{,}2)(1+0{,}1)]^{2031-2027}} = 0{,}365.$$

$$\alpha_{t2031} = \frac{(1+0{,}2)^{2032-2027}}{[(1+0{,}17)(1+0{,}2)(1+0{,}1)]^{2032-2027}} = 0{,}283.$$

$$\alpha_{t2030} = \frac{(1+0{,}2)^{2033-2027}}{[(1+0{,}17)(1+0{,}2)(1+0{,}1)]^{2033-2027}} = 0{,}220.$$

$$\alpha_{t2029} = \frac{(1+0{,}2)^{2034-2027}}{[(1+0{,}17)(1+0{,}2)(1+0{,}1)]^{2034-2027}} = 0{,}171.$$

$$\alpha_{t2028} = \frac{(1+0{,}2)^{2035-2027}}{[(1+0{,}17)(1+0{,}2)(1+0{,}1)]^{2035-2027}} = 0{,}133.$$

$$\alpha_{t2027} = \frac{(1+0{,}2)^{2036-2027}}{[(1+0{,}17)(1+0{,}2)(1+0{,}1)]^{2036-2027}} = 0{,}103.$$

Вартісна оцінка результатів за розрахунковий період визначається за формулою, грн

$$P_T = \sum_{t=t_н}^{t_k} P_t \cdot \alpha_t, \qquad (5.3)$$

де P_t – вартісна оцінка результатів у тому році, грн;

$t_н$ – початковий рік розрахункового періоду;

$t_к$ – кінцевий рік розрахункового періоду.

Початковим роком розрахункового періоду є рік початку фінансування робіт щодо здійснення заходів НТП (включаючи науково-дослідні, проєктні, конструкторські роботи). Кінцевим роком розрахункового періоду є рік завершення усього "життєвого циклу" заходу з НТП.

Витрати при використанні заходів НТП $З_Т$ визначається за формулою

$$З_Т = \sum_{t=t_Н}^{t_k} З_t \cdot \alpha_t = \sum_{t=t_н}^{t_k} (И_t + К_t - Л_t) \cdot \alpha_t \,, \qquad (5.4)$$

де $З_t$ – витрати всіх ресурсів у тому році, грн;

$И_t$ – поточні витрати при використанні заходів у тому році без урахувань амортизаційних відрахувань, грн;

$К_t$ – одноразові витрати при використанні заходів (капітальні вкладення) у тому році, грн;

$Л_t$ – залишкова вартість (ліквідаційне сальдо) основних фондів, грн.

5.3 Вихідні дані, що необхідні для розрахунку економічного ефекту

Визначаємо основну та додаткову заробітну плату робітників, які зайняті на ремонті ПР-3, а також відрахування на соціальне страхування в році при проведенні процедури ремонту тягових електричних двигунів електровозів ЧС7 до впровадження віброаналізаторів, грн

$$В_t^{з.с.} = t_t^{ПР-3} \cdot N_t^{ПР-3} \cdot З_г, \quad (5.5)$$

де $t_t^{ПР-3} = 28$ люд.-год – трудомісткість проведення ремонту одного тягового електричного двигуна в обсязі ПР-3;

$N_t^{ПР-3} = 0,3$ – середня кількість ПР-3 електровозів ЧС7 в одному році;

$З_г = 80$ грн – годинна тарифна ставка слюсаря четвертого розряду;

$$В_t^{з.с.} = 28 \cdot 0,3 \cdot 80 = 672 \text{ грн.}$$

Визначаємо річний основний фонд заробітної плати, грн

$$Ф_{осн.}^{річн.} = В_t^{з.с.} \cdot К_{од} \cdot К_{лок} \cdot 248 \quad (5.6)$$

де $К_{од} = 8$ од – кількість тягових електричних двигунів електровоза ЧС7;

$К_{лок} = 6$ од – кількість електровозів ЧС7;

