

Український державний університет залізничного транспорту
Міністерство освіти і науки України

Український державний університет залізничного транспорту
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

БУЛЬБА ВЛАДИСЛАВ ІГОРОВИЧ

УДК 629.423.2:681.518.54

ДИСЕРТАЦІЯ

УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ВІБРОДІАГНОСТУВАННЯ ТЯГОВИХ РЕДУКТОРІВ ЕЛЕКТРОПОЇЗДІВ

05.22.07 — рухомий склад залізниць та тяга поїздів

27 — Транспорт

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.



В. І. Бульба

Науковий керівник:

МИХАЛКІВ Сергій Васильович,
кандидат технічних наук, доцент

Харків — 2021

АНОТАЦІЯ

Бульба В. І. Удосконалення технології вібродіагностування тягових редукторів електропоїздів. — Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.07 — «Рухомий склад залізниць та тяга поїздів» (273 — Залізничний транспорт). — Український державний університет залізничного транспорту, МОН України, Харків, 2021.

Дисертація присвячена вдосконаленню технології вібродіагностування тягових редукторів електропоїздів завдяки розробленій технології діагностування, яка здійснює поділ зареєстрованої вібрації на підшипникову складову та складову зубчастого зачеплення з подальшим аналізом отриманих смуг фрактальною розмірністю покриття та можливістю прогнозування отриманих нових ознак різних пошкоджень елементів тягових редукторів дискретними стохастичними моделями.

Наукова новизна дисертаційної роботи полягає в розв'язанні наукового завдання удосконалення технології вібродіагностування тягових редукторів електропоїздів, що базується на застосуванні методів вейвлет-аналізу, розкладання за емпіричними модами та фрактального аналізу, які підвищують достовірність діагнозу.

Уперше:

— визначений характер зміни спектрального складу пошкодженого підшипника кочення тягового редуктора електропоїзда впродовж реалізації циклостаціонарної моделі, яка обліковує випадкові компоненти й моделює ефект проковзування роликів відносно інших елементів;

— розроблена технологія вібродіагностування тягових редукторів, особливістю якої є одночасне залучення процедури дискретного вейвлет-перетворення для отримання гармонік зубозачеплення та самоадаптивної процедури розкладання за емпіричними модами. Розкладання за

емпіричними модами позбавлене потреби попереднього вибору материнської функції, що призводить до усунення перекриття високочастотних діапазонів на різних рівнях розкладання з можливістю подальшого обрання прийнят-ного діапазону вібрації підшипників;

— обчислені діапазони значень фрактальної розмірності покриття, яка обліковує масштабну інваріантність та оцінює вібраційні складові різної природи тягових редукторів електропоїздів, які перебувають у різних технічних станах.

Доопрацьовано:

— метод визначення технічного стану тягових редукторів завдяки залученню нових індикаторів часової форми вібрації, що використовують комбінації ексцесу і середньоквадратичного значення (TALAF і ТНІКАТ);

— метод прогнозування технічного стану тягових редукторів електропоїздів із використанням інтегрованої дискретної стохастичної моделі авторегресії і ковзного середнього, успішна реалізація якої потребує лише наявності послідовності розрахованих фрактальних розмірностей, які накопичуються впродовж відповідних експериментів.

Практичні результати полягають у сформованій базі з накопичених вібраційних сигналів, частотних смуг, номерів гармонік, які відповідають справним і пошкодженим підшипникам і які реєструвались для різних частот обертання колісно-редукторних блоків на випробувальному стендах моторвагонних депо. Обраний найкращий спосіб та місце кріплення віброакселерометра до поверхні тягового редуктора електропоїзда для використання паспортного частотного діапазону віброакселерометра й досягнення високої достовірності діагностування.

За матеріалами дисертаційної роботи опубліковано 12 наукових праць, з яких 6 наукових статей — у фахових виданнях, затверджених МОН України (одне з них індексується базою Scopus); 6 праць апробаційного характеру.

У вступі обґрунтовано актуальність обраної теми, сформульовано мету й завдання, об'єкт і предмет дослідження, зазначений зв'язок роботи з

науковими темами та програмами, розкрито наукову новизну та практичну цінність дисертаційної роботи, наведена її загальна характеристика.

У першому розділі зазначається, що основною системою ремонту на українських залізницях дотепер лишається планово-попереджувальна система ремонту, яка характеризується великою кількістю позапланових ремонтів електропоїздів. Удосконалити цю систему можна, впровадивши сучасні системи для діагностування вузлів і агрегатів після їх демонтажу або часткового розбирання, що в подальшому призведе до відмови від використання застарілих діагностичних пристроїв (фонендоскопів, тощо) достовірність яких залежить від досвіду майстрів і слюсарів. Установлено, що на відмови тягових редукторів електропоїздів із причин руйнування підшипника кочення передньої кришки припадає більше 85 % відмов. Тому потреба у вчасному виявленні пошкоджень підшипникових вузлів лишається одним із головних завдань, яке можна розв'язати впровадженням функціонального діагностування за аналізом вібрації.

Установлено, що різновиди діагностичних комплексів останнього покоління, які присутні на ринку й використовуються в технології технічного обслуговування та поточного ремонту локомотивів залізниць закордонних країн, характеризуються застарілими методами, які були розроблені більше 30 років тому. Отже, дотримання підвищених вимог до якості ремонту й безпеки руху актуалізує потребу в теоретичних наукових дослідженнях нових методів обробки й аналізу вібраційних сигналів та отримання нових діагностичних ознак технічного стану.

У другому розділі запропоновано описувати вібраційний сигнал підшипника кочення тягового редуктора електропоїзда циклостационарним випадковим процесом із періодичною автокореляційною функцією, який дозволив розширити уяву про повністю обертальний характер елементів підшипників завдяки обліку ефекту ковзання тіл кочень відносно кілець, що дотепер не вдавалося поширеній моделі опису вібрацій, яка бере до уваги лише частоти наявних пошкоджень та ефекти модуляції унаслідок

циклічного перекочування тіл кочення через навантажену зону. Зважаючи на складність теоретичного аналізу коливальних характеристик підшипників кочення тягових редукторів електропоїздів, запропонована модель здійснює симуляцію поширених пошкоджень елементів підшипників кочення (пошкодження ролика, зовнішнього й внутрішнього кільця без та з додаванням шуму) у вигляді специфічних резонансних збурень на широкосмугових спектрах вібрації в околицях відповідних частотних діапазонів.

У третьому розділі визначається придатність відповідних методів обробки сигналів для використання в технології вібродіагностування. Зокрема зазначається важливість використання коефіцієнту ексцесу як критерію імпульсного наповнення вібрації, яке асоціюється з наявними пошкодженнями підшипників і за величиною цього коефіцієнту запропоновано порівнювати ефективність виділення шуканого частотного діапазону різними методами. Зважаючи на нестационарність сигналів вібрації тягового редуктора електропоїзда й потребу в збереженні наявних численних інформативних короткотривалих складових, для реалізації дискретного вейвлет-перетворення обирався материнський вейвлет Добеші 4-го порядку, а критерієм обрання прийняттого вейвлету з-поміж великої вейвлетної родини є мінімальне значення розрахованої ентропії Шеннона.

Установлена прийнятність теорії фракталів здійснювати аналіз часових вібраційних послідовностей. Запропоновано впроваджувати в технологію вібраційного діагностування тягових редукторів електропоїздів нову діагностичну ознаку фрактальної розмірності покриття, яка забезпечить кращий облік корисних складових вібраційних реалізацій порівняно із загальноновживаними ознаками.

У четвертому розділі розробляється технологія вібродіагностування тягових редукторів електропоїздів упродовж проведення ТО-3 й ПР-1. Для вузькосмугового поділу зареєстрованих вібраційних частотних компонентів обирається дискретне вейвлет-перетворення та метод розкладання за

емпіричними модами, який усуває перекриття частотних діапазонів на різних рівнях розкладання у високочастотному діапазоні, натомість дискретне вейвлет-перетворення краще пасує до виділення низькочастотного діапазону з вібрацією зубчастого зачеплення.

Зважаючи на низьку ефективність класичних скалярних індикаторів, доопрацьований метод визначення технічного стану тягових редукторів завдяки впровадженню обчислення нових індикаторів THIKAT і TALAF.

Досліджено, що обчислення фрактальної розмірності покриття найкраще обліковує інформативні складові вібраційних сигналів у виділених вузькосмугових частотних діапазонах. Обчислене найменше значення розмірності відповідає справному редуктору, а найвище — комбінованим пошкодженням тягових редукторів електропоїздів.

Для прогнозування технічного стану тягових редукторів електропоїздів запропоновано залучати дискретні стохастичні ARIMA моделі, які потребують лише наявності дискретних величин, що накопичуються впродовж відповідних вимірювань. Найнижча точність за результатами досліджень сягала 91,4 %.

У п'ятому розділі розрахунок достовірності вдосконаленої технології вібродіагностування виявився вищим на 25,7 % порівняно з використанням штатного фонендоскопа, розраховані діагностичні ваги для 6 ознак станів, а економічний ефект за розрахунковий період становить 19227738 грн. Розроблена технологія вібродіагностування дозволяє скорочувати час на розбирання та післяремонтне випробування колісно-редукторних блоків електропоїздів завдяки зниженню числа надмірного бракування, а також знижує пропуск пошкодження підшипника кочення.

Ключові слова: дискретне вейвлет-перетворення, дискретні стохастичні моделі, розкладання за емпіричними модами, тяговий редуктор електропоїзда, фрактальна розмірність покриття, широкосмуговий спектр вібрації.

ABSTRACT

Bulba V. I. Improvement of the technology for the vibration-based diagnostics of electric train traction gearboxes. — Qualification scientific work — manuscript copyright.

Thesis for the degree of Candidate of Technical Sciences (Ph.D. – Doctor of Philosophy) in specialty 05.22.07 — Rolling Stock and Traction of Trains (273 — Railway Transport). — Ukrainian State University of Railway Transport, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2021.

The thesis deals with improvement of the technology for the vibration-based diagnostics of electric train traction gearboxes by means of the developed diagnostic technology which provides decomposition of the acquired vibration on the bearing component and gear mesh component with further analysis of the obtained bands with the box counting method and the possibility of prediction of the obtained new features of various faults of traction gearboxes elements with discrete stochastic models.

The scientific novelty of the thesis involves solving the scientific task of improvement of the vibration-based diagnostics of electric train traction gearboxes based on the use of the wavelet analysis, empirical mode decomposition and fractal analysis methods, which increase the confidence of the diagnostics.

For the first time there was:

— defined the nature of the change in the spectral composition of a damaged rolling bearing of the electric train traction gearbox during the implementation of the cyclostationary model, which takes into account random components and simulates the effect of rollers slip relatively to other elements;

— developed the technology for the vibration-based diagnostics of traction gearboxes, the feature of which is the simultaneous involvement of the discrete wavelet transform procedure to obtain gear mesh harmonics and self-adaptive procedure of the empirical mode decomposition. The empirical mode decomposition doesn't need to pre-select the mother function, which eliminates the

overlap of high-frequency band at different levels of decomposition with the possibility of further selection of the acceptable band of bearing vibration;

— calculated the bands of the box counting method values, which takes into account the scale invariance and evaluates the vibrational components of different nature of the electric train traction gearboxes being in different technical states.

There was refined:

— an assessment method for the technical state of traction gearboxes by applying new time-domain indicators of vibration which use a combination of the kurtosis and root mean square (TALAF and THIKAT);

— a method of technical state prediction of electric train traction gearboxes using an integrated discrete stochastic model of autoregression and moving average, the successful implementation of which requires only the availability of a sequence of calculated fractal dimensions that accumulate during the relevant experiments.

The practical results consist in the formed base of accumulated vibration signals, frequency bands, harmonic numbers, which correspond to nonfault and faulty bearings and which were registered for different rotation frequencies of wheel-gearbox units on the test rigs in electric train depots. The best method and place of mounting of the vibroaccelerometer to the housing of the electric train gearbox was selected for the application of the passport frequency band of the vibroaccelerometer and achievement of the high diagnostic confidence.

The introduction substantiated the relevance of the selected topic, formulated the goal and objectives, object and subject of the research, emphasized the connection of the thesis with scientific topics and programmes, developed the scientific novelty and practical value of the thesis, gave its general characteristics.

The first chapter noted that the main repair system on Ukrainian railways is still a scheduled preventative repair system, which is characterized by a large number of unscheduled repairs of electric trains. This system can be improved by introducing modern systems for the diagnostics of components and assemblies after their dismantling or partial dismantling, which in turn will lead to the refuse

to use obsolete diagnostic devices (phonendoscopes, etc.) whose confidence depends on the qualification of technical workers. It was established that the failures of electric train traction gearboxes caused by the destruction of a bearing of the front cover account for more than 85% of failures. Therefore, the need for timely detection of bearing faults remains one of the main tasks that can be solved by introducing functional diagnostics by vibration analysis.

It was established that the different last-generation diagnostic complexes, which are available on the market and are used in the technology of repair and maintenance of foreign railway locomotives, are characterized by outdated methods that were developed more than 30 years ago. Thus, compliance with the increased requirements for the quality of repair and traffic safety requires theoretical research of new methods for vibration signal analysis and processing, and new diagnostic features of the technical state.

The second chapter proposed to describe the vibration signal of a rolling bearing of the electric train traction gearbox with a cyclostationary random process with periodic autocorrelation function, which allowed to expand the idea of fully rotational nature of bearing elements due to taking into account the sliding effect of rollers relatively to races, which so far the common model for describing vibrations failed to do because it took into account only the frequency of existing faults and the effects of modulation due to the cyclic rolling of rollers through the loaded area. Given the complexity of the theoretical analysis of the oscillatory characteristics of rolling bearings of electric train traction gearboxes, the proposed model simulates common faults of rolling bear elements (faults of rollers, outer and inner rings without and with noise) in the form of specific resonant excitations on the broadband vibration spectra in the vicinity of the corresponding frequency bands.

The third chapter determined the suitability of appropriate signal processing methods for use in the vibration-based diagnostics technology. In particular, the importance of using the kurtosis as a criterion for impulse filling of vibration, which is associated with existing bearing faults, and according to the value of the

kurtosis, it was proposed to compare the efficiency of the extraction of a searched frequency band with different methods. Due to the nonstationarity of vibration signals of the electric train traction gearbox and the need to preserve the available numerous informative short-term components, for the implementation of the discrete wavelet transform the fourth-order Daubechies mother wavelet was selected, and the criterion for selecting an acceptable wavelet from a large wavelet family is the minimum value of the calculated Shannon entropy.

The acceptability of fractal theory to analyze temporal vibration sequences was established. It was proposed to introduce a new diagnostic feature of the box counting method into the vibration-based technology of electric train traction gearboxes, which will provide a better account of the useful components of vibration signals compared to commonly used features.

The fourth chapter introduced a new technology of vibration-based diagnostics of electric train traction gearboxes during the 3rd level maintenance and the 1st level current repair. For narrowband separation of registered vibration frequency components, there were selected the discrete wavelet transform and empirical mode decomposition, which eliminates the overlap of frequency bands at different levels of decomposition in the high frequency band, while the discrete wavelet transform is better suited for the extraction of a low-frequency band with gear mesh vibration.

Taking into account the low efficiency of classical scalar indicators, the method of determining the technical state of traction gearboxes was refined due to the introduction of the calculation of new THIKAT and TALAF indicators.

It was proved that the calculation of the box counting method best takes into account the informative components of vibration signals in extracted narrowband frequency bands. The calculated minimum dimension value corresponds to a nonfault gearbox, and the maximum one - to the combined faults of electric train traction gearboxes.

For prediction of the technical state of electric train traction gearboxes, it was proposed to use discrete stochastic ARIMA models, which require only the

presence of discrete values that accumulate during the relevant measurements. The lowest accuracy according to the research results reached 91.4%.

In the fifth chapter the calculation of the confidence of the improved technology of the vibration-based diagnostics turned out to be higher by 25.7% compared to the use of a standard phonendoscope, the diagnostic influence for 6 features of the states was calculated, and the economic effect for the reference period was 1,922,773 UAH. The developed technology of the vibration-based diagnostics reduces time for dismantling and post-repair testing of wheel-gearbox units of electric trains due to the reduction of the quantity of excessive faults, and reduces omissions of rolling bearing faults as well.

Key words: box counting method, broadband vibration spectrum, discrete stochastic models, discrete wavelet transform, electric train traction gearbox, empirical mode decomposition.

Список публікацій здобувача

Основні наукові праці.

Публікації у виданнях України, які включені до міжнародних наукометричних баз:

1. Babanin O., Bulba V. Designing the technology of express diagnostics of electric train's traction drive by means of fractal analysis. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016. Vol. 4, 9(82). P. 45 — 54. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.76520> (видання індексується у базі Scopus)
2. Михалків С. В., Бульба В. І., Ходаківський А. М. Виділення бічних смуг на спектрах потужності вібрації тягових редукторів електропоїздів. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. 2018. № 179. С. 26 — 39. <https://doi.org/10.18664/1994-7852.179.2018.147711> (видання індексується у базі Index Copernicus)

3. Михалків С. В., Фалендиш А. П., Бульба В. І., Ходаківський А. М. Застосування спектрального ексцесу для вібродіагностування тягового редуктора електропоїзда. *Технічні науки та технології*. 2019. № 1(15). С. 73 — 79. [https://doi.org/10.25140/2411-5363-2019-1\(15\)-73-79](https://doi.org/10.25140/2411-5363-2019-1(15)-73-79) (видання індексується у базі *Index Copernicus*)

4. Пузир В. Г., Михалків С. В., Ходаківський А. М., Бульба В. І. Обчислення частотних смуг вібрації підшипників тягового редуктора електропоїзда кратномасштабним аналізом. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. 2019. № 185. С. 32 — 44. <https://doi.org/10.18664/1994-7852.185.2019.180784> (видання індексується у базі *Index Copernicus*)

5. Бульба В. І., Михалків С. В. Моделювання пошкоджень елементів підшипників кочення тягового редуктора електропоїздів. *Вісник Хмельницького національного університету. Серія «Технічні науки»*. 2019. № 5(277). С. 295 — 301. <https://doi.org/10.31891/2307-5732-2019-277-5-295-301> (видання індексується у базі *Index Copernicus*)

6. Михалків С. В., Бульба В. І. Прогнозування технічного стану тягових редукторів електропоїздів дискретними стохастичними моделями. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. 2019. № 188. С. 23 — 35. <https://doi.org/10.18664/1994-7852.188.2019.206182> (видання індексується у базі *Index Copernicus*)

Праці апробаційного характеру:

7. Бабанін О. Б., Бульба В. І. Отримання віброакустичного сигналу для експрес-віброакустичного моніторингу тягових редукторів електропоїздів. Тези доповідей 78-ої міжнародної науково-технічної конференції УкрДУЗТ «Розвиток наукової та інноваційної діяльності на транспорті» (м. Харків, 26 — 28 квітня 2016 р.). *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. № 160. С. 32 — 33.