248 – кількість робочих днів у році

$$Ф_{осн.}^{річн.} = 672 \cdot 6 \cdot 8 \cdot 248 = 7999488 \text{ грн.}$$

Доплата за вислугу років, грн

$$Д_{в.р.} = Ф_{осн.}^{річн.} \cdot 0,17 \quad (5.7)$$

$$Д_{в.р.} = 7999488 \cdot 0,17 = 1359913 \text{ грн}$$

Премія, грн

$$П = Ф_{осн.}^{річн.} \cdot 0,3 \quad (5.8)$$

$$П = 7999488 \cdot 0{,}3 = 2399846 \text{ грн}$$

Єдиний внесок, грн

$$О_{єд} = Ф_{осн.}^{річн.} \cdot 0{,}22 \quad (5.9)$$

$$О_{єд} = 7999488 \cdot 0{,}22 = 1759887 \text{ грн.}$$

Визначаємо річний загальний фонд заробітної плати, грн

$$Ф_{заг.}^{річн.} = Ф_{осн.}^{річн.} + Д_{в.р.} + П + О_{єд} \quad (5.10)$$

$$Ф_{заг.}^{річн.} = 7999488 + 1359913 + 2399846 + 1759887 = 13519135 \text{ грн.}$$

Визначаємо витрати на матеріали для проведення ремонту тягових електричних двигунів 6 електровозів в обсязі ПР-3 до впровадження віброаналізаторів, грн

$$В_t^{ПР-3} = Ц_t \cdot 1{,}64 \cdot К_{од} \cdot К_{лок}, \quad (5.11)$$

де $Ц_t = 78956$ грн – вартість матеріалу для ремонту одного тягового двигуна в об’ємі ПР-3;

$$В_t^{ПР-3} = 78956 \cdot 1{,}64 \cdot 8 \cdot 6 = 6215416 \text{ грн.}$$

Сумарні поточні витрати в році на 6 електровозів для проведення ремонту тягових електричних двигунів в обсязі ПР-3 до впровадження використання віброаналізаторів визначаємо формулою, грн

$$В_t = Ф_{заг.}^{річн.} + В_t^{ПР-3} + В_{ел.ен.},. \quad (5.12)$$

де $В_{ел.ен.}$ – витрати на електроенергію, грн

$$В_{ел.ен.} = \sum \Omega \cdot Т \cdot \lambda \cdot Ц_{кВт \cdot г} \cdot К_{од} \cdot К_{лок},$$

де Ω – потужність пристроїв, кВт (прийняти 10 кВт);

Т – час роботи пристроїв за рік (прийняти 5000 год);

λ – коефіцієнт завантаження пристроїв (прийняти 0,8 – 0,9);

$Ц_{кВт \cdot г}$ – ціна одної кіловат-години електроенергії, грн (прийняти 4,32 грн).

$$В_{ел.ен.} = 10 \cdot 5000 \cdot 0{,}8 \cdot 4{,}32 \cdot 8 \cdot 6 = 8294400 \text{ грн}$$

$$В_t = 6215416 + 13519135 + 8294400 = 28028951 \text{ грн}$$

Розрахунки основної, додаткової заробітної плати робітників, які зайняті на ремонті ПР-3, а також відрахування на соціальне страхування в році при проведенні процедури ремонту тягових електричних двигунів електровозів ЧС7 з урахуванням використання запропонованих віброаналізаторів за формулою (5.5) становить 672 грн. Розрахунки за формулами (5.6 – 5.10) надають аналогічні результати.

Визначаємо витрати на матеріали для проведення ремонту тягових електричних двигунів 6 електровозів із вісьмома тяговими електричними двигунами в обсязі ПР-3 при використанні запропонованих віброаналізаторів, грн

$$В_t^{ПР-3} = Ц_t \cdot 1{,}64 \cdot К_{од} \cdot К_{лок}, \quad (5.13)$$

де $Ц_t = 64789$ грн – вартість матеріалу для ремонту одного тягового двигуна в об'ємі ПР-3;

$$В_t^{ПР-3} = 64789 \cdot 1{,}64 \cdot 8 \cdot 6 = 5100190 \text{ грн.}$$

Сумарні поточні витрати в році на 6 електровозів, тягові електричні двигуни яких відремонтовані з використанням запропонованих віброаналізаторів, визначаємо за формулою, грн

$$В_t = Ф_{заг.}^{річн.} + В_t^{ПР-3} + В_{ел.ен.}, \quad (5.14)$$

де $В_{ел.ен.}$ – витрати на електроенергію, грн

$$В_{ел.\,ен.} = \sum \Omega \cdot Т \cdot \lambda \cdot Ц_{кВт \cdot г} \cdot К_{од} \cdot К_{лок},$$

де Ω – потужність пристроїв, кВт (прийняти 10 кВт);

Т – час роботи пристроїв за рік (прийняти 5000 год);

λ – коефіцієнт завантаження пристроїв (прийняти 0,8 – 0,9);

$Ц_{кВт \cdot г}$ – ціна одної кіловат-години електроенергії, грн (прийняти 4,32 грн).

$$В_{ел.ен.} = 10 \cdot 5000 \cdot 0{,}8 \cdot 4{,}32 \cdot 8 \cdot 6 = 8294400 \text{ грн}$$

$$В_t = 5100190 + 13519135 + 8294400 = 26913725 \text{ грн}$$

Результати розрахунків заносимо в таблицю 5.1.

Відповідно до проведеного розрахунку економічної ефективності впровадження віброаналізаторів для тягових електричних двигунів були отримані такі результати:

– економічний ефект досягається за рахунок скорочення витрат на матеріали для проведення ремонту тягових електричних двигунів електровозів ЧС7 в обсязі ПР-3 в 1,03 рази;

– економічний ефект за розрахунковий період становить 5193797 грн;

– одноразові витрати окупаються на п’ятому році.

Таблиця 5.1 – Результати розрахунку поточних витрат та економічного ефекту під час проведень ремонтів тягових електричних двигунів електровозів ЧС7 в об’ємі ПР-3 із урахуванням запропонованих віброаналізаторів

Роки розрахункового періоду	Поточні витрати на ПР-3 до впровадження запропонованих віброаналізаторів	Поточні витрати на ПР-3 після впровадження запропонованих віброаналізаторів	Економія поточних витрат, грн	Витрати на придбання запропонованих віброаналізаторів	Ліквідаційне сальдо, 5 %	Економія із різницею витрат на придбання, грн	Коефіцієнт приведення	Економічний ефект, грн	Економічний ефект з наростаючим підсумком
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
				458758				-458758	-458758
2027	28028951	26913724,8	1115226,2	—		656468,24	0,103	67616,23	-391142
2028	28028951	26913724,8	1115226,2	—		656468,24	0,133	87310,28	-303831
2029	28028951	26913724,8	1115226,2	—		656468,24	0,171	112256,1	-191575
2030	28028951	26913724,8	1115226,2	—		656468,24	0,22	144423	-47152,4
2031	28028951	26913724,8	1115226,2	—		656468,24	0,283	185780,5	138628,1
2032	28028951	26913724,8	1115226,2	—		656468,24	0,365	239610,9	378239
2033	28028951	26913724,8	1115226,2	—		656468,24	0,469	307883,6	686122,6
2034	28028951	26913724,8	1115226,2	—		656468,24	0,604	396506,8	1082629
2035	28028951	26913724,8	1115226,2	—		656468,24	0,777	510075,8	1592705
2036	28028951	26913724,8	1115226,2	—		656468,24	1	656468,2	2249173
Σ	280289510	269137248	11152262	458758	22937,9	6564682,4	—	2707931	5193797

Висновки

1) Здійснений аналіз відмов вузлів локомотивів свідчить про високу частоту відмов механічного та електричного обладнання. Установлено, що однією з головних причин непланових ремонтів є руйнування підшипникових вузлів електричних машин, що підтверджує критичну потребу в упровадженні сучасних систем їх достовірного діагностування.