8. Михалків С. В., Бульба В. І., Ходаківський А. М. Визначення індикаторів технічного стану колісно-редукторних блоків електропоїздів.

Матеріали XIX-МНТК «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта», (м. Київ, 19 — 22 червня 2018 р. Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського»). С. 70 — 73.

9. Михалків С. В., Ходаківський А. М., Бульба В. І. Визначення інформа-тивного частотного діапазону для вібраційного діагностування тягового редуктора електропоїзда. Матеріали 79 Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» (м. Дніпро, 16 — 17 травня 2019 р. Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна). С. 36 — 37.

10. Михалків С. В., Бульба В. І., Ходаківський А. М. Діагностування тягового редуктора електропоїзда квадратичним спектром обвідної вібрації. Матеріали XX-МНТК «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта», (м. Херсон, 10 — 13 вересня 2019 р. Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського»). С. 350 — 353.

11. Бульба В. І., Михалків С. В., Ходаківський А. М. Обчислення точності прогнозування несправностей тягових редукторів електропоїздів. Матеріали XV МНТК «Проблеми механіки залізничного транспорту», (м. Дніпро, 22 — 23 жовтня 2020 р. Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна). С. 21 — 25.

12. Пузир В. Г., Михалків С. В., Ходаківський А. М., Бульба В. І. Прогнозування технічного стану тягових редукторів електропоїздів нейромережею довгої короткострокової пам'яті. Матеріали XXI-МНТК «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта», (м. Київ, 06 — 09 жовтня 2020 р. Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського»). С. 129 — 132.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ.....	17
ВСТУП.....	18
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТА ПЕРСПЕКТИВИ ВПРОВАДЖЕННЯ ВІБРОАКУСТИЧНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ ТЯГОВИХ РЕДУКТОРІВ ЕЛЕКТРОПОЇЗДІВ.....	24
1.1. Властивості систем ТО й ПР локомотивів і моторвагонного рухомого складу.....	24
1.2. Особливості конструкції та аналіз відмов ТЗП електропоїздів в експлуатації.....	27
1.3. Вибір виду та аналіз методів технічного діагностування вузлів із підшипниками кочення та зубчастим зачепленням.....	32
1.3.1. Аналіз методів віброакустичного діагностування в часовому просторі.....	38
1.3.2. Аналіз методів віброакустичного діагностування в частотному просторі.....	41
1.3.3. Аналіз методів прогнозування часових рядів.....	43
1.4 Аналіз комплексів для віброакустичного діагностування вузлів МВРС, ТРС.....	45
1.5. Висновки до 1 розділу.....	49
РОЗДІЛ 2 МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРАЦІЇ ЗУБЧАСТОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ Й ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ ТЯГОВИХ РЕДУКТОРІВ ЕЛЕКТРОПОЇЗДІВ.....	51
2.1. Визначення видів дефектів і факторів, що спричиняють відмови тягових редукторів.....	51
2.2. Установлення відповідності між параметрами технічного стану та діагностичними ознаками.....	55
2.3. Моделювання пошкоджень зубчастого зачеплення тягового редуктора електропоїзда.....	58

2.4. Моделювання пошкоджень підшипника кочення передньої кришки тягового редуктора електропоїзда.....	61
2.5. Засади алгоритмів розпізнавання технічного стану.....	69
2.6. Висновки до 2 розділу.....	74
РОЗДІЛ 3 ВИДІЛЕННЯ ІНФОРМАТИВНИХ ЧАСТОТНИХ СМУГ ТА ОБРАННЯ ДІАГНОСТИЧНИХ ОЗНАК ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТЯГОВИХ РЕДУКТОРІВ ЕЛЕКТРОПОЇЗДІВ.....	75
3.1. Особливості здійснення порогової фільтрації вейвлет-перетворенням.....	75
3.2. Розділення вібраційних складових тягових редукторів методом кратномасштабного аналізу.....	87
3.3. Властивості фрактальних характеристик, як нової діагностичної ознаки технічного стану тягових редукторів електропоїздів.....	94
3.3.1. Принципи загальної фрактальної розмірності.....	95
3.3.2. Формалізація фрактальної розмірності покриття.....	97
3.4. Переваги методу розкладання вібраційних реалізацій за емпіричними модами.....	99
3.5. Висновки до 3 розділу.....	102
РОЗДІЛ 4 УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ВІБРОДІАГНОСТУВАННЯ КОЛІСНО-РЕДУКТОРНИХ БЛОКІВ ЕЛЕКТРОПОЇЗДІВ НА ТО-3 Й ПР-1.....	103
4.1. Виявлення несправностей КРБ електропоїздів упродовж ПР-1 стандартними та вдосконаленими заходами.....	103
4.2. Виділення вібраційних частотних смуг тягових редукторів методами дискретного вейвлет-перетворення та розкладання за емпіричними модами.....	106
4.3. Застосування скалярних індикаторів TALAFA, THIKAT для визначення пошкоджень елементів тягових редукторів.....	117
4.4. Обчислення фрактальної розмірності покриття для різних технічних станів тягових редукторів електропоїздів.....	121

4.5. Прогнозування технічного стану тягових редукторів електропоїздів дискретними стохастичними моделями.....	123
4.6. Висновки до 4 розділу.....	134
РОЗДІЛ 5 ВИЗНАЧЕННЯ ДОСТОВІРНОСТІ ТА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВДОСКОНАЛЕНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ ВІБРОДІАГНОСТУВАННЯ.....	
5.1. Розрахунок достовірності функціонування засобів вібродіагностування тягових редукторів електропоїздів.....	136
5.2. Обчислення діагностичної цінності ознак.....	138
5.3. Визначення економічної ефективності впровадження удосконаленої технології вібродіагностування в ТО й ПР електропоїздів.....	141
5.3.1. Методика розрахунку економічного ефекту.....	141
5.3.2. Вихідні дані, що необхідні для розрахунку економічного ефекту...	144
5.4. Висновки до 5 розділу.....	150
ВИСНОВКИ.....	151
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	154
Додаток А Реалізація коду для моделювання несправностей підшипника кочення передньої кришки тягового редуктора електропоїзда в програмному забезпеченні GNU Octave.....	172
Додаток Б Список публікацій здобувача за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації.....	180
Додаток В Акти впровадження результатів дисертації.....	184

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

АЦП	Аналого-цифровий перетворювач
ВАД	Віброакустичне діагностування
ВФМ	Вбудована функція моди
ДВП	Дискретне вейвлет-перетворення
КМБ	Колісно-моторний блок
КРБ	Колісно-редукторний блок
МВРС	Моторвагонний рухомий склад
МСУ	Мікропроцесорні системи управління
ОД	Об'єкт діагностування
ПЗ	Програмне забезпечення
ПК	Персональний комп'ютер
ПР	Потоковий ремонт
ППР	Планово-попереджувальна система ремонту
РЕМ	Розкладання за емпіричними модами
РС	Рухомий склад
СД	Системи технічного діагностування
СКЗ	Середньоквадратичне значення вібрації
СОСВ	Системи з одним ступенем вільності
ТЕД	Тяговий електричний двигун
ТЗП	Тягова зубчаста передача
ТО	Технічне обслуговування
ТРС	Тяговий рухомий склад
ШПФ	Алгоритм швидкого перетворення Фур'є
ARIMA	Інтегрована дискретна стохастична модель авторегресії і ковзного середнього
SNR	Відношення сигнал/шум

ВСТУП

Актуальність теми. Натепер технічний ресурс залізниць практично вичерпано, що ставить під загрозу їх подальше ефективне та безпечне функціонування. Зволікання з реалізацією кардинальних заходів, які спрямовані на заміну застарілих технічних засобів, найближчим часом може спричинити унеможливлення забезпечення потреби у перевезеннях пасажирів і вантажів та виникнення кризових явищ не тільки в залізничній галузі, але й в інших стратегічно важливих і пов'язаних з нею галузях економіки України.

Одним із головних завдань системи потокових ремонтів (ПР) мотор-вагонного рухомого складу (МВРС) є забезпечення надійності експлуатації тягових редукторів, оскільки їх відмови можуть спричинити сходження складу, що призведе до аварії або катастрофи. Відомо, що тривалість справної роботи тягового редуктора зрідка перевищує 1,5 млн. км пробігу замість установлених 2,5 млн. км. Останніми роками на зубчасті передачі та підшипники кочення тягових редукторів МВРС припадає до 41,2 % відмов від загального числа відмов за механічним обладнанням. Незважаючи на вжиті заходи щодо підвищення експлуатаційної надійності як нових, так і відремонтованих електропоїздів їх експлуатація супроводжується, з одного боку, великими простоями через несправності тягових зубчастих передач, а з іншого боку — передчасним ремонтом з повним розбиранням значної кількості тягових редукторів.

Отже, зважаючи на незадовільний технічний стан МВРС, видається актуальним розробка заходів із підвищення ефективності технічного діагностування як нинішнього МВРС, який був побудований за технічними вимогами 60-их років минулого століття й на сьогодні досяг 84 % зносу, так і для нового МВРС зі значно досконалішими характеристиками.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційну роботу виконано згідно зі Стратегією розвитку залізничного

транспорту на період до 2020 року (схвалена розпорядженням Кабінету Міністрів України №1555-р 16 грудня 2009 р), Державною програмою оновлення рухомого складу на 2017-2021 роки (затверджена на засіданні АТ «Укрзалізниця» 29 листопада 2016 р) і науково-дослідною роботою «Попереднє незалежне обстеження обставин, характеру та причин руйнування дизеля ПД1М тепловоза ТЕМ2 № 2685» (ДР0119U102154), в якій здобувач був виконавцем окремих розділів.

Мета і завдання дослідження. Мета дисертаційної роботи полягає в підвищенні ефективності діагностування тягових редукторів електропоїздів завдяки досконалим методам виділення інформативної частотної смуги підшипникової вібрації, залученню дієвих діагностичних ознак технічного стану підшипників кочення з подальшим прогнозуванням технічного стану. Сформульована мета потребувала розв'язання таких завдань дослідження:

— здійснити аналіз відмов тягових редукторів електропоїздів і обрати засіб отримання діагностичної інформації про їх технічний стан;

— обрати прийнятну модель вібрації підшипника кочення, яка описує більшість процесів, що протікають протягом перекочування елементів підшипників;

— розробити технологію вібродіагностування тягових редукторів електропоїздів із залученням дієвих методів отримання частотних смуг із інформативними складовими;

— отримати нові діагностичні ознаки технічного стану тягових редукторів електропоїздів;

— удосконалити метод визначення технічного стану тягових редукторів новими індикаторами часової форми вібрації;

— здійснити прогнозування технічного стану тягових редукторів електропоїздів та визначити ефективність упроваджених заходів.

Об'єкт дослідження — процес вібродіагностування тягових редукторів електропоїздів.

Предмет дослідження — технологія вібродіагностування тягових редукторів електропоїздів.

Методи дослідження. У роботі використано методи цифрової обробки сигналів, зокрема спектрального аналізу для побудови широкосмугових спектрів вібрації, математичної статистики, математичного апарату дискретного вейвлет-перетворення для відокремлення складових вібрацій підшипників та зубчастого зачеплення, процедури розкладання за емпіричними модами для виділення шуканого частотного діапазону підшипникової вібрації, фрактального аналізу для дослідження інваріантності й розрахунків фрактальної розмірності, дискретні стохастичні моделі для прогнозування технічного стану видів несправностей елементів тягових редукторів.

Наукова новизна одержаних результатів. У дисертаційній роботі розв'язане наукове завдання удосконалення технології вібродіагностування тягових редукторів електропоїздів, що базується на застосуванні методів вейвлет-аналізу, розкладання за емпіричними модами та фрактального аналізу, які підвищують достовірність діагнозу.

Уперше:

— визначений характер зміни спектрального складу пошкодженого підшипника кочення тягового редуктора електропоїзда впродовж реалізації циклостаціонарної моделі, яка обліковує випадкові компоненти й моделює ефект проковзування роликів відносно інших елементів;

— розроблена технологія вібродіагностування тягових редукторів, особливістю якої є одночасне залучення процедури дискретного вейвлет-перетворення для отримання гармонік зубозачеплення та самоадаптивної процедури розкладання за емпіричними модами. Розкладання за емпіричними модами позбавлене потреби попереднього вибору материнської функції, що призводить до усунення перекриття високочастотних діапазонів на різних рівнях розкладання з можливістю подальшого обрання прийняттого діапазону вібрації підшипників;

— обчислені діапазони значень фрактальної розмірності покриття, яка обліковує масштабну інваріантність та оцінює вібраційні складові різної природи тягових редукторів електропоїздів, які перебувають у різних технічних станах.

Доопрацьовано:

— метод визначення технічного стану тягових редукторів завдяки залученню нових індикаторів часової форми вібрації, що використовують комбінації ексцесу і середньоквадратичного значення (TALAF і ТНІКАТ);

— метод прогнозування технічного стану тягових редукторів електропоїздів із використанням інтегрованої дискретної стохастичної моделі авторегресії і ковзного середнього, успішна реалізація якої потребує лише наявності послідовності розрахованих фрактальних розмірностей, які накопичуються впродовж відповідних експериментів.

Практичне значення одержаних результатів. Результатом удосконалення технології вібродіагностування тягових редукторів електропоїздів стало збільшення достовірності виявлення пошкоджень підшипника кочення передньої кришки тягового редуктора електропоїзда на 25,7 % порівняно зі штатним фонендоскопом, ефективність якого залежить від досвіду та органолептики діагноста.

Завдяки використанню програмно-апаратного комплексу та безконтактного датчику обертів, сформована база з накопичених вібраційних сигналів, частотних смуг, номерів гармонік, які відповідають справним і пошкодженим підшипникам і які реєструвались для різних частот обертання колісно-редукторних блоків на випробувальному стенді моторвагонного депо. Численні експериментальні дослідження дозволили обрати найкращий спосіб та місце кріплення віброакселерометра до поверхні тягового редуктора електропоїзда для використання паспортного частотного діапазону віброакселерометра й досягнення високої достовірності діагностування.

Практичне впровадження результатів роботи підтверджується відповідними актами використання впродовж здійснення позапланових

ремонтів КМБ електропоїздів серії EP2P у моторвагонному депо «Харків» та електропоїздів EP2 у моторвагонному депо «Люботин» Регіональної філії «Південна залізниця» АТ «Укрзалізниця» та в навчальному процесі Українського державного університету залізничного транспорту при вивченні дисциплін «Системи діагностування рухомого складу», «Технологія ремонту локомотивів». Відповідні акти наведені в додатках дисертаційного дослідження.

Особистий внесок здобувача. Наукові результати роботи отримані автором особисто й здійснювались в Українському державному університеті залізничного транспорту. У наукових працях, опублікованих у співавторстві, здобувачеві належить: [1] — здійснення порогової фільтрації вейвлет-розкладанням; [2] — спосіб кріплення віброакселерометра та обрання режиму роботи випробувального стенда колісно-редукторних блоків; [3] — обчислення частоти найбільшого збудження підшипникової вібрації; [4] — розрахунок ентропії Шеннона для отримання найкращого материнського вейвлета; [5] — вибір прийняттого частотного діапазону за результатами моделювання зосередженого пошкодження підшипника кочення; [6] — обчислення коефіцієнтів ARIMA моделей; [7] — спосіб реєстрації віброакустичного сигналу тягового редуктора електропоїзда на оглядовому стійлі; [8] — порівняння ефективності використання нових індикаторів часової форми вібрації TALAF і THIKAT; [9] — дослідження періодичних складових у сигналі за допомогою автокореляційних функцій; [10] — розрахунок частот перекочування елементів роликового підшипника кочення тягового редуктора електропоїзда; [11] — класифікація видів несправностей тягових редукторів електропоїздів; [12] — розрахунок середньоквадратичної помилки прогнозування.

Апробація результатів дисертації. Основні положення та результати дисертаційної роботи доповідалися та були схвалені на таких міжнародних науково-технічних конференціях (МНТК):

— 78-й МНТК УкрДУЗТ «Розвиток наукової та інноваційної діяльності на транспорті» (м. Харків, 26 — 28 квітня 2016 р.);

— XIX-й МНТК «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта», (м. Київ, 19 — 22 червня 2018 р.);

— 79-й МНТК «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» (м. Дніпро, 16 — 17 травня 2019 р.);

— XX-й МНТК «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта», (м. Херсон, 10 — 13 вересня 2019 р.);

— XV-й МНТК «Проблеми механіки залізничного транспорту», (м. Дніпро, 22 — 23 жовтня 2020 р.);

— XXI-й МНТК «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта», (м. Київ, 06 — 09 жовтня 2020 р.).

Повністю результати дисертаційної роботи заслухано й схвалено на розширеному засіданні кафедри експлуатації та ремонту рухомого складу Українського державного університету залізничного транспорту за участю членів спеціалізованої ученої ради (м. Харків).

Публікації. За матеріалами дисертаційної роботи опубліковано 12 наукових праць, з яких 6 статей опубліковано у фахових виданнях, затверджених МОН України, які також включені до міжнародних наукометричних баз (зокрема 1 стаття опублікована в журналі, що індексується у міжнародній наукометричній базі Scopus) і 6 праць апробаційного характеру.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація містить анотацію, вступ, п'ять розділів, висновки, список використаних джерел та додатки.