2) На основі аналізу зареєстрованих вібросигналів доведено ефективність застосування спектральних методів діагностування для оцінки технічного стану підшипникових вузлів локомотивів. Установлено, що попередня фільтрація сигналу та побудова спектрів обвідної дозволяють ефективно виділяти резонансні складові та ключові діагностичні ознаки дефектів, які перебувають на ранній стадії незалежно від режимів експлуатаційного навантаження, що забезпечить підвищення достовірності встановленого діагнозу.

3) Запропоновано структуру інформаційного забезпечення цифрового двійника підшипникового вузла. Запропоновано використовувати виділені спектральні ознаки вібросигналу як базові вхідні параметри для віртуальної моделі, що дозволить динамічно розраховувати залишковий ресурс вузла з урахуванням особливостей експлуатації локомотива. Сформована блок-схема алгоритмізує процес автоматичного коригування зносу та розрахунку залишкового ресурсу підшипника.

4) Виконане техніко-економічне обґрунтування підтвердило фінансову доцільність впровадження розробленої технології діагностування. Очікуваний сумарний економічний ефект за розрахунковий період становить 5193797 грн, при цьому капітальні витрати на придбання та розгортання відповідного апаратного комплексу повністю окупаються на п‘ятому році його експлуатації.

Список використаних джерел

1 Цьогоріч УЗ планує збільшити обсяг ремонту локомотивів на 25%. *Rail.insider*. 2025. URL: https://www.railinsider.com.ua/czogorich-uz-planuye-zbilshyty-obsyag-remontu-lokomotyviv-na-25/ (дата звернення: 26.05.2026).

2 Handbook of Technical Diagnostics : Fundamentals and Application to Structures and Systems / ed. by H. Czichos. Berlin ; Heidelberg : Springer-Verlag, 2013. 560 p. https://doi.org/10.1007/978-3-642-25850-3. ISBN 978-3-642-25849-7

3 Measurement and Data Analysis for Engineering and Science / P. F. Dunn, M. P. Davis. 4th ed. Boca Raton : CRC Press, 2018. 567 p.

4 Mechanical Vibration : Analysis, Uncertainties, and Control / H. Benaroya, M. Nagurka, S. Han. 4th ed. Boca Raton : CRC Press, 2018. 602 p.

5 Diagnostics and Prognostics of Engineering Systems: Methods and Techniques / ed. by S. Kadry. Hershey : Engineering Science Reference, 2013. 462 p. ISBN 978-1-4666-2095-7.

6 Machinery Failure Analysis and Troubleshooting / H. P. Bloch, F. K. Geitner. 4th ed. Waltham : Butterworth-Heinemann, 2012. 743 p. ISBN 978-0-12-386045-3

7 Machining Dynamics: Frequency Response to Improved Production / T. L. Schmitz, K. S. Smith. New York : Springer, 2012. 384 p. https://doi.org/10.1007/978-1-4614-0460-6. ISBN 978-1-4614-0459-0

8 Applications of Random Process Excursion Analysis / I. S. Brainina ; transl. by D. Arch. Amsterdam : Elsevier, 2013. 243 p. ISBN 978-0-12-409501-4

9 Sound and Signals / M. Tohyama. Berlin ; Heidelberg : Springer-Verlag, 2011. 420 p. https://doi.org/10.1007/978-3-642-20122-6. ISBN 978-3-642-20121-9

10 Identification of Dynamic Systems : An Introduction with Applications / R. Isermann, M. Münchhof. Berlin ; Heidelberg : Springer-Verlag, 2011. 710 p. https://doi.org/10.1007/978-3-540-78879-9. ISBN 978-3-540-78878-2