Повний обсяг тексту дисертації становить 186 сторінок, обсяг основного тексту становить 130 сторінок. Робота містить 33 рисунки, 10 таблиць, список використаних джерел містить 146 найменувань, 3 додатки.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТА ПЕРСПЕКТИВИ ВПРОВАДЖЕННЯ ВІБРОАКУСТИЧНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ ТЯГОВИХ РЕДУКТОРІВ ЕЛЕКТРОПОЇЗДІВ

1.1. Властивості систем ТО й ПР локомотивів і моторвагонного рухомого складу

Обладнанню МВРС і ТРС, як сукупності функціонально складних і багатокомпонентних вузлів притаманна обмежена експлуатаційна надійність. Для її підтримання на певному рівні протягом багатьох десятиліть проводиться періодичне відновлення згаданого обладнання, яке регламентується деповською системою ППР у вигляді нормативної фіксованої періодичності й набору об'ємів основних ремонтних робіт [31, 44].

При цьому використовуються єдині технологія й організація виконання ТО й ПР МВРС, ТРС. Уся організація ремонтної бази, зокрема трудові, матеріальні ресурси, технічна оснащеність ремонтних цехів депо, розбудовувалась у рамках ППР з відповідним плануванням працевитрат, контингентом ремонтників, витратою матеріалів і запасних частин, собівартістю. Правилами ремонту та інструкціями регламентується технологічна послідовність операцій, норми допуску й контрольні розміри при ремонті вузлів і деталей. Чинна ППР орієнтована на середньостатистичний рівень технічного стану МВРС, ТРС. У порядку її вдосконалення регулярно корегується перелік видів ремонту й норми міжремонтних періодів для кожної серії й типу РС. На їх основі залізницями встановлюються диференційовані норми для експлуатаційних і ремонтних підрозділів з урахуванням конкретних умов. Правила ремонту розроблені для кожної серії РС і передбачають виконання обов'язкового певного обсягу

оглядів і ремонтних робіт незалежно від напрацювання й фактичного технічного стану обладнання кожної одиниці. Інша частина робіт виконується за результатами передбачених вимірів, огляду, дефектування вузлів, систем і агрегатів після їхнього демонтажу з повною або частковим розбиранням. Ефективність цих робіт залежить від кваліфікації майстрів, техніків, слюсарів, наявності та якості штатного вимірювального інструмента й тестових/діагностичних пристроїв. Дефекти виявляються за зовнішніми ознаками (підвищений люфт, вібрація, шум, нагрівання, зношування, підгоряння, стан кріплення тощо). Також порівнюються результати вимірів (геометричні розміри, електричні параметри, натискання тощо) з нормами допуску, установленими правилами ремонту, інструкціями й технологічними картами [28].

В умовах зниження фінансування ТО й ПР МВРС, ТРС, старіння локомотивного парку, виникає потреба в удосконаленні системи їх сервісного обслуговування й ремонту. Згідно з проведеним аналізом стану безпеки руху поїздів упродовж 2004 — 2014 років 50 — 65 % транспортних пригод в локомотивному господарстві траплялися внаслідок неякісного деповського ремонту ТРС [30, 38]. Також слід брати до уваги, що різнотипні компоненти обладнання володіють різною надійністю, тому періодична ППР не забезпечує повної безвідмовності МВРС, ТРС і виникає необхідність у проведенні позапланових ремонтів [44].

Система ремонту МВРС, ТРС із обліком фактичного технічного стану, що дозволяє диференціювати міжремонтні строки за станом або з обліком фактичного технічного стану наведена на рисунку 1.1 [28].

Внесок у підвищення ефективності ТО й ПР ТРС, МВРС та визначення його технічного стану здійснювали вітчизняні вчені Бабанін О. Б., Бутько Т. В., Жалкін Д. С., Калабухін Ю. Є., Крашенінін О. С., Мороз В. І., Пузир В. Г., Тартаковський Е. Д., Устенко О. В. та закордонні вчені Аміні А., Барков О. В., Ванг Д., Гіоєв З. Г., Головаш А. Н., Ентезамі М., Наговіцин В. С., Осяєв А. Т., Теттер В. Ю [12, 18, 28, 40 — 42, 50, 135].

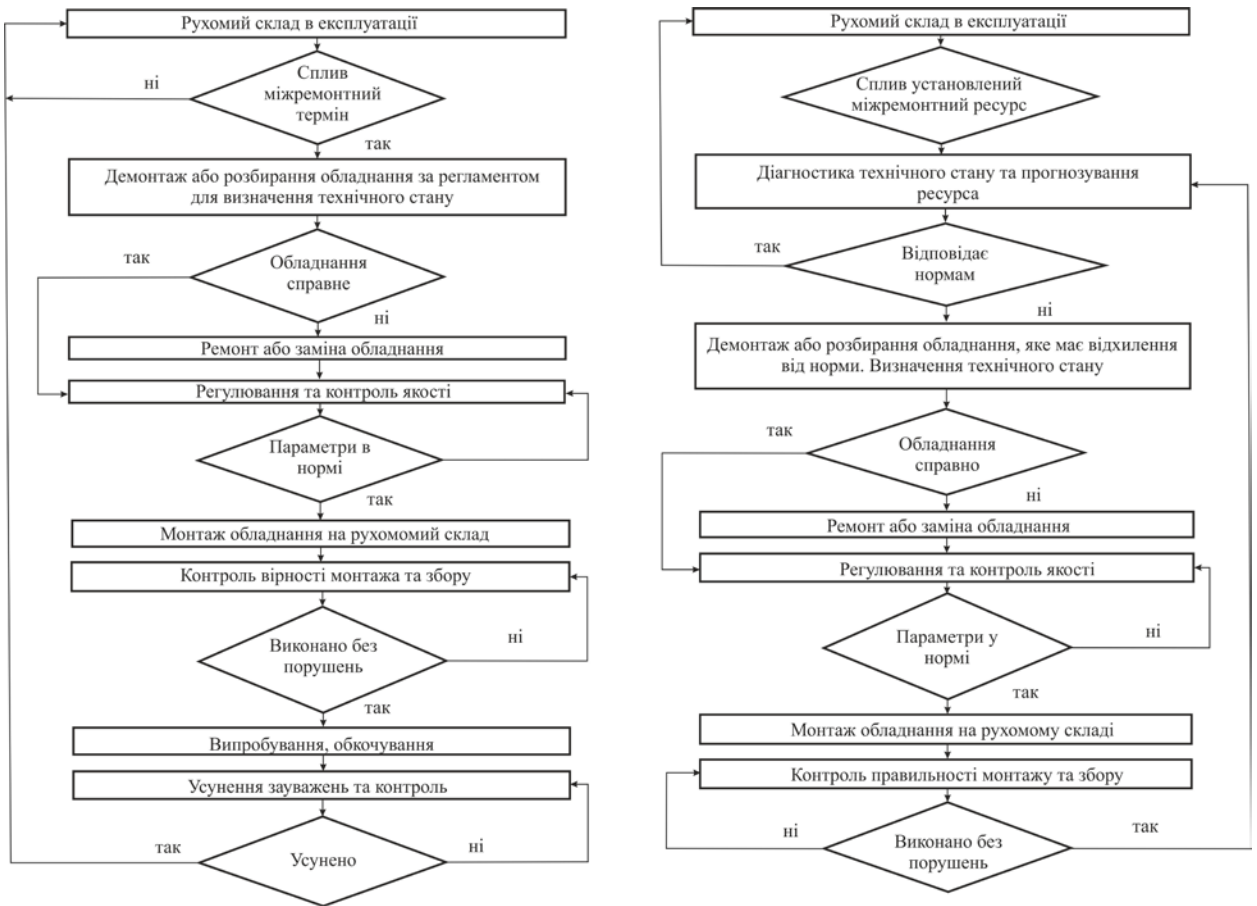


Рисунок 1.1 — Системи ремонту МВРС, ТРС

Упровадження СД дозволить сформувавши достовірний прогноз безаварійної експлуатації відповідальних вузлів і агрегатів та скорегувати терміни міжремонтних пробігів і об'єми відповідних ремонтів МВРС, ТРС, а в перспективі — перейти від ППР до ремонту МВРС, ТРС за технічним станом із індивідуальним обсягом ремонту кожної одиниці [18, 28, 35, 36].

Установлення на новому або модернізованому МВРС, ТРС МСУ забезпечить контроль значень і динаміки зміни параметрів обладнання, що дозволить визначати передвідмовний стан і здійснювати превентивне ТО. Так, здійснюючи за регламентом ППР, одночасно можуть виконуватись додаткові недорогі операції за даними МСУ, що в подальшому дозволить попередити відмову дорогого обладнання МВРС, ТРС: дизеля, генератора, тягового привода тощо [13].

1.2 Особливості конструкції та аналіз відмов ТЗП електропоїздів в експлуатації

Тяговий привод є найбільш складним і відповідальним вузлом екіпажної частини ТРС і МВРС. Показово, що при створенні нових транспортних засобів, пошуку нових рішень із систем тяги одним з основних і складних завдань є вибір схеми й конструкції тягового приводу. Цей привод з'єднує непідресорену колісну пару з ТЕД, який частково або повністю підресорений. Такі специфічні умови роботи приводу обумовлюють цілу низку вимог до його властивостей, деякі з яких навіть суперечливі. Тому конструктори прагнуть зробити привод, у якому найбільш повно поєднувались багато вимог.

Призначення тягового приводу II класу електропоїздів полягає в передачі моменту, який створюється ТЕД у режимах тяги та електричного гальмування. При розрахунках тягових характеристик і оцінках міцності вузлів приводу вважають, що момент є сталим для даного режиму або зазнає повільних змін. У експлуатації перехідні процеси в електричних колах електропоїздів, а також вплив колії обумовлюють коливальний характер цього моменту. Зокрема в окремих режимах динамічна складова не тільки близька за величиною до статичної (розрахункової), але й значно перевершує її, породжуючи ударний режим навантаження через наявність зазорів. Конструкція приводу істотно впливає на масогабаритні показники візка та на його експлуатаційну надійність. Динамічний вплив електропоїздів на колію значною мірою залежить від маси його непідресорених частин. Оскільки привод пов'язує непідресорені й підресорені вузли екіпажної частини, то якась частина приводу буде завжди непідресореною. І чим менше сумарна маса непідресорених частин, тим менший вплив здійснюється на колію і тим вище якість самого тягового приводу [16, 34].

Основні особливості приводу II класу (рисунки 1.2) є такими:

— установка ТЕД на підресорені частини електропоїзду (рамне

підвішування);

- наявність опорно-осьового редуктора;
- передача реакцій від дії моментів у тяговому приводі на раму візка не через двигун, як у приводі I класу, а через корпус редуктора й підвішування;
- з'єднання валу якоря ТЕД (підресорена частина привода) з валом шестерні редуктора (непідресорена частина) через тягову муфту [39].

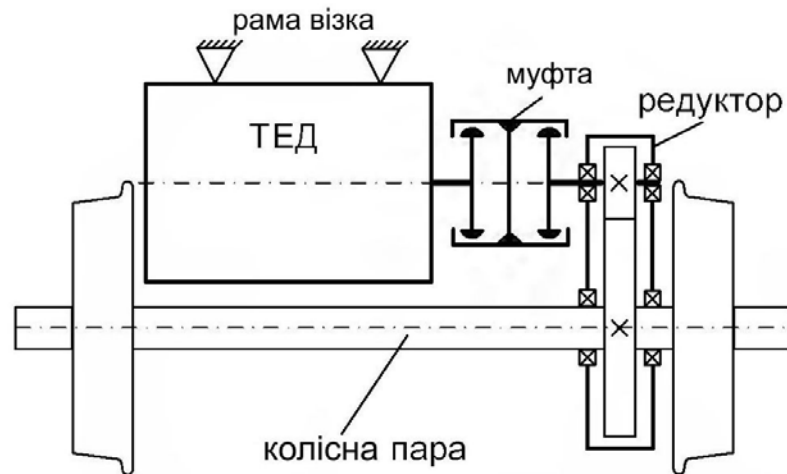


Рисунок 1.2 — Кінематична схема приводу другого класу

Призначення тягової муфти полягає в передачі тягового моменту в умовах взаємних переміщень двох валів. Вона повинна мати низьку торсіонну твердість для зниження динамічних моментів, що передаються на вал якоря. Оскільки редуктор віддалений від двигуна, то для забезпечення паралельності осей шестерні й зубчастого колеса та сталої відстані між ними необхідний несучий корпус редуктора з підшипниковими вузлами для валів шестерні й зубчастого колеса (вісь колісної пари). Редуктор повинен опиратися не тільки на вісь колісної пари, але й ще на одну опору, яка перебуває від першої на деякій відстані, яка називається базою обпирання редуктора. Ця опора повинна бути шарнірною й дозволяти відносні переміщення редуктора й рами візка в точці кріплення. Вузол рухомої опори називається підвішуванням або реактивною тягою редуктора.

ТЕД кріпиться на рамі візка. Конструктивно найпростішою є консольна

схема, що застосовується для ТЕД невеликої маси [4]. Вона передбачає однобічне кріплення ТЕД до середньої поперечної балки рами візка. Таке підвішування двигуна застосоване на електропоїздах.

У процесі роботи ТЗП відбувається зношування зубів і порушення евольвентного профілю. Одночасно здійснюється припрацювання зубів, у процесі якого знижуються негативні наслідки перекручування профілю і віброактивність зубчастої пари може залишатися помірною. Однак якщо з якоїсь причини редуктор "розпарений", тобто одне із припрацьованих зубчастих коліс замінено, то відбувається різке зростання вібрації, навіть якщо у нового колеса робочі поверхні зубів не зношені.

В експлуатації в процесі припрацювання зубів вони набувають певної бочкоподібності в результаті сплюснення, часткового зношування, а іноді й руйнування поверхневого шару робочої частини зуба. Дані явища можливі тому, що зуби колеса мають твердість 230 HRC, а зуби шестерні 56 — 62 HRC. Для зубчастої передачі з високою твердістю робочих поверхонь колеса й шестерні корекція за товщиною зубів обов'язкова. Інакше руйнування поверхні перевантаженої частини зуба є неминучою. Міжосьова відстань зубчастої передачі в процесі експлуатації не є постійною. Проектований осьовий розбіг двигуна й колісної пари може досягати 2 мм, а максимальний експлуатаційний — до 5 мм.

Аналізуючи відмови обладнання електропоїздів, необхідно відзначити, що допоміжні машини разом із механічним обладнанням електропоїздів EP2, EP2P,T найчастіше виходять із ладу. Ця обставина підтверджується статистичними даними про кількість відмов за видами обладнання електропоїздів (рисунок 1.3).

Як видно з розподілу відмов елементів тягового редуктора електропоїздів (рисунок 1.4) збільшення осьового розбігу є найчастішою відмовою, що трапляється впродовж шестирічного періоду (2012 — 2018 рр.) в регіональній філії «Південна залізниця» із найвищим значенням 86,8 % для електропоїздів серії EP2 і 92,3 % для електропоїздів серії EP2P, T. Більш

глибокий аналіз дозволив виявити основну причину, що призводить до цієї відмови — руйнування підшипника кочення передньої кришки тягового редуктора [15].

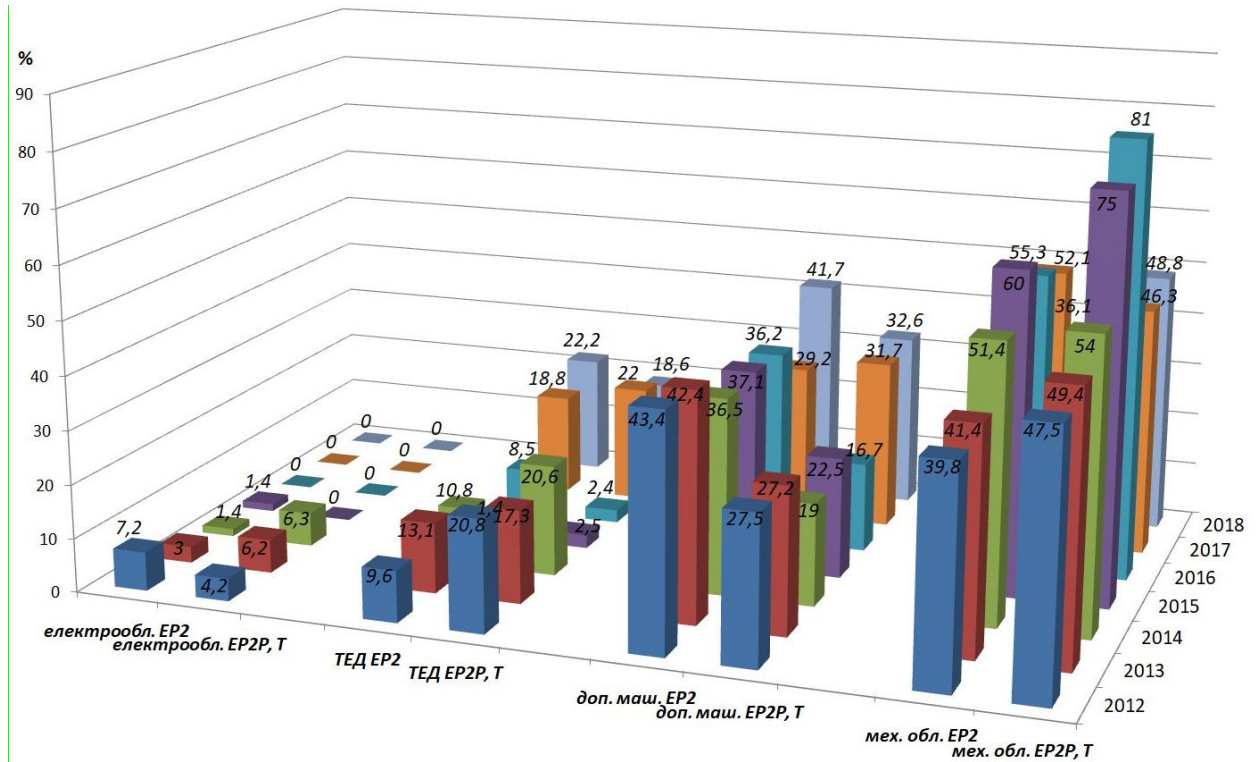


Рисунок 1.3 — Розподіл відмов обладнання електропоїздів упродовж 2012 — 2018 рр.