11 Noise and Vibration Analysis : Signal Analysis and Experimental Procedures / A. Brandt. Chichester : John Wiley & Sons, 2011. 445 p. ISBN 978-0-470-74644-8

12 Signals and Systems with MATLAB / W. Y. Yang, T. G. Chang, I. H. Song, Y. S. Cho, J. Heo, W. G. Jeon, J. W. Lee, J. K. Kim. Dordrecht ; Heidelberg ; London ; New York : Springer-Verlag, 2009. 476 p. https://doi.org/10.1007/978-3-540-92954-3. ISBN 978-3-540-92953-6

13 Discover Signal Processing: An Interactive Guide for Engineers / S. Braun. Chichester : John Wiley & Sons, 2008. 368 p. ISBN 978-0-470-51970-7

14 Handbook of Noise and Vibration Control / ed. by M. J. Crocker. Hoboken : John Wiley & Sons, 2007. 1577 p. ISBN 978-0-471-39599-7

15 Advanced Digital Signal Processing and Noise Reduction / S. V. Vaseghi. 3rd ed. Chichester : John Wiley & Sons, 2006. 480 p. ISBN 978-0-470-09494-5

16 Intelligent Fault Diagnosis and Prognosis for Engineering Systems / G. Vachtsevanos, F. Lewis, M. Roemer, A. Hess, B. Wu. Hoboken : John Wiley & Sons, 2006. 454 p. ISBN 978-0-471-72999-0

17 Numerical Methods for Engineers / S. C. Chapra, R. P. Canale. 7th ed. New York : McGraw-Hill Education, 2015. 987 p. ISBN 978-0-07-339792-4

18 Parameter Identification and Monitoring of Mechanical Systems under Nonlinear Vibration / J. C. Jauregui. Amsterdam : Woodhead Publishing, 2014. 216 p. ISBN 978-1-78242-165-8

19 Barszcz T. Vibration-Based Condition Monitoring of Wind Turbines / T. Barszcz. Cham : Springer, 2019. 213 p. (Applied Condition Monitoring ; vol. 14)

20 Condition monitoring and fault diagnosis of synchronous machines – A review / A. Belhaouzi, M. Ouassaid, H. Sabir // Results in Engineering. – 2026. – Vol. 29 – 109788. https://doi.org/10.1016/j.rineng.2026.109788

21 Advances, Trends and Challenges for Determining the Condition of Railway Rolling Stock Using Automatic Classifiers: A Systematic Review / E. Junquera, C. Pérez-Carrera, H. Rubio, A. Bustos // Electronics. – 2026. – Vol. 15 – 1381. https://doi.org/10.3390/electronics15071381.

22 Методичні вказівки до розрахунку економічної частини дипломного проекту для студентів спеціальності «Залізничний транспорт» за освітньою програмою «Локомотиви та локомотивне господарство» усіх форм навчання / В. Г. Яковенко, Ю. В. Мирошниченко, І. В. Моцна, М. Д. Жердєв. Харків : УкрДУЗТ, 2020. 46 с.

АКТ

перевірки кваліфікаційної роботи магістра

на наявність ознак академічного плагіату

Відповідно до даних сервісу StrikePlagiarism кваліфікаційна робота магістра на тему: «УДОСКОНАЛЕННЯ ВІБРОДІАГНОСТУВАННЯ ВУЗЛІВ ЛОКОМОТИВІВ ДЛЯ ІНФОРМАЦІЙНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЦИФРОВИХ ДВІЙНИКІВ», автора: Сінчури Сергія Володимировича містить 0,57 % запозичень. Ознаки академічного плагіату відсутні.

Перевірку виконав
ст. викладач кафедри
експлуатації та ремонту
рухомого складу  Олександр АНАЦЬКИЙ

01.06.2026 р.