Отже, число факторів, які впливають на тяговий редуктор є великим й кожен з них можна вважати причиною виникнення несправності. Однак варті уваги фактори, які визначають специфічні умови її роботи. Це, насамперед, динамічні навантаження, які діють як у вертикальній, так і в горизонтальній площинах. Ба більше, причини багатьох несправностей є наслідком низької якості обслуговування й ремонту тягового редуктора, браком використання ефективних способів відновлення працездатності деталей при їх ремонті. Не менш важлива й роль низької ремонтпридатності низки конструкцій рухомого складу. Установлено, що тягові редуктори електропоїздів (особливо такі, що пройшли заводський або деповській ремонт) мають підвищений

рівень вібрації й шуму, які виникають у результаті розукомплектування зубчастих коліс.

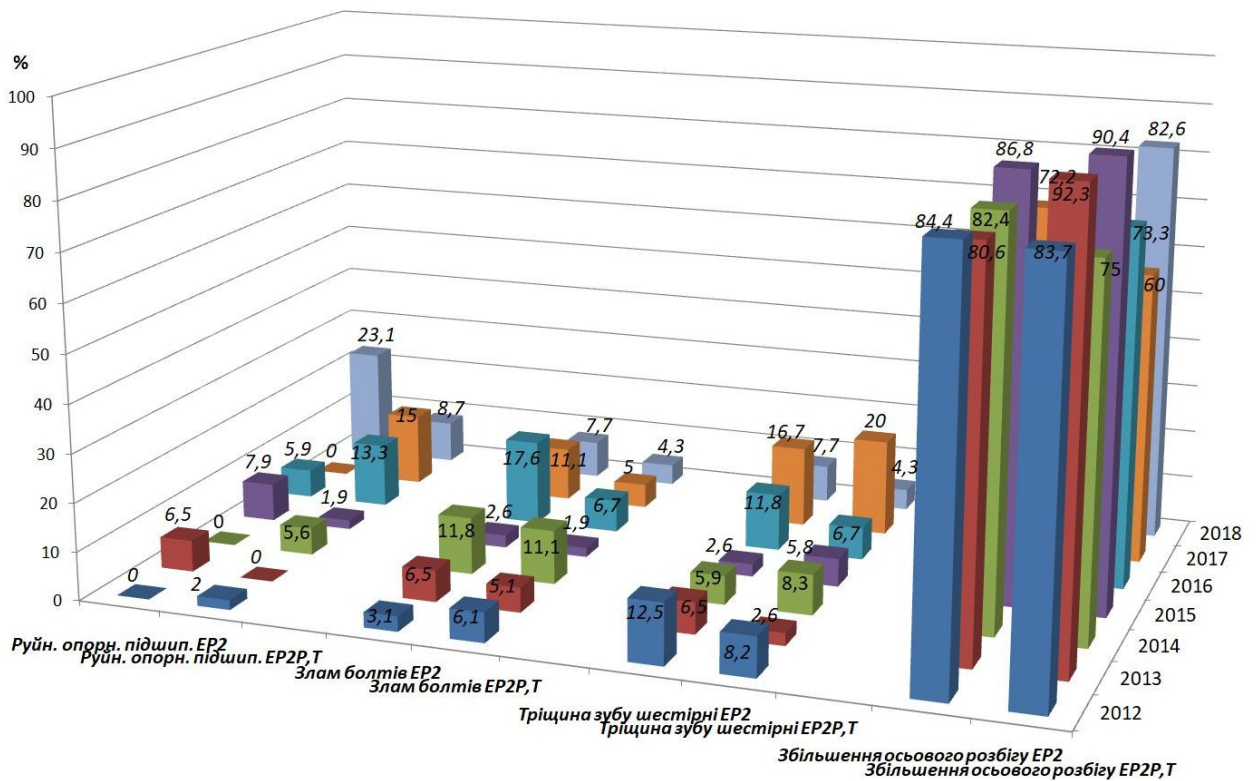


Рисунок 1.4 — Розподіл відмов елементів тягового редуктора електропоїздів упродовж 2012 — 2018 рр.

Також на залізницях України наявні руйнації певної кількості корпусів тягових редукторів литої конструкції [5]. Здебільшого причиною руйнувань було накопичення пошкоджень утоми внаслідок неякісного виготовлення литих конструкцій і наявності отворів для з'єднання частин корпусу. Корпус тягових редукторів електропоїздів проектувався з урахуванням впливу на нього таких видів навантаження:

- навантаження внаслідок передачі тягового (гальмового) моменту й низькочастотних крутильних коливань;
- навантаження від перекошування підвішування редуктора при зміщенні колісної пари під дією кузова та балки центрального підвішування;
- навантаження від фрикційних автоколивань при буксуванні;

- динаміки необресорених мас;
- динаміки зубчатого зачеплення.

Умови зниження впливу на корпус та інші деталі редуктора динаміки необресорених мас та динаміки зубчатого зачеплення є такими:

- корпус редуктора не повинен мати локальних зон, частота вільних коливань яких дорівнює першій та другій гармоніці переспряження на швидкостях руху від 40 км/год до конструктивної швидкості;

- конструктивне виконання корпусів має бути моноблочним. Рекомендується застосування косозубої (з кутом нахилу зубів $4^\circ \dots 7^\circ$) або шевронної зубчатої передачі.

1.3. Вибір виду та аналіз методів технічного діагностування вузлів із підшипниками кочення та зубчастим зачепленням

Технічне діагностування — це галузь знань, що поєднує теорію та методи визначення технічного стану ОД [2].

Завданнями технічного діагностування є:

- контроль технічного стану;
- пошук місця та визначення причин відмови (несправності);
- прогнозування технічного стану [14].

Створення СД є складовою частиною комплексу робіт із забезпечення якості функціонування машин і механізмів. Основна мета технічного діагностування полягає в організації ефективних процесів визначення технічного стану МВРС, ТРС для підтримки встановленого рівня надійності, забезпечення вимог безпеки та ефективності експлуатації локомотивів.

Залежно від завдань діагностування локомотивів застосовують апаратні, вбудовані або зовнішні технічні засоби, що реалізують розроблений алгоритм діагностування. Здійснюється вивчення фізичних властивостей об'єктів і їх несправностей, будуються математичні моделі об'єктів і моделей

несправностей, аналіз моделі об'єкта з метою одержання даних, необхідних для побудови алгоритмів діагностування [2].

Структура СД, як правило, має три рівні:

— перший, контроль вузлів, що безпосередньо впливають на безпеку руху (тих, які можуть викликати сходження РС з рейок або тривалу затримку в русі поїздів);

— другий, контроль вузлів, що визначають ходові якості РС, так званих стабілізуючих систем;

— третій, контроль вузлів з поступовою зміною параметрів, зношуванням, що визначають періодичність ремонтних робіт [28].

Існують такі види СД:

— тестове діагностування, при якому сигнал перевірки формується в блоках СД та по каналах передачі інформації подається на входи ОД, при цьому тестові впливи можуть подаватися на основні входи об'єкта (тобто на ті входи, які використовуються для входу або виходу робочих сигналів) і додаткові, що використовуються спеціально для цілей діагностування (рисунок 1.5 а);

— функціональне діагностування, при якому на основні входи ОД надходять робочі впливи, згідно з його робочим алгоритмом функціонування, а сигнали діагнозу знімаються з об'єкта через відповідні контрольні точки (рисунок 1.5 б) [2].

Результати тестових або робочих впливів у всіх видах СД від об'єкта надходять на входи засобів діагностування. Відповіді об'єкта можуть зніматися з основних виходів (тобто з тих виходів, які використовуються об'єктом за призначенням) і з додаткових (спеціально призначених для діагностування) Усі виходи є контрольними точками об'єкта. У найпростішому випадку результатами діагностування є порівняння значень сигналів у контрольних точках із заданими еталонними значеннями цих сигналів [2].

Операцію розшифрування отриманих сигналів можна проводити з

використанням обчислювальних пристроїв або автоматизованих схем. Засоби, що порівнюють інформацію про об'єкт, що зберігається в його фізичній моделі, з фактичними результатами елементарних перевірок і продукують «Результати діагностування», називаються блоками розшифрування результатів діагностування. Як і фізична модель об'єкта, БРР може бути реалізований різними способами й засобами залежно від завдань і характеристик конкретних СД [2].

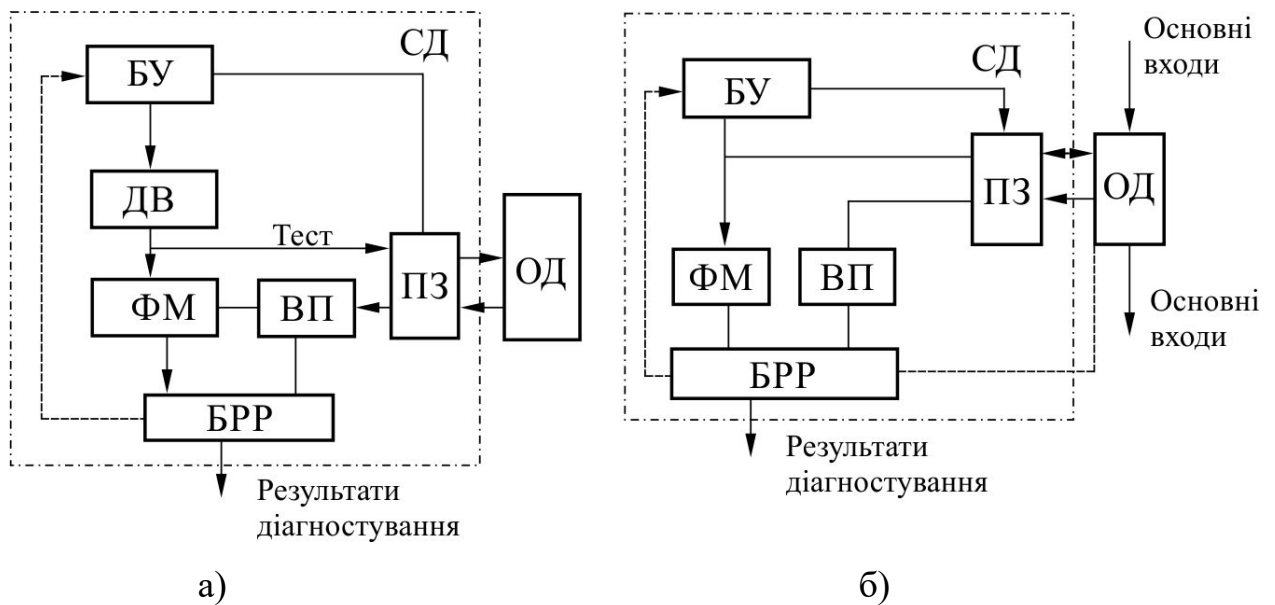


Рисунок 1.5 — Структурні схеми систем діагностування:

а) — тестове діагностування; б) — функціональне діагностування;
 БУ — блок управління; ДВ — джерело впливу; ФМ — фізична модель;
 ВП — вимірювальний пристрій; ПЗ — пристрій зв'язку ОД із СД; БРР —
 блок розшифрування результатів діагностування

Для сучасної апаратури характерна низка необхідних факторів: елементна база, схемотехніка, структура й методи побудови. Усе це суттєво відбивається на засобах діагностування й на виборі контрольно-перевірочної апаратури для досягнення великої точності, збільшення обсягу обробки даних, підвищення зручності надання результатів діагностування, розширення функціональних можливостей приладів, використання різних

режимів роботи в СД при широкому використанні цифрових методів розв'язання завдань діагностування. Пристрої обробки аналогових сигналів з кінця 80-их років минулого сторіччя почали витіснятися пристроями обробки й подання сигналів у цифровій формі. Для цього в засобах технічного діагностування широко використовується мікропроцесорна техніка. Мікропроцесорні пристрої дозволяють обробляти дані за досить складними алгоритмами, здійснювати операції порівняння отриманих даних з еталонними, надавати інформацію у формі, яка є найбільш зручною для сприйняття. Упровадження до складу приладів обчислювально-управляючих пристроїв значно ускладнило їх структуру, але й забезпечило зростання технічних можливостей. До цього призвели характерні для сучасної апаратури збільшення об'єму даних, що підлягають збиранню й обробці, зростання числа каналів, у яких накопичується інформація, підвищення числа параметрів сигналів, що надходять від датчиків [2].

Діагностичні комплекси повинні забезпечувати:

- достовірність оцінки технічного стану вузлів;
- повноту виявлення всього комплексу можливих дефектів;
- прогнозування технічного стану;
- зниження сумарної трудомісткості діагностування й ремонту;
- простоту алгоритмів роботи оператора;
- автоматичну реєстрацію параметрів і ведення баз даних.

При створенні засобів діагностики необхідно враховувати такі основні принципи:

- універсальності, модульності, використання типових рішень;
- уніфікації низки первинних датчиків, що забезпечують опитування необхідних параметрів для діагностування;
- максимальної первинної обробки параметрів, що діагностуються;
- використання алгоритмів і критеріїв для одержання інформації з метою прийняття рішень про стан ОД [28].

Застосування засобів і методів вхідного, міжопераційного й вихідного неруйнівного контролю технічного стану підшипникових і редукторних вузлів МВРС, ТРС при виконанні ремонтних робіт є в нинішніх умовах невід'ємною частиною забезпечення безпеки руху. Одночасно самі засоби діагностування протягом експлуатації потребують регулярного й кваліфікованого обслуговування, повірки, ремонту [8, 42].

Найбільш ефективним є комплексне діагностування відповідальних вузлів і агрегатів, яке передбачає контроль технічного стану об'єкта на різних стадіях ТО й ПР (діагностування підшипників, зубчастого зачеплення КМБ, КРБ на випробувальній станції, під локомотивом). Запорукою достовірного діагностування згаданих вузлів є стаціонарний режим їх обертання [42].

Розвиток пошкоджень зубчастого зачеплення й підшипників кочення можна ідентифікувати завдяки здійсненню таких вимірювань та аналізу:

- температури;
- продуктів зносу;
- вібрації.

Вимірювання температури в різних місцях підшипникових вузлів є добре знаним і дослідженим методом [115] й придатне до визначення надмірного навантаження, ніж наявних пошкоджень [6]. Також потрібно витратити багато часу (десятки хвилин) для встановлення діагнозу, що суперечить вимогам оперативності при діагностуванні КМБ, КРБ, ТРС, МВРС. За думкою В. Ю. Теттера аналіз зміни температури може використовуватись при післяремонтних випробуваннях та обкочуваннях локомотивних та вагонних редукторів [42]. Для контролю основного й допоміжного обладнання МВРС і ТРС на технологічних ділянках, випробувальних станціях пасують тепловізори, як діагностичні комплекси [35].

Для аналізу продуктів зносу набули поширення безліч методів (гравіметричний, ферометричний, магнітний, спектрометричний, радіографічний), спільними недоліками яких є висока вартість, потреба в

кваліфікованому персоналі та тривалий процес визначення технічного стану [85].

Вимірювання та аналіз вібрації на поверхні корпусу ТЗП МВРС вважається найбільш ефективним [69]. Початковий етап ВАД характеризувався впровадженням фонендоскопа в технологію ремонту МВРС, ТРС для прослуховування роботи зубчастої передачі. Нескладним медичним приладом досвідчені слюсарі-ремонтники намагались виявити сторонні шуми при обертанні редукторного й підшипникового вузлів. Порівняно з використанням фонендоскопа й руки помічника машиніста як діагностичних засобів, очевидним прогресом стало упровадження віброакустичних приладів. У ремонтних цехах з'явилися перші комп'ютери й досвідчені спеціалісти-електроніки в області діагностування з підприємств оборони [12, 19].

Нині ВАД підшипникових і редукторних вузлів МВРС, РС, ТРС і колійних машин уже стало нормою на закордонному залізничному транспорті й використання СД регламентовано низкою нормативних документів [35, 41, 44, 121].

Методи вібродіагностування механічних вузлів промислового обладнання, МВРС, ТРС розроблялись Антоні Дж., Брауном С., Вангом Д., Гельманом Л., Макфадденом П. Д., Ренделлом Р. Б., Рубіні Р., Логаном Д., Тендоном Н., Тсе П., Хеммондом Д. К., Шином Ю. Т., Тартаковським Е. Д., Юзефовичем Р. М., Яворським І. М. [21, 37, 47 — 49, 65, 67, 84, 105, 106, 125, 130].

Загальноприйнятним твердженням є те, що багато пошкоджень в обертальних механічних вузлах на ранніх стадіях розвитку спричиняють появу серій ударів і збуджують певні структурні резонанси. Це стосується пошкоджень у вигляді раковин, тріщин зубчастого зачеплення й підшипників кочення. Вібраційний сигнал наповнений імпульсними складовими, які періодично повторюються відповідно до обертання пошкоджених частин зубчастого зачеплення або підшипників. Упродовж тривалого часу

розроблялося багато методів із цифрової обробки сигналів у частотному й часовому просторах для виявлення ознак пошкоджень елементів ТЗП на різних стадіях їх розвитку, які приховані серед сильних завад у зареєстрованих вібраційних сигналах [6, 26, 49, 54, 56, 67, 68, 70].

1.3.1. Аналіз методів віброакустичного діагностування в часовому просторі

У ВАД останніми десятиріччями для спостереження набуло поширення використання індикаторів, які класифікуються за двома головними категоріями [126]:

— скалярні індикатори, які слідкують за розвитком параметру, що прив'язаний до амплітуди вібраційного сигналу у часовому просторі;

— спектральні індикатори, що автоматично слідкують за розвитком пошкодження за амплітудними й частотними складовими.

Скалярний індикатор, що виділяється з часової форми надає скалярні числа, що не завжди є суттєвими, проте зміна у часі цих значень виявляє рівень посилення пошкодження. Зміна у часі скалярного індикатора важливіша за його значення. Скалярні індикатори, які визначаються в сигналах у часовій формі є фізичними параметрами, спеціально адаптованими до розпізнавання походження вібрації для ідентифікації її природи та рівня небезпеки пошкодження, допомагають ухвалювати стратегічні рішення, пов'язані з миттєвими замінами підшипника. Визначення скалярного індикатора у часовому просторі потребує вибору:

— кінематичного параметра, що презентує вібраційний рух (прискорення, швидкість, переміщення) відповідно до частотного вмісту вібраційного сигналу;

— параметрів, які визначають амплітуду сигналу (СКЗ, хрест фактор, ексцес);

— частотної смуги в якій фіксований параметр зазнаватиме оцінювання [24].

Скалярні індикатори володіють чутливістю до збурень із короткою тривалістю і присутніх гострих складових у сигналі (які є ознакою локальних пошкоджень). Найпоширенішим скалярним індикатором є СКЗ, яке уможливорює облік енергії, що генерується й вважається дієвим інструментарієм для стеження за зростанням середньої амплітуди сигналу (ознака наявних розповсюджених пошкоджень) [129]. На жаль СКЗ не надає інформації про короточасні зміни обвідної сигналу [49, 127].

Для здійснення «швидкої» діагностики упроваджувався абсолютний поріг, який дорівнював трьом і потреба в результатах попередніх замірів для побудови трендів відкидалася. Зазначалося, що ексцес, який вважають мірою наповнення сигналу імпульсними складовими, може виявляти пошкоджений підшипник за допомогою будь-якого значення, яке вище згаданого порогу [74]. Є очевидним, що подібні величини є занадто спрощеними для того, щоб запропонувати «швидку» діагностику з багатьох причин. Поріг має обиратись для кожного конкретного випадку й може встановлюватись для максимального рівня еталонного сигналу також число порогів може бути більше одного для різноманітних цілей [24, 79]. Чутливість ексцесу до імпульсів призводить до зростання значень ексцесу й демонстрацією майже нульових значень за умови наявного шуму. Отже, спершу імпульси мають відфільтровуватись для набуття сильно вираженого характеру про що свідчитиме висока величина відношення сигнал-шум. Шум зазвичай заповнює широкий частотний діапазон і маскує сигнал, що несе діагностичну цінність. Результатом цього є неспроможність ексцесу зафіксувати характерні піки імпульсів, які асоціюються з пошкодженнями й фактично величина ексцесу є трохи вище за нуль [49]. Однак відтоді надавалися лише нечіткі рекомендації із підвищення точності отриманих результатів за допомогою використання фільтрації у певних частотних смугах [142].

Заразом усі методи з використанням скалярних індикаторів демонструють їх зростання при настанні аварійного стану, хоча особливості навантаження та конструкції призводять до набуття різних величин скалярних індикаторів із високою схильністю до значних коливань [73]. Так, у роботі [62] зазначено, що СКЗ, ексцес і подекуди восьмий центральний момент володіють низькою чутливістю до розвитку тріщин зубів у часовій вібраційній формі впродовж перекочування коліс по рейках із одночасним впливом високих динамічних збуджень. Зареєстровано безліч спадів обчислених величин залежно від довжини тріщини, що можна пояснити появою суттєвих випадкових складових вібрації під впливом нерівності колії [23].

Досліджено [64, 65, 86, 105, 128, 144], що значну роль у визначенні локальних змін, що викликаються пошкодженнями відіграє метод синхронного усереднення. Однак у виробничих умовах упродовж перевірки якості поширеними системами автоматичного вібромоніторингу візуально визначити причини змін у вібраційних реалізаціях неможливо [127]. Передати сенс синхронного усереднення, якого зазнали вібраційні сигнали, можуть скалярні параметри (СКЗ, ексцес), які мають розраховуватись для синхронно усереднених сигналів шестерні або зубчастого колеса, що подекуди призводить до отримання різних величин однакових параметрів. Обґрунтування появи різних величин впливає з того, що розрахунок провадиться для синхронно усереднених сигналів із шестернею й зубчастого колеса, тобто провадиться облік різних компонентів сигналу. Зафіксоване певне збільшення величини СКЗ сигналу, який синхронно усереднений відносно шестерні [127], що може свідчити про розповсюджене пошкодження шестерні, а інтенсивне збільшення ексцесу сигналу, який синхронно усереднений відносно зубчастого колеса збільшує вірогідність локального пошкодження на згаданому колесі. Також робота [62] підтверджує ефективність методу синхронного усереднення усувати випадкові складові й підвищувати ефективність діагностування [23].

Великим потенціалом володіють методи визначення та передбачення комплексної нелінійної динамічної поведінки підшипникових вібрацій, які базуються на нелінійні динамічні теорії фракталів, які є математичними наборами з високим ступенем геометричної складності, що можуть моделювати багато класів інформації у часовій формі [50, 61, 66, 134, 143].

Отже, залучення простих обчислень скалярних індикаторів для оцінювання вібраційних реалізацій не забезпечило досягнення високої ефективності у встановленні виду пошкодження підшипника кочення, як залучення часового простору вібрації для побудови широкосмугових спектрів та спектрів обвідної вібрації [32, 110, 111, 124].

1.3.2. Аналіз методів віброакустичного діагностування в частотному просторі

Спроба визначення пошкодження спектральним аналізом також може бути невдалою. Присутні інтенсивні випадкові флуктуації (гармоніки обертальних елементів іншого обладнання, випадкові компоненти, які спричинені тертям, сили контакту, шумові потоки, тощо), які заповнюють увесь діапазон частоти й серйозно заважають пошуку обчислених гармонік [23, 125].

Зазначена особливість вимагала від низки дослідників залучати інші методи, зокрема кепстр вібрації, згадане раніше синхронне усереднення в часі, частотно-часові методи розподілу, циклостационарний аналіз, спектральні методи високої роздільності [67, 125, 139], що суттєво збагатило знання з діагностування редукторів. Тривалий час велика увага приділялася удосконаленню процедур використання ексцесу, що вплинуло на появу метода спектрального ексцесу заснованого на залученні фільтрів для відновлення сигналів, що носять випадковий характер і заповнені високим рівнем адитивного стаціонарного шуму, також цей метод можна

використовувати разом із спектральною щільністю потужності [26]. Однак ідентифікація пошкоджень кепстром і спектральною кореляційною густиною є неможливою, зважаючи лише на одну вібраційну реалізацію на відміну від процедури синхронного усереднення, де нема застережень щодо кількості реалізацій і можливо отримати розлогу діагностичну інформацію й визначити пошкодження [23, 67].

Діагностування підшипників кочення тягових редукторів електропоїздів пов'язані із труднощами, які спричиняють ефекти модуляції та компоненти шуму вібраційних сигналів. Унаслідок амплітудної модуляції відбувається поширення гармонік із високою амплітудою частот перекошування елементів підшипника навкруги резонансної частоти, яку вкрай важко вивити у високочастотному діапазоні з причин шуму та впливу сильних складових вібрації зубчастого зачеплення з низькочастотного діапазону $f_{z1} = 268$ Гц, $f_{z2} = 536$ Гц (рисунок 1.6) [23, 67].

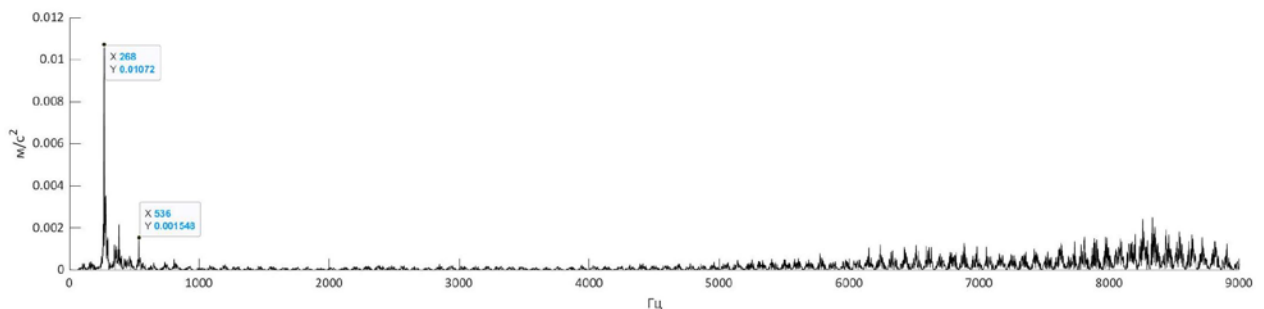


Рисунок 1.6 — Спектр вібрації тягового редуктора електропоїзда EP2T в широкосмуговому діапазоні із пошкодженням підшипника

Розв'язати завдання з ідентифікації ранньої стадії розвитку пошкодження елементів підшипника є ще складнішим із причин впливу наведених факторів. Отже, необхідність упровадження ефективних методів, що здатні акцентувати увагу на інформативних складових вібраційних сигналів у розрахованих частотних смугах є нагальним завданням [32, 122].

Нині наявний відповідний досвід із залучення частотно-часового методу вейвлет-аналізу до різноманітних промислових додатків. Вейвлет-перетворення володіє локальними характеристиками в обох просторах та змінним частотно-часовим вікном. Вейвлетне перетворення схильне надавати кращі результати при аналізі нестационарних сигналів, ніж ШПФ [60, 78, 91], а вибір материнської вейвлет-функції і метод розкладання за емпіричними модами є актуальним у процесах діагностування несправностей обладнання з вузлами обертання [32, 46, 71, 83, 87, 89, 93, 97, 112, 123, 140].

1.3.3. Аналіз методів прогнозування часових рядів

Одним із важливих і складних завдань діагностування є прогнозування технічного стану. Це завдання оповито невизначеністю й потребує, як мінімум, двох базових умов:

- можливість ідентифікації максимально великої кількості дефектів;
- ступінь розвитку кожного дефекту [12].

Широкого поширення в прогнозуванні серед дослідників у царині фінансів, управління та виробництва набула теорія часових рядів. Часові ряди оперують однією змінною, її минулими значеннями та постійно припускають випадковий вплив зовнішніх факторів на змінну, значення якої прогнозується, тому прогнозована майбутня поведінка часових рядів здійснюється з їх попередніх значень [145].

Детерміновані методи експоненційного згладжування, аналіз тренду та стохастичні методи зазнали найбільшої популярності в прогнозуванні. Опис залежних і незалежних змінних часового ряду здійснюється за формою, яку впроваджує регресійна модель, однак адекватність цієї моделі не завжди є прийнятною для здійснення прогнозування [113]. Статистична незалежність значення помилки є стандартним припущенням регресійної моделі, однак на практиці часові ряди характеризуються залежністю між своїми

складовими [100]. Натепер найбільш досконалі методи машинного навчання не потребують заздалегідь визначати залежності в моделі та здійснюють це автоматично протягом етапу навчання даних [33, 104, 119]. Нелінійна та складна структура часових рядів зазвичай потребує залучення нейронних мереж. Підхід, який використовує вхідні змінні та не висуває до дослідника вимог із вибору суттєвих змінних, форми залежності між ними, набув широкого поширення в низці додатків і називається методологією Бокса-Дженкінса (ARIMA модель) [55, 75, 90, 103, 108, 119, 145]. Установлено [59], що для прогнозування споживання електроенергії середньоквадратична похибка оптимальної ARIMA моделі дорівнює 1,6 %, що є майже вдвічі меншим порівняно з експоненційним згладжуванням (3,0 %) та регресійною моделлю (3,1 %). Прикметно, що в [104] ARIMA модель надала вищу середньоквадратичну помилку при прогнозуванні цін на кам'яновугільний кокс, ніж нейронна мережа узагальненої регресії (GRNN), натомість зроблений прогноз ARIMA моделлю виявився точнішим, а середня абсолютна помилка та абсолютна відсоткова помилка опинились меншими. У роботі [119] встановлено, що для прогнозування зміни швидкості вітру ARIMA моделлю середня абсолютна відсоткова помилка була майже вдвічі меншою, ніж у нейронній мережі зі зворотнім поширенням помилки (BPNN). Прогнозування споживання електричної енергії у роботі [108] ARIMA моделлю також надало меншу середню абсолютну відсоткову помилку порівняно з непараметричною моделлю Гаусівських процесів (GP). Також потрібно брати до уваги складну архітектуру нейронних мереж та їх триваліше обчислення [22, 90].

Отже, прогнозувати технічний стан тягових редукторів МВРС слід тією моделлю, яка за результатами моделювання характеризується найменшими помилками. Оскільки відсутні чіткі правила з вибору прийнятної моделі для прогнозування елементів тягових редукторів, слід зважати на точність прогнозування обраної моделі та її складність і обирати простіший метод при незмінній точності [22, 90].

1.4 Аналіз комплексів для віброакустичного діагностування вузлів МВРС, ТРС

Діагностування роторних механічних вузлів МВРС, РС, ТРС має низку особливостей, які потрібно брати до уваги при створенні апаратної частини діагностичного обладнання й відповідного ПЗ, а саме:

- обмежений час діагностування;
- потреба у визначенні технічного стану об'єкта за одноразовим вимірюванням;
- непристосованість об'єктів до діагностування;
- несприятливі умови роботи (електромагнітні завади, забрудненість об'єкта й навколишнього простору, подекуди від'ємні значення температури) [41].

Умови експлуатації та наявне покоління МВРС, ТРС на залізницях України унеможливають упровадження безперервного моніторингу механічних вузлів КРБ, КМБ, що працюють у важких умовах і впливають на безпеку руху. Лише на ТО або позапланових чи потокових ремонтах можливо здійснювати вібраційні виміри згаданих вузлів [24].

Залежно від умов і ОД використовуються стаціонарні або переносні СД, які реалізують нерозривну й розривну технологію діагностування. Нерозривна технологія діагностування (одержання діагнозу відразу після реєстрації інформації) реалізована в закордонному діагностичному комплексі «Експерт Д» (рисунок 1.7). Окрім визначення класичних скалярних індикаторів цей комплекс будує широкосмугові спектри й спектри обвідної вібрації [41]. Уперше здійснювати побудови спектрів обвідної вібрації двоканальним віброаналізатором фірми Bruel & Kjaer було запропоновано Д. Бендатом у 1985 р. [52, 76]. Дотепер метод обвідної вібрації використовується в усіх вібродіагностичних комплексах, як найбільш точний із визначення початкових стадій розвитку пошкоджень підшипників і зубчастих зачеплень [25]. Сучасна апаратура здатна розрізняти до 12 видів дефектів і оцінювати ступінь їх розвитку [41].



Рисунок 1.7 — Комплекс діагностування буксових вузлів колісних пар РС
«Експерт Д»

Супутнє ПЗ покликане значною мірою підвищити ефективність використання СД за допомогою ухвалення обґрунтованих організаційних і технічних рішень за результатами діагностування. Користувацький інтерфейс повинен бути зручним, інтуїтивно зрозумілим, містити якнайменше дій для одержання кінцевого результату (рисунок 1.8).



Рисунок 1.8 — Користувацький інтерфейс комплексу «Експерт Д»

Розривну технологію діагностування реалізують віброметри, та віброаналізатори, які частково дозволяють одержувати діагноз відразу після закінчення реєстрації інформації з контрольної точки (рисунок 1.9) [9]. Зокрема при вході на ПР блок вимірювання вібрації дозволяє здійснити ремонт і балансування мотор-вентилятора ТРС за даними вхідного віброконтроля (рисунок 1.9 б), оптимізувати об'єм ремонтних робіт та

істотно знизити залишкову вібрацію, збільшити надійність та міжремонтний ресурс мотор-вентиляторів [19, 20].

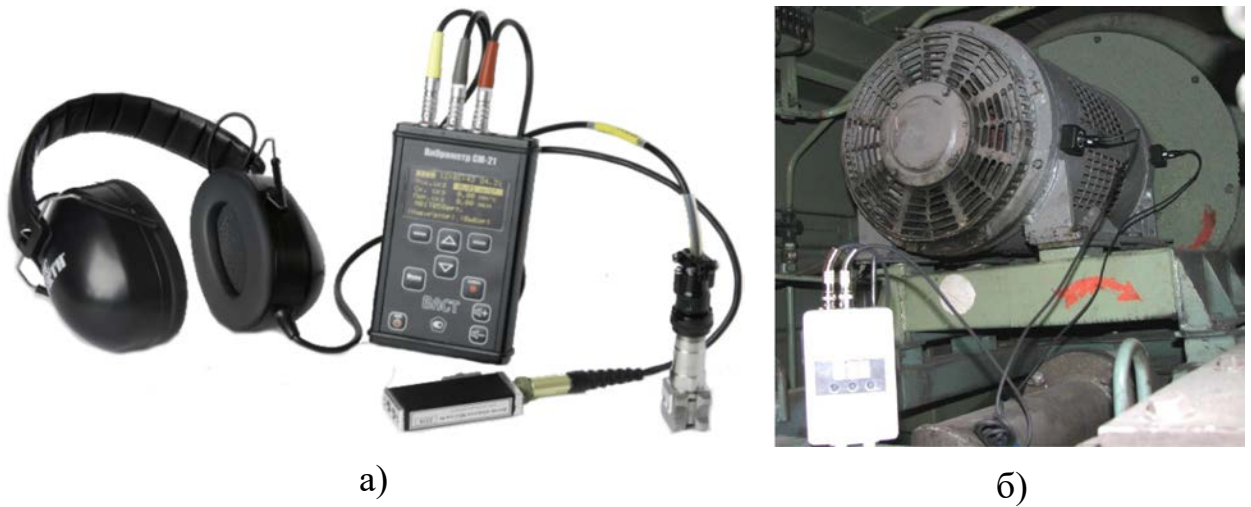


Рисунок 1.9 — Віброметри, які можна використовувати в технології ТО й ПР
МВРС, ТРС:

- а) — віброметр СМ-21 з режимами вимірювання температури, вольтметру та прослуховуванням шуму обертового обладнання;
- б) — двоканальний блок вимірювання вібрації мотор-вентилятора ТРС

Лептопи й серійні ПК використовувати в системах діагностування, які експлуатуються в цехових умовах, недоцільно. На рисунку 1.10 наведені сучасні віброаналізатори з реалізацією окрім стандартного підрахунку скалярних індикаторів, ще й спектрального аналізу з побудовою спектрів обвідної вібрації включно (рисунок 1.10 а), б), в), д) [10, 82, 117, 120]. Так, замість серійного ПК у віброаналізаторі «Експерт М» (рисунок 1.10 в) використаний субблок промислового комп'ютера, виконаний у вигляді окремої плати [41].



а)



б)



в)



г)



д)

Рисунок 1.10 — Віброаналізатори, які можна використовувати в технології
ТО й ПР МВРС, ТРС:

- а) — віброаналізатор PHOTON+; б) — віброаналізатор СД-23;
- в) — віброаналізатор «Експерт М»; г) — віброаналізатор 2250-W;
- д) — апаратний засіб збирання даних LAN XI

Віброаналізатори зручні в роботі, володіють широким діапазоном робочих температур, але, як правило, працюють із декількома датчиками вібрації (рисунок 1.10 а) — г), що визначає потребу послідовної реєстрації

інформації з контрольних точок і неминучу перестановку датчиків, що збільшує загальний час діагностування. Повторна реєстрація інформації в цьому випадку призводить до необхідності повторного виконання підготовчих операцій, які займають більш половини загального часу діагностування.

Аналіз закордонного досвіду окреслив напрями за яким відбувається вдосконалення вібродіагностичного обладнання:

- підвищення надійності роботи;
- підвищення достовірності діагностування;
- збільшення глибини діагностування;
- скорочення часу діагностування;
- оптимізація користувацького інтерфейсу;
- створення супутнього ПЗ із функціями обробки результатів баз даних, передачі інформації до мережі;
- поліпшення метрологічних характеристик [41].

Отже, важливим завданням є розробка ефективних методів із усунення завод і встановлення ознак технічного стану підшипників кочення й редукторів.

1.5. Висновки до 1 розділу

1. Зважаючи на низку несприятливих обставин, основною системою ремонту на українських залізницях дотепер лишається ППР, яка, маючи багато власних серйозних недоліків і в умовах експлуатації парку МВРС, ТРС із майже повністю вичерпаним ресурсом, характеризується великою кількістю позапланових ремонтів. Удосконалити ППР можна, впровадивши сучасні СД для діагностування вузлів і агрегатів після їх демонтажу або часткового розбирання, що в подальшому призведе до відмови від

використання застарілих діагностичних пристроїв (фонендоскопів, тощо) достовірність яких залежить від досвіду майстрів і слюсарів.

2. Установлено, що на відмови тягових редукторів МВРС різних серій із причин руйнування підшипника кочення передньої кришки припадає більше 85 % відмов. Тому потреба у забезпеченні надійності підшипникових вузлів лишається одним із головних завдань для експлуатаційників і ремонтників, бо їх відмови небезпечні аварійними наслідками. Оскільки ревзія й ремонт підшипників і зубчастих передач є трудомісткими й дорогими порівняно з іншим обладнанням МВРС, то впровадження функціонального діагностування за аналізом вібрації є перспективним у виявленні відмов на ранніх стадіях розвитку пошкоджень.

3. Зважаючи на брак чітких критеріїв оцінки технічного стану підшипників, зафіксованих у вітчизняній нормативно-технічній документації, для підвищення достовірності й глибини діагностування доцільно використовувати поєднання різних ефективних методів із прогнозуванням залишкового ресурсу, а використання параметру фрактальної розмірності, як діагностичної ознаки технічного стану підшипника кочення, дозволить кількісно охарактеризувати нелінійну поведінку вібраційного сигналу й уникнути загальновідомих недоліків скалярних індикаторів.

4. Різновид діагностичних комплексів останнього покоління, які присутні на ринку й використовуються в технології ТО й ПР МВРС, ТРС залізниць закордонних країн характеризується сучасною апаратною складовою, покращеними характеристиками й функціоналом, однак метод побудови та аналізу спектру обвідної вібрації досі вважається найточнішим і продовжує реалізовуватись у найдорожчих віброаналізаторах, незважаючи на те, що був запропонований більше 30 років назад. Отже, дотримання підвищених вимог до якості ремонту й безпеки руху актуалізує потребу в теоретичних наукових дослідженнях нових методів обробки й аналізу вібраційних сигналів та отримання нових діагностичних ознак технічного стану.

РОЗДІЛ 2

МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРАЦІЇ ЗУБЧАСТОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ Й
ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ ТЯГОВИХ РЕДУКТОРІВ ЕЛЕКТРОПОЇЗДІВ

2.1. Визначення видів дефектів і факторів, що спричиняють відмови тягових редукторів

Із деградаційними процесами у вузлах тертя найперше пов'язана зміна технічного стану складних механічних систем. При терті відбувається ціла низка досить різноманітних за природою явищ взаємодії поверхонь, що контактують між собою та із зовнішнім середовищем, а всі зони контакту перебувають в умовах багаторазового навантаження. Наявність термічних піків, динамічний характер утворення плями контакту, вищі контактні короткочасні навантаження в умовах фрикційної взаємодії елементів машин породжують безліч специфічних фізико-хімічних явищ, до яких належить також акустичне випромінювання. Цілий виникаючий комплекс взаємозалежних коливальних процесів, можна поділити на вимушені, вільні, параметричні й нелінійні процеси [1, 11, 57, 118].

Кожен із основних технічних параметрів при встановлених режимах і умовах експлуатації зазвичай можна представити складним випадковим процесом

$$S(t) = S_0 + \xi(t) + \eta(t) \quad (2.1)$$

де S_0 — вихідне усереднене значення структурного параметра після виготовлення протягом припрацювання системи;

$\xi(t)$ — складова тренду параметра, викликана повільними змінами внаслідок старіння системи;

$\eta(t)$ — складова швидких флуктуацій параметра, що мають кінематичне або динамічне походження.

Вихід структурного параметра з області допустимих значень з теорії надійності кваліфікується як збій або відмова механічної системи. Природно, що процес відхилення структурних параметрів від норми в процесі старіння системи безпосередньо пов'язаний з віброакустичними процесами. З одного боку, зміни структурних параметрів викликають збільшення (зміну) віброактивності, з іншого боку спостерігається зворотний вплив вібрацій на параметри механічної системи. Отже, для правильного обліку всіх форм взаємодії елементів конструкції машин між собою й з характеристиками коливальних процесів у машині діагностична модель зв'язку між структурними й віброакустичними параметрами може будуватися на основі віброреологічної моделі об'єкта діагностування.

Стадії розвитку експлуатаційного дефекту в результаті старіння машини є такими:

- поява причин, що викликають дефект або відмову;
- інкубаційний період (накопичення пошкодження, поява та початкова стадія розвитку пошкодження), що викликає слабкі зміни властивостей віброакустичного сигналу;
- розвинутий дефект, який ще не викликає вторинних ушкоджень, але може добре виявляється стандартними методами ВАД;
- розвиток дефекту, що викликає вторинні пошкодження або зміни в машині (передаварійний стан);
- миттєве руйнування елементів машини з незворотніми наслідками (аварія).

Дефекти та відмови класифікуються:

- за видом руйнування (утома, зношування, повзучість, корозія, термодформації тощо);
- за часом появи (упродовж роботи, при оглядах та розбираннях);
- за часовим характером прояву (раптове, поступове);
- за причинами виникнення (експлуатаційні, технологічні, пошкодження матеріалу, виробничі, конструкторські);

- за ступенем небезпеки;
- за наслідками (відмова, яку можна усунути в експлуатації, яку не можна усунути, вимагає заміни машини, відмова, що призводить до аварії);
- за способами усунення (заміна деталі, регулювання, дрібний ремонт, заміна вузла, доведення в заводських умовах тощо).

До основних факторів, що викликають відмови за міцністю та експлуатаційні пошкодження елементів машини, відносяться: висока статична, циклічна й динамічна навантаженість деталей ТЗП. Перша, як правило, призводить до раптових відмов, пов'язаних з явищами повзучості матеріалу, викривленням геометрії, появою тріщин. Друга й третя призводять до руйнувань втоми деталей (абразивне зношування, заїдання, зношування втоми (піттинг), молекулярне зношування, корозія, ерозія тощо).

Для встановлення відповідності законів розвитку несправностей та їх прояву у віброакустичному сигналі необхідне розуміння фізичної сутності робочих процесів і їх впливу на розвиток деградаційних процесів у машинах.

Роль діагностики в управлінні процесами пошкоджуваності елементів механічної системи полягає у встановленні меж і умов протікання цих процесів, своєчасному виявленні й прогнозі виходу структурних параметрів за припустимі межі.

До переліку факторів, що впливають на створення віброакустичного поля машини, слід додати можливість збудження резонансних коливань при збігу вимушених частот із власними. На відміну від моделі системи із зосередженими параметрами в низькочастотному діапазоні, число власних частот якої відповідає обмеженому числу її ступенів вільності, у середньо-частотному й високочастотному діапазонах механічна система з розподіленими параметрами має нескінченну безліч власних частот, обумовлене числом, як ступенів вільності, так і форм коливань. Тому коливальні процеси мають досить складний стохастичний характер, обумовлений процесами сухого тертя в зоні контакту елементів зубчастого зачеплення та підшипника кочення.

Реальні коливальні системи тією чи іншою мірою мають нелінійні властивості. Нелінійність може обумовлюватись нелінійними силами пружності й демпфування, дія яких при вільних коливаннях проявляється у вигляді взаємозв'язку частоти й амплітуди коливань, а при вимушених коливаннях — у вигляді багаторежимності, тобто існування залежно від початкових умов декількох різних періодичних режимів при незмінному зовнішньому впливі. Багаторежимність проявляється також у вигляді субгармонійних і супергармонійних коливань. При втраті стійкості лінійної системи за рахунок зміни знаку коефіцієнта зворотному зв'язку в ній за певних умов можуть виникнути автоколивання із частотою, близької до власної. При цьому система стає суттєво нелінійною. При певних співвідношеннях параметрів у нелінійних системах можливий прояв стохастичності коливань, викликаних взаємодією багатьох форм вільних коливань і зовнішнього збудження.

Вільними називаються коливання, що тривають у системі після усунення збурень. Причиною виникнення таких коливань є імпульсні збурення ударного типу, що викликають перехідні процеси в механічній системі, або дія внутрішніх сил, що утворилися з початково накопиченої енергії при відхиленні системи від положення рівноваги. У реальній конструкції внаслідок наявності сил непружного опору (дисипації) завжди спостерігається згасання вільних коливань, що вважається їх головною ознакою.

Вимушені коливання механічної системи обумовлені зовнішнім впливом на неї, які не залежать від координат системи, і відбивають як особливості впливу, так і властивості системи. У лінійних коливальних системах для вимушених частот характерний збіг частоти реакції із частотою сили, що збуджує і значне збільшення амплітуди коливань при наближенні цієї частоти до власної частоти системи.

Діапазон частот вимушених коливань реальних машин і механізмів захоплює весь звуковий діапазон (0 — 20 кГц), для високооборотних машин

типу газотурбінних двигунів, турбокомпресорів цей діапазон розширюється до 50 — 60 кГц, а за даними аналізу акустичної емісії, що генерується в процесі фрикційної та ударної взаємодії елементів вузлів тертя при деформації й руйнуванні матеріалу, діапазон частот сягатиме 2000 кГц [118, 138].

Упродовж експлуатації через вплив перелічених факторів віброакустичні характеристики машини при нормальному технічному стані й постійному режимі роботи установки зазнають значних флуктуацій.

Отже, при проведенні діагностування механічного обладнання з метою виділення змін віброакустичного сигналу, пов'язаних зі зміною технічного стану, формування еталонного опису нормального стану об'єкта в термінах параметрів віброакустичного сигналу слід робити з урахуванням нестабільності результатів вимірів через зовнішні й внутрішні фактори, а також з урахуванням метрологічних похибок.

2.2. Установлення відповідності між параметрами технічного стану та діагностичними ознаками

Установлення взаємно однозначної відповідності між вектором дефектів \bar{R} на вході механічної системи й вектором діагностичних ознак \bar{U} на виході дозволяє будувати діагностичну модель об'єкта й розв'язувати завдання діагностування. Діагностична модель, що встановлює відповідність між параметрами технічного стану машини й діагностичними ознаками, можна розглядати як багатофакторну стохастичну модель, зважаючи на фактори, які визначають зміну технічного стану об'єкта і є випадковими функціями часу. Однак ані вектор впливів, що збурюють, ані вектор дефектів у ТЗП встановити не вдається, тому методи ідентифікації змін структурних параметрів ТЗП під впливом несправностей, що змінюють її динаміку, можна використовувати в діагностичних цілях з великими обмеженнями.

Діагностика простих механічних систем на основі методів лінійного динамічного моделювання можлива лише у випадках, коли характеристики інформаційних сигналів функціонально пов'язані з параметрами, які діагностуються.

Зважаючи на те, що дефекти одночасно впливають на багато параметрів діагностичної моделі, то видається складним встановити їх вплив на віброакустичні процеси задля здійснення кількісної оцінки. Структура оператора F , що встановлює зв'язок між вектором \bar{U} , який характеризує віброакустичний сигнал і вектором \bar{R} , який характеризує дефекти системи у загальному випадку залежить від конструктивних параметрів \bar{A} , обумовлених кінематичною схемою механізму, динамічних параметрів \bar{B} , обумовлених взаємодією елементів механізму між собою та з робочим середовищем, від зовнішніх взаємодій \bar{C} на систему й похибкою виміру E

$$\bar{U} = F(\bar{A}, \bar{B}, \bar{C}, \bar{R}) + E. \quad (2.2)$$

Вектор дефектів \bar{R} є комплексною функцією похибок виготовлення елементів конструкції \bar{R}_k , похибок монтажу \bar{R}_m і експлуатаційних дефектів \bar{R}_e вплив яких на віброакустичні процеси є адитивно-мультиплікативним.

$$R = (\bar{R}_k, \bar{R}_m, \bar{R}_e), \quad (2.3)$$

Перехід від простору ознак U до простору параметрів технічних станів $R = F(\bar{U})$ об'єкта діагностування і в зворотному напрямі $\bar{U} = F^{-1}(R)$ не є взаємно однозначним $F^{-1} \neq F$ і може реалізуватись лише в імовірнісному сенсі.

Зменшення похибки діагностування можна досягти підтримкою ідентичності умов проведення діагностичних випробувань, тобто підтримкою $C_i = \text{const}$. Вплив конструктивних і динамічних параметрів машини, як факторів, що заважають може бути врахований у процесі попередніх

досліджень і завдяки визначенню вихідних параметрів віброакустичного сигналу $\bar{U} = \{u_1^0, \dots, u_n^0\}$, що відповідають режиму нормального функціонування механізму із заданим рівнем технологічних дефектів і певних вимог нормативно-технічної документації [1].

Підвищити достовірність діагностування дозволить проведення серії спрямованих діагностичних випробувань об'єкта при варіації окремих складових вектору станів $\bar{R} = \{r_1, r_2, \dots, r_m\}$. Параметри, що діагностуються можна представити

$$\bar{R} = \bar{R}^o + \Delta\bar{R}_j, \quad (2.4)$$

де \bar{R}^o — вектор вихідного стану;

$\Delta\bar{R}_j$ — прирощення вектору, обумовлене j -м дефектом.

Співвідношення між векторами \bar{U} і \bar{R} дозволяє виділити прирощення вектору діагностичних ознак ΔU_j , який відповідає появі j -го дефекту

$$\bar{U} = \bar{U}_o + \Delta\bar{U}_j = F(a, b, c, \bar{R}) + \left. \frac{\partial F(a, b, c, \bar{R})}{\partial \bar{R}} \right|_{\bar{R}=\bar{R}_o}^{\Delta\bar{R}_j}. \quad (2.5)$$

ТЗП, як і будь-яка інша механічна система, містить низку елементів, з'єднаних за певним законом, тому відмова кожного з елементів може викликати порушення працездатності всієї системи. Високий рівень віброактивності, велике число структурних і регулювальних параметрів, складні функціональні та акустичні зв'язки між елементами машини, які закладаються на етапі проектування й визначаються технологією виготовлення й збирання вузлів і організацією процесу експлуатації, ускладнюють формалізацію процедури діагностування. Відносно переміщення великої кількості елементів конструкцій, які взаємодіють між собою спричиняють коливальні процеси, характеристики яких змінюються з

появою дефектів. ТЗП можна розглядати як певний перетворювач параметрів його технічного стану в параметри віброакустичного сигналу.

2.3. Моделювання пошкоджень зубчастого зачеплення тягового редуктора електропоїзда

У ТЗП характер взаємодії елементів підпорядковується періодичному закону, обумовленому обертальним або циклічним рухом відповідно до кінематичної схеми, у низькочастотному діапазоні (до 400 — 500 Гц) однією з основних частот збудження є частота обертання колісної пари або валу.

Збуджувачами коливань у цьому діапазоні частот є:

— невірноваженість валу, яка призводить до гармонійних коливань на частоті обертання;

— неправильний монтаж вузлів механізму (порушенням співвісності, зазор і биття з'єднань, які викликають порушення коливань не тільки на частоті обертання, але й на її кратних гармоніках.

Одночасно з коливаннями в радіальному напрямку порушуються сильні осьові коливання зі зміною амплітуди залежно від навантаження й числа обертів. Саме ці коливання визначають динамічну міцність конструкції механізму, коливальна модель якого в цьому діапазоні розглядається як система із зосередженими параметрами.

Неідеальність елементів, відхилення параметрів мастильного шару в зубчастому зачепленні, опорах кочення й ковзання від припустимих значень, технологічні похибки виготовлення й складання викликають якісні й кількісні зміни вібраційних параметрів, є причиною параметричного й нелінійного порушення коливань унаслідок залежності параметрів механічної системи від часу й координат. Ці явища характерні також для підшипників ковзання, щітково-колекторних вузлів електродвигунів та інших елементів.

У діапазоні частот до 1 — 2 кГц вимушені коливання роторних механізмів у найбільш простій формі описуються полігармонійними коливаннями. Полігармонічна модель коливань ТЗП є зручною формою демонстрації коливального процесу, що дозволяє сконцентрувати увага на фізично обумовлених частотах. Однак абсолютне повторення в часі умов взаємодії деталей ТЗП між собою та із зовнішнім середовищем практично неможливо. Технологічні та експлуатаційні похибки, вплив нестабільності температури на деформацію деталей, в'язкість масла, нестабільність частоти обертання валу двигуна викликана нестабільністю частоти мережевої напруги та безліч інших причин приводять до розмивання дискретних ліній і появи шумового компонента. Вплив стохастичних факторів можна врахувати в моделі квазіполігармонічного процесу на тлі шумової завади [1, 137, 138].

Вібрація справного зубозачеплення, яке позбавлене ексцентриситету, має стале обертання й навантаження і описується фінітним рядом Фур'є з фундаментальною частотою, яка дорівнює частоті зубозачеплення f_m

$$x(t) = \sum_{m=0}^M X_m \cos(2\pi m f_m t + \chi_m) \quad (2.6)$$

де X_m — амплітуда k -ої гармоніки зубчастого зачеплення;

$f_m = N_1 f_1 = N_2 f_2$ — частота зубозачеплення, яка залучає частоту обертання шестерні f_1 із числом зубів шестерні N_1 і частоту обертання зубчастого колеса f_2 із числом зубів зубчастого колеса N_2 ;

ϕ_k — початкова фаза.

Якщо, наприклад, на шестерні виникає пошкодження, то воно спричиняє амплітудну й фазову модуляцію частоти зубозачеплення. За умови справного зубчастого колеса всі модуляції будуть періодичними з частотою обертання шестерні f_1 . Функції амплітудної та фазової модуляції $a_m(t)$ і $b_m(t)$ можуть мати вигляд фінітних рядів Фур'є

$$a_m(t) = \sum_{n=0}^N A_{mn} \cos(2\pi n f_1 t + \alpha_{mn}) \quad (2.7)$$

$$b_m(t) = \sum_{n=0}^N B_{mn} \sin(2\pi n f_1 t + \beta_{mn}) \quad (2.8)$$

Модуляція частоти зубозачеплення

$$y(t) = \sum_{m=0}^M X_m (1 + a_m(t)) \cos(2\pi m f_m t + \chi_m + b_m(t)) \quad (2.9)$$

У випадку низької амплітудної та фазової модуляції $|a_m(t)b_m(t)| \ll 1$ вираз (2.9) може розширитись

$$y(t) \approx \sum_{m=0}^M X_m [\cos(2\pi m f_m t + \chi_m) + a_m(t) \cos(2\pi m f_m t + \chi_m) - b_m(t) \sin(2\pi m f_m t + \chi_m)] \quad (2.10)$$

Підставляючи (2.7) і (2.8) до (2.10) маємо

$$y(t) \approx \sum_{m=0}^M X_m \left[\cos(2\pi m f_m t + \chi_m) + \sum_{n=0}^N \frac{1}{2} A_{mn} (\cos(2\pi(m f_m - n f_1)t + \chi_m - \alpha_{mn}) + \cos(2\pi(m f_m + n f_1)t + \chi_m + \alpha_{mn})) - \sum_{n=0}^N \frac{1}{2} B_{mn} (\sin(2\pi(m f_m - n f_1)t + \chi_m - \beta_{mn}) + \sin(2\pi(m f_m + n f_1)t + \chi_m + \beta_{mn})) \right] \quad (2.11)$$

Отже, модульований сигнал містить початковий немодульований сигнал і додаткові компоненти внаслідок модуляції, які перебувають в околицях гармонік зубозачеплення на відстані, що дорівнює частоті обертання шестерні, де з'явилося пошкодження [106].

2.4. Моделювання пошкоджень підшипника кочення передньої кришки тягового редуктора електропоїзда

Натурні зразки на стендах натеper є головними для здійснення реєстрації та моделювання вібраційних реалізацій у дослідженнях із вібродіагностування. Однак широкому загалові науковців для експериментальних досліджень зрідка доступні стенди з усіма їх можливостями з розкручування та обрання режимів навантаження підшипників. Нещодавно увагу дослідників привернули центри даних (університет у США Кейс Вестерн,) із онлайн доступом до безлічі накопичених сигналів вібрації підшипників кочення [132]. Також слід зважати на можливість моделювати вібраційні реалізації певними моделями та відповідними програмними комплексами, які усувають згубний вплив безлічі компонентів навколишнього середовища. Невдале моделювання може бути наслідком обрання простої моделі, в якій відсутні можливості зважати на більшість процесів, які супроводжують перекочування роликів відносно кілець підшипника кочення. Модель, у якій підшипник уявлявся планетарним редуктором із відповідними асоціаціями внутрішнього кільця із сонячною шестернею, роликів із сателітами, зовнішнього кільця із коронною шестернею, а сепаратора із водилом, була взята за основу оцінювання вібрації підшипників ученими МакФадденом та Смітом [107]. Згаданій моделі під силу розраховувати частоти виникнення пошкодження елементів підшипників та зважати на модуляційні ефекти, які з'являються за результатом перекочування роликів через навантажену зону. На жаль ця модель може описувати лише цілком обертальний характер взаємодії роликів та підшипникових кілець, а наявні проковзування, які пов'язані з сепаратором лишаються поза увагою. Модель у роботі [84] описує підшипник системою з одним ступенем вільності й симулює сигнали вібрації пошкоджених елементів підшипників відгуками імпульсних послідовностей, а ефект ковзання моделюється випадковою компонентою, яка входить до

складу тривалості між імпульсними повтореннями. Згодом моделювати підшипникову вібрацію продовжили вчені Антоні й Ренделл [47], які залучили циклостационарні властивості сигналу (випадковий процес автокореляційна функція якого є періодичною) для симуляції вібрації підшипників. Властивість циклостационарності ефективніше враховує ковзання й демонструє потенціал для майбутніх досліджень. Реалізовувати моделі здатні відповідні алгоритми, впровадження яких стає складнішим залежно від досконалості моделей. Результатом використання неправильних алгоритмів є симуляція хибних сигналів, які знижують точність діагностування на практиці. Отже, нагальним завданням є створення еталонного алгоритму, що здійснює числову реалізацію обраної моделі підшипникової вібрації та пасує для вібраційних досліджень елементів тягових редукторів електропоїздів, що зазнають високих динамічних впливів і можуть бути причиною аварій МВРС [6].

Наявність у моделі сигналу вібрації повторень ударних сил, що спричинені взаємодією пошкоджень елементів підшипника є джерелом резонансного збудження в тяговому редукторі електропоїзда. Частота ударних сил пов'язана з місцем появи пошкодження (ролики, обидва кільця) в підшипнику. Згортання структурного резонансу та послідовності одиничних імпульсів дельта-функцій Дірака формує вібраційний відгук системи [70]. Лінійні динамічні системи володіють постійними власними частотами й зазнають вібрації на частоті гармонічного збудження, яке прикладається ззовні. Натомість нелінійні системи наповнені власними частотами (внутрішніми резонансами), які залежать від амплітуди. Ці системи зазнають вібрації на частоті, яка не дорівнює частоті прикладеного зовнішнього гармонічного збудження.

В експлуатації підшипники кочення ТЗП МВРС наповнені внутрішніми резонансами, які спричинені контактом валу й внутрішнього кільця підшипника, контактом між тілами кочення й кільцями. Вібрація елементів

підшипника на різних частотах спричиняє появу нелінійного вібраційного сигналу [56].

Модель вібраційної реалізації підшипника кочення з пошкодженням [47], м/с^2

$$x(t) = \sum_{i=-\infty}^{+\infty} h(t - iT - \tau_i)q(iT) + n(t) \quad (2.12)$$

де $h(t)$ — зареєстрований віброакселерометром імпульсний відгук унаслідок одиничного удару;

$q(t)$ — зважає на періодичні модуляції, які викликані розподілом навантаження;

T — інтервал часу між двома ударами, які виникають послідовно;

τ_i — зважає на неточності інтервалу часу між i -ми ударами внаслідок випадкового ковзання роликів;

$n(t)$ — шум.

Флуктуації, які можуть випадково з'явитись у незначній кількості в інтервалі між ударними імпульсами, здатні швидко перетворити характер зареєстрованої вібрації з яскраво вираженої гармонічної структури в моделі (2.12) на випадковий характер. Несильні гармонічні складові тяжіють до діапазону низьких частот, а циклостаціонарна складова переважає у діапазоні високих частот і більше носить псевдоциклостаціонарний характер.

Процес розповсюдження локального пошкодження підшипника супроводжується збільшенням площі поверхні елемента, який зазнав пошкодження, що призводить до зростання величини вібрації, втрати гостроти імпульсів та наповненню вібрації рисами циклостаціонарності. Упродовж перекочування елементів підшипників кочення пошкодження, які розташовуються в різних зонах спричиняють випадковий характер розподілу фази, яка сприяє появі циклостаціонарності. Якщо поширення пошкодження відбулось на невелику частину елемента підшипника, то поява сильних

періодичних компонентів вібрації відбувається згідно з обертанням валу. За умови високого навантаження підшипника відбувається посилення періодичної компоненти завдяки жорсткості підшипника, яка залежить від кількості роликів та їх положенню відносно ділянки навантаження.

Науковці [68] впровадили алгоритм, який здійснює числову реалізацію моделі (2.12) й бере до уваги розлогий діапазон частот обертання внутрішнього кільця. Згідно з алгоритмом, симуляція вібраційної реалізації розпочинається з кутового простору, який зважає на наявне коливання частот обертання, а після вибору відповідної частоти здійснюється розрахунок у часовому просторі.

Для визначення в кутовому просторі універсальної характеристики швидкості слід вважати $\theta(t)$ кутом обертання внутрішнього кільця

$$f_r(\theta) = f_c + 2\pi f_d \int \cos(f_m \theta) d\theta \quad (2.13)$$

де f_c — несуча складова частоти обертання, Гц;

f_d — відхилення частоти, Гц;

f_m — частотна модуляція, Гц.

Для обчислення кута між двома імпульсами береться кінематичний вираз, що визначає частоту обертання внутрішнього кільця й належить до початкової «редукторної» моделі вібраційної реалізації підшипника

$$\Delta\theta_{\text{imp}} = \frac{2\pi}{\frac{n_r}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos\beta\right)}, \quad (2.14)$$

де n_r — число тіл кочень підшипника, од;

d — діаметр тіл кочень, мм;

D — діаметр зовнішнього кільця підшипника, мм;

Для детермінованого сигналу є нормальним за наведеним виразом обчислювати кут появи імпульсів, послідовність яких має сталий період.

Додатково вираз (2.14) потребує додавання випадкової компоненти для врахування випадкового характеру ковзання тіл кочень. Упровадження компоненти відбувається завдяки генеруванню випадкових чисел із нормальним розподілом, середнім значенням $\Delta\theta_{\text{imp}}$ та дисперсією $\sigma_{\Delta\theta}^2$. Зважаючи на швидкісну характеристику, яка обчислюється із залученням кута обертання θ у (2.13), запропоноване генерування стає в нагоді при обчисленні періоду між імпульсами, с

$$\Delta T_i = \frac{\Delta\theta_i}{2\pi f_r(\theta)}, \quad (2.15)$$

де $\Delta\theta_i$ — i -ий кут між двома імпульсами, які генеруються випадково із середнім значенням $\sigma_{\Delta\theta}^2$.

Підрахунки за (2.15) надають імпульсну послідовність з відповідною кутовою швидкістю (2.13). Обчислена тривалість у програмній системі GNU Octave є відгуком СОСВ і означає появу відповідного імпульсного збудження $h(t - iT - \tau_i)$ в часовій реалізації, мм

$$x_{\text{СОСВ}}(t) = \frac{F/m}{\omega_n \sqrt{1-\zeta^2}} e^{-\zeta\omega_n t} \sin(\omega_n \sqrt{1-\zeta^2} t) \quad (2.16)$$

де F — амплітуда впливу, який збуджує СОСВ, м/с^2 ;

m — маса системи, кг;

ζ — коефіцієнт затухання;

ω_n — власна частота, рад/с.

Отримання розмірності віброприскорення відгуку СОСВ потребує знаходження з виразу (2.16) другої похідної, м/с^2

$$\ddot{x}_{\text{СОСВ}}(t) = \frac{d}{dt} \left(\frac{d}{dt} (x_{\text{СОСВ}}(t)) \right) \quad (2.17)$$

Оскільки симульований сигнал $x_{\text{СОСВ}}(t)$ не містить шумових компонент, то знаходження похідної не спричиняє виникненню в сигналі високочастотного шуму. Реалізація алгоритму числової реалізації моделі вібрації наведена на рисунку 2.1. Насамкінець для долучення компонента шуму з (2.12) до симульованого сигналу слід здійснити генерування чисел, які мають випадковий розподіл. Є можливість змінювати потужність шуму завдяки зміні відношення сигнал-шум

$$\text{SNR} = 10 \lg \left(\frac{P_{\text{сигнал}}}{P_{\text{шум}}} \right), \quad (2.18)$$

де $P_{\text{сигнал}}$ — потужність сигналу без шуму

$P_{\text{шум}}$ — потужність шуму.



Рисунок 2.1 — Алгоритм числової реалізації моделі вібрації підшипника

У таблиці 2.1 наводяться параметри моделі вібраційної реалізації роликів підшипника передньої кришки тягового редуктора електропоїзда ЕР2Т, а на рисунку 2.2 наведені результати симуляції трьох видів несправностей.

Таблиця 2.1 — Параметри вібраційної реалізації для симуляції вібрації підшипника кочення типу 42520M

Параметри	Величини
D, мм	180
d, мм	20
n _r , од	17
f _c , Гц	12,6
f _d , Гц	0,98
f _m , Гц	6,12
Жорсткість СОСВ, Н/м	$2 \cdot 10^{13}$
Коефіцієнт затухання СОСВ, с ⁻¹	0,05
Власна частота СОСВ, кГц	7,6
SNR, дБ	0,5

Вібраційне збудження навколо власної частоти підшипника за результатами симуляції є властивою ознакою перелічених видів пошкоджень. Установлено, що додана складова шуму не заповнила характерне збудження, а тільки зазнала рівномірного поширення вздовж частотного діапазону на вібраційному спектрі (рисунок 2.2 г), ж), к). Коли пошкодження зазнає внутрішнє кільце підшипника, то з'являється помітна амплітудна модуляція у вигляді коливання амплітуд вібрації в часовому просторі вздовж усієї тривалості в зв'язку з періодичною зміною розподілу навантаження (рисунок 2.2 д), є). Усі згенеровані симуляції містять проковзування впродовж перекочування тіл кочень, що проявляється в змінному періоді між імпульсними послідовностями [6].

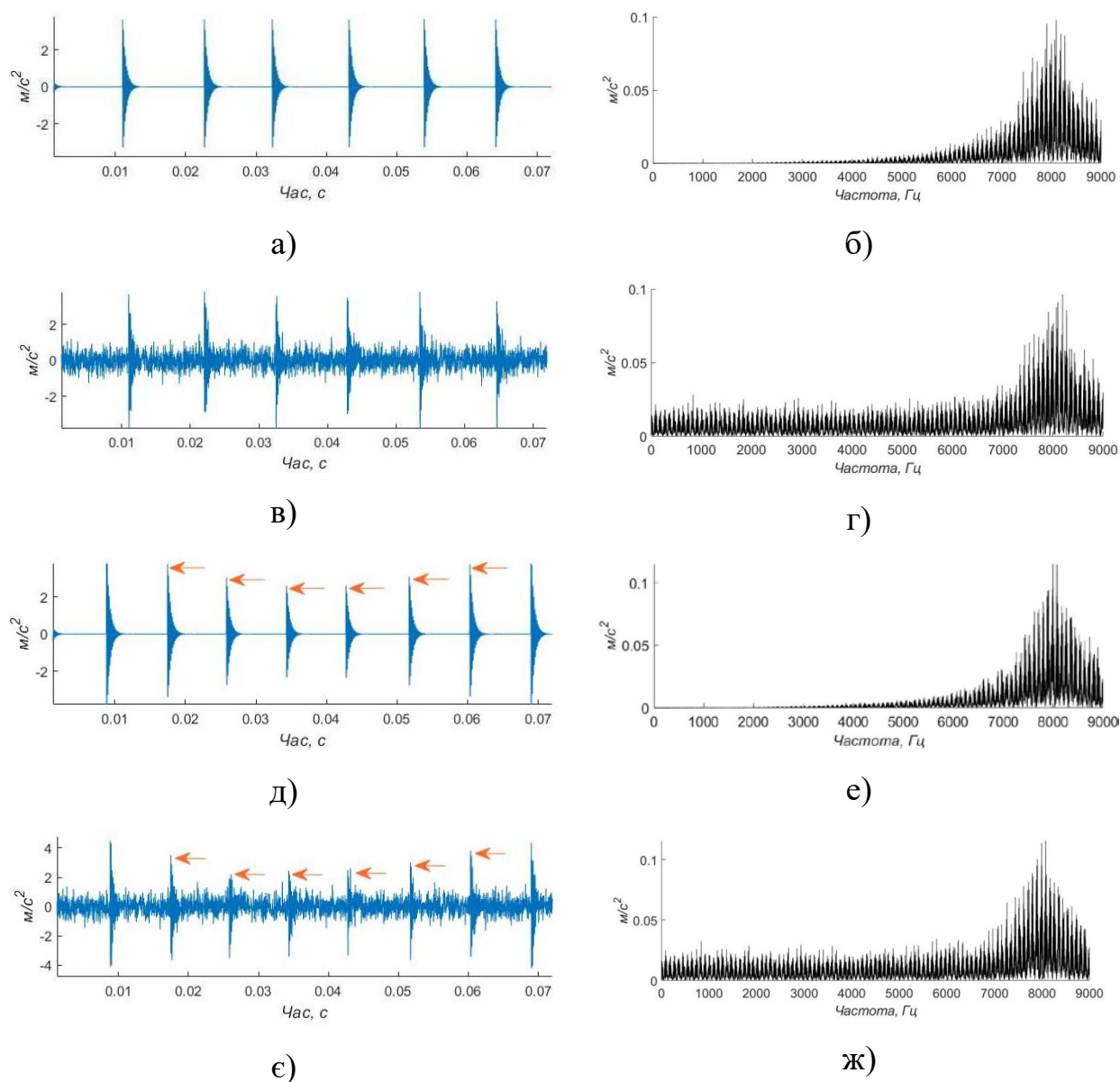
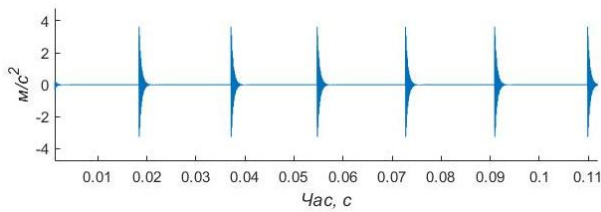
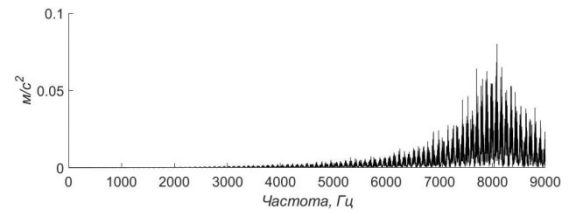


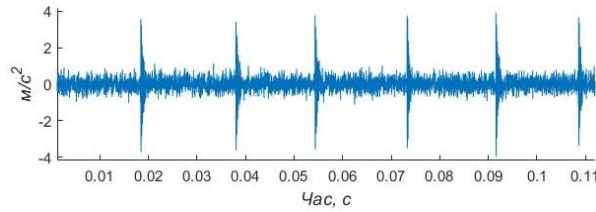
Рисунок 2.2 — Результати симуляції вібрації роликового підшипника з пошкодженнями зовнішнього, внутрішнього кільця та ролика: а) — часова форма вібрації з пошкодженням зовнішнім кільцем без шуму; б) — широкосмуговий спектр вібрації з пошкодженням зовнішнім кільцем без шуму; в) — часова форма вібрації з пошкодженням зовнішнім кільцем із шумом; г) — широкосмуговий спектр вібрації з пошкодженням зовнішнім кільцем із шумом; д) — часова форма вібрації з пошкодженням внутрішнім кільцем без шуму; е) — широкосмуговий спектр вібрації з пошкодженням внутрішнім кільцем без шуму; є) — часова форма вібрації з пошкодженням внутрішнім кільцем із шумом; ж) — широкосмуговий спектр вібрації з пошкодженням внутрішнім кільцем із шумом;



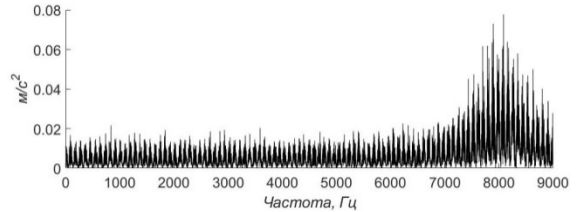
з)



и)



і)



к)

Продовж. рисунку 2.2 — Результати симуляції вібрації роликового підшипника з пошкодженнями зовнішнього, внутрішнього кільця та ролика:

- з) — часова форма вібрації з пошкодженим роликом без шуму; и) — широкосмуговий спектр вібрації з пошкодженим роликом без шуму; і) — часова форма вібрації з пошкодженим роликом із шумом; к) — широкосмуговий спектр вібрації з пошкодженим роликом із шумом

2.5. Засади алгоритмів розпізнавання технічного стану

Розв'язання завдання розпізнавання технічного стану здійснюється на основі порівняння апостеріорних даних із апріорним поданням класів діагностичними ознаками за допомогою алгоритмів діагностування [80]. Спочатку використовують апріорну інформацію про ймовірність відмов об'єкту в процесі експлуатації із подальшим складанням переліку найменш надійних вузлів, несправності яких лімітують ресурс машини. Відповідно до цього переліку нескінченне розмаїття станів об'єкта розбивається на кінцеву кількість m розпізнаваних класів нормального й дефектних станів $W = (W_1, \dots, W_m)$. Далі на цьому етапі навчання системи діагностування проводиться опис цих класів мовою діагностичних ознак $U_k = (u_{k1}, \dots, u_{kn})$, $k = 1$, на основі

ітеративної процедури формування робочого словника інформативних ознак і вирішальних правил розпізнавання.

Алгоритми діагностування ґрунтуються на порівнянні тієї або іншої міри близькості (або міри подібності) розпізнаваного стану до кожного класу. При цьому, якщо вібраційна міра близькості L ознак $U = (u_1, \dots, u_n)$ стану w , що діагностується з ознаками класу W_g , $g = 1, \dots, m$ набуває екстремального значення, то ухвалюється рішення про приналежність цього стану до класу W_g , тобто $w \in W_g$.

Алгоритми розпізнавання, що базуються на використанні детермінованих ознак, заданих у вигляді n -мірних векторів, мірою близькості часто використовують функцію відстані

$$L(w, W_g) = \left[\frac{1}{k_g} \sum_{s=1}^{k_g} \sum_{j=1}^n A_j (u_j - u_{sj}^g)^\gamma \right]^{\eta/\gamma}. \quad (2.19)$$

Вирішальним правилом розпізнавання є вираз

$$L(w, W_g) = \min L(w, W_k), k = 1, \dots, m. \quad (2.20)$$

Використані на практиці міри геометричної близькості точок U_i і U_j у багатомірному просторі ознак відрізняються більшою різноманітністю, як за об'ємом вибірки k_g , величиною вагових коефіцієнтів ознак A_j , так і за видом показників ступені γ і η . Стандартними метриками для оцінки геометричної близькості векторів U_i і U_j є:

— відстань за Хеммінгом ($\gamma = \eta = 1$)

$$d_{ij} = \sum_{k=1}^n |u_{ik} - u_{jk}|; \quad (2.21)$$

— евклідова (середньоквадратична) відстань ($\gamma = 2$; $\eta = 1$) [116]

$$d_{ij} = \left[\sum_{k=1}^n (u_{ik} - u_{jk})^2 \right]^{1/2}. \quad (2.22)$$

Будь-яка схема класифікації станів за допомогою формалізованих прийомів кластерного аналізу, базується на загальному фундаментальному принципі, що складається з двох положень:

— в один клас поєднуються стани, подібні між собою в деякому смислі;

— ступінь близькості між станами, що належать одному класу, повинна бути більшою, ніж у станів, що відносяться до різних класів.

При класифікації станів завдяки оцінці міри подібності R випробуваного вектору ознак з описами кожного класу, діагностований стан належить тому з класів, міра подібності з яким є максимальною, тобто $w \in W_g$, якщо

$$R(w, W_g) = \max R(w, W_i); i = 1, \dots, m. \quad (2.23)$$

Мірою подібності є косинус кута φ_{ij} між векторами U_i і U_j , який в статистиці називається мірою лінійної подібності або нормованою функцією кореляції

$$R = \frac{\sum_{m=1}^n \left(\sum_{\ell=0}^{n-1} U_{j,m} U_{j,m+\ell} \right)^{N+1}}{\left[\sum_{m=1}^n \left(\sum_{\ell=0}^{n-1} U_{i,m} U_{i,m+\ell} \right)^{N+1} \right] \left[\sum_{m=1}^n \left(\sum_{\ell=0}^{n-1} U_{j,m} U_{j,m+\ell} \right)^{N+1} \right]} \quad (2.24)$$

Вирішальні правила класифікації, що базуються на безрозмірних характеристиках мір близькості, є більш бажаними. Для підвищення достовірності розпізнавання технічних станів рекомендується користуватися узагальненою мірою подібності N -мірних кореляційних функцій n -мірних векторів діагностичних ознак

$$R = \frac{\sum_{m=1}^n \left(\sum_{\ell=0}^{n-1} U_{j,m} U_{j,m+\ell} \right)^{N+1}}{\left[\sum_{m=1}^n \left(\sum_{\ell=0}^{n-1} U_{i,m} U_{i,m+\ell} \right)^{N+1} \right] \left[\sum_{m=1}^n \left(\sum_{\ell=0}^{n-1} U_{j,m} U_{j,m+\ell} \right)^{N+1} \right]} \quad (2.25)$$

У практичних завданнях діагностування, коли клас станів характеризується переліком елементів, які входять до його складу, побудова системи розпізнавання може бути заснована на порівнянні поточної вектор-ознаки U^t з еталонними векторами $U_g^o, g = 1, \dots, m$ кожного класу, сформованими в процесі навчання. При наявності навчальної вибірки із членів класу станів з діагнозом W_g , як еталонний вектор ознак даного діагнозу береться вектор

$$U = \frac{1}{\ell} \left(\sum_{k=1}^{\ell} U_{g_k}, \dots, \sum_{k=1}^{\ell} U_{g_{k_n}} \right) = (U_{g_1}^{(o)}, \dots, U_{g_n}^{(o)}). \quad (2.26)$$

Розпізнавання здійснюється шляхом оцінки заходів близькості або подібності випробуваного та еталонного векторів. Для усунення впливу розмірності простору ознак, доцільно використовувати нормовані заходи відстані між випробуваним вектором $U_i = (u_i, \dots, u_{i_n})$ і еталонним вектором $U_g^o = u_g^o, \dots, u_{g_n}^o$, наприклад коефіцієнт дивергенції

$$d_{1g} = \left[\frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \left[\frac{U_{ik} - U_{gk}^o}{U_{ik} + U_{gk}^o} \right]^2 \right]^{1/2}, \quad (2.27)$$

або відносну відстань

$$d_{ij} = \sum_{k=1}^n \frac{(U_{ik} - U_{gk}^o)^2}{\sigma_{gk}^2} \quad (2.28)$$

де σ — середньоквадратичне відхилення k -ої координати випробуваного вектора від векторів навчальної послідовності з діагнозом W_g .

У алгоритмах розпізнання станів, що базуються на ймовірнісному підході до опису класів із використанням мови діагностичних ознак, популярними є вирішальні функції, засновані на залученні статистичних критеріїв Байеса, Вальда, Неймана-Пірсона тощо [45, 58, 80], що працюють в умовах, коли апріорі відомі щільності розподілу генеральних сукупностей усіх m розпізнаваних класів станів $P(W_1), \dots, P(W_m)$.

Якщо до проведення діагностичного експерименту апріорні ймовірності $P(W_1)$ кожного класу станів невідомі, то припускають їхню рівність, що означає, що вектор ознак U з рівною ймовірністю $P(W_1)$ може бути віднесений до кожного з розпізнаваних класів W_1, \dots, W_m . Після проведення діагностичних експериментів імовірності розпізнавання змінюються [1].

Вирішальним правилом розпізнавання за формулою Байеса є відношення вектору U до одного з класів за максимальною апостеріорною ймовірністю

$$\max P(W / U) = \frac{P(W_i)P(U / W_i)}{\sum_{k=1}^m P(U / W_k)} \quad (2.29)$$

Методи розпізнавання образів дозволяють врахувати багатofакторний вплив технологічних і експлуатаційних дефектів на віброакустичні характеристики об'єкта протягом розробки математичного забезпечення процедур діагностування.

2.6. Висновки до 2 розділу

1. Складність теоретичного аналізу коливальних характеристик тягових редукторів МВРС потребує залучення моделей, які здатні до симуляції поширених дефектів елементів ТЗП у вигляді специфічних резонансних збурень на широкосмугових спектрах вібрації в околицях відповідних частотних діапазонів для подальшого створення ефективних методів ВАД.

2. Опис вібраційного сигналу підшипника кочення циклостаціонарним випадковим процесом із періодичною автокореляційною функцією уперше дозволив обліковувати ефект ковзання тіл кочень відносно кілець підшипника, що дотепер не вдавалося поширеній моделі опису вібрацій, яка бере до уваги лише частоти наявних пошкоджень та ефекти модуляції унаслідок циклічного перекочування тіл кочення через навантажену зону.

3. Досліджено, що на спектрі в широкому частотному діапазоні характер вібрації можна відрізнити за різницею амплітуд складових шуму та імпульсів, які перебувають на одному частотному відрізьку. Однак ідентифікація виду пошкодження на широкосмугових спектрах вібрації неможлива, оскільки корисні складові занурені в багатьох завадах, які створюють інші компоненти обладнання, тому впровадження фільтрації у вузькому частотному діапазоні навкрузи резонансного збудження в межах 6,5 — 9 кГц забезпечить отримання інформативного сигналу, а залучення досконаlih частотно-часових методів дозволить установити вид пошкодження.

4. Розв'язання завдання з розпізнавання технічного стану механічних вузлів МВРС, ТРС слід здійснювати, порівнюючи апостеріорну інформацію з апріорним поданням класів діагностичними ознаками за допомогою сучасних методів діагностування, що дозволить визначати міру подібності розпізнаваного стану кожного класу з найвищою достовірністю.

РОЗДІЛ 3

ВИДІЛЕННЯ ІНФОРМАТИВНИХ ЧАСТОТНИХ СМУГ ТА ОБРАННЯ ДІАГНОСТИЧНИХ ОЗНАК ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТЯГОВИХ РЕДУКТОРІВ ЕЛЕКТРОПОЇЗДІВ

3.1. Особливості здійснення порогової фільтрації вейвлет-перетворенням

Розв'язання завдання з усунення шуму незалежно від природи інформації, що обробляється, носить комплексний характер, оскільки потребує додаткового розв'язання цілої низки додаткових завдань, а саме:

- перевірка вірогідності гіпотези про гаусовість статистик;
- вибір типу функції граничного порогу та критерію розрахунку самого порога;
- вибір найбільш підходящого вейвлет-базису;
- установлення необхідної глибини розкладання даних тощо.

Для видалення шумів із сигналу можна використати прийом видалення високочастотних складових зі спектра сигналу [102]. За допомогою вейвлет-перетворення це завдання вирішується обмеженням рівня деталізованих коефіцієнтів, які можна знизити до відповідного рівня порогу [81].

Також вейвлети мають істотні переваги в порівнянні з перетворенням Фур'є, оскільки дозволяють оцінювати не лише спектр сигналу, а також час появи тієї чи іншої частотної складової. Вейвлет-перетворення дозволяє аналізувати вібраційні сигнали підшипників кочення з гострими сплесками й значним шумовим наповненням, здійснювати аналіз даних відповідно до масштабу на одному із заданих рівнів. Ці властивості вейвлетів можна використовувати для усунення шуму при діагностуванні низькооборотних підшипників [99], сконструювавши відповідний поріг (thresholding), за яким усуваються деталізовані вейвлет-коефіцієнти i , відповідно, зменшується

рівень шумів із одночасним установленням граничних обмежень на обраних рівнях розкладання. Це дозволяє створювати адаптивні системи очистки сигналів від шумів залежно від їхніх особливостей [131].

Материнська вейвлет-функція $\psi(t)$, яка створює разом із переміщеннями $\psi_t(t)$ базис Рісса [53], має $k+1$ моментів, тобто є ортогональною поліномам ступенів $i = \overline{0, k}$

$$\int t^i \psi(t) dt. \quad (3.1)$$

Осцилюючи функцію $f(t)$, яка має щонайменше k похідних, які безперервні у точці $t = t'$ можна розкласти в ряд Тейлора

$$f(t) = f(t) \Big|_{t=t'} + \frac{(t-t')}{1!} \frac{df(t)}{dt} \Big|_{t=t'} + \dots + \frac{(t-t')^k}{k!} \frac{d^k f(t)}{dt^k} \Big|_{t=t'} + Z_k, \quad (3.2)$$

де Z_k — залишковий член ряду.

Знаходження коефіцієнтів деталізації даної функції потребує залучення формули внутрішнього добутку

$$\gamma_1 = \int f(t) \psi_1(t) dt \quad (3.3)$$

Підставляючи замість функції $f(t)$ її розкладання в ряд (3.2) і трансформуючи отриманий вираз до виду

$$\begin{aligned} \gamma_1 = & f(t) \Big|_{t=t'} \int \psi_1(t) dt + \frac{df(t)}{dt} \Big|_{t=t'} \int \frac{(t-t')}{1!} \psi_1(t) dt + \dots + \\ & + \frac{d^k f(t)}{dt^k} \Big|_{t=t'} \int \frac{(t-t')^k}{k!} \psi_1(t) dt + Z_k \psi_1(t) dt \end{aligned} \quad (3.4)$$

можна відзначити, що регулярна частина результуючого виразу, що утворена внутрішніми добутками вейвлет-функції $\psi_1(t)$ і поліномів $\frac{(t-t')^i}{i!}$ дорівнює нулю.

Отже, розкладання функції $f(t)$ в ряд за базисом функцій вейвлетів

$$f(t) = \sum_1 \gamma_1 \psi_1(t), \quad (3.5)$$

свідчить на користь того факту, що коефіцієнти деталізації, які представляють собою спектральні коефіцієнти функції $f(t)$, мають високочастотну природу. Вони локалізують функції осциляції й сингулярності, як у часовій, так і частотній областях

$$\gamma_1 = \int Z_k \psi_1(t) dt. \quad (3.6)$$

Дисперсія коефіцієнтів γ_1 при цьому згасає зі збільшенням рівня розкладання функції.

Визначення граничного рівня є безкомпромісною проблемою, оскільки якість зниження шуму, яке оцінюється відношенням сигнал/шум, безпосередньо залежить від оцінки дисперсії шуму. Так, завдання малих значень порогу зберігає тло в коефіцієнтах деталізації й тому призводить лише до незначного збільшення відношення сигнал/шум. Одночасно встановлення великих значень порогу загрожує втратою коефіцієнтів, які містять корисну інформацію для розв'язання завдань виявлення та ідентифікації.

Серед наявних натепер методів шумозаглушення найбільше поширення одержав метод Донохо-Джонстона [51]. Даний метод простий у реалізації й володіє короткою тривалістю обчислення. Використовує швидкі алгоритми вейвлет-перетворення й складається з трьох основних послідовних кроків:

— здійснення дворівневого або більш глибокого розкладання сигналу;

- здійснення процедури трешолдінгу деталізованих коефіцієнтів на рівні j , а подекуди коефіцієнтів апроксимації того ж рівня;
- здійснення відновлення сигналу з вищим значенням відношення сигнал/шум.

Для розкладання сигналу і його відновлення за коефіцієнтами апроксимації й деталізації, що пройшли граничну обробку, у більшості випадків використовується алгоритм Малла [101]. При цьому гранична обробка може здійснюватися на підставі однієї з декількох функцій трешолдінгу. Найпростішим прикладом граничної обробки є жорсткий трешолдінг, що зберігає незмінними всі коефіцієнти $\gamma_{j,l}$ рівня j , більші або дорівнюють порогу τ_j .

Жорсткому трешолдінгу властиві такі недоліки:

- коефіцієнти деталізації зберігаються разом із шумом;
- поява в результуючому сигналі паразитних гармонік за рахунок штучного введення складових, які утворені з обернених у нуль коефіцієнтів.

Процедура м'якої граничної обробки обумовлює перетворення коефіцієнтів $\gamma_{j,l}$, що містять на практиці лише шумовий компонент у нуль. Також відбувається зменшення коефіцієнтів деталізації на величину τ , що відповідає зменшенню шуму також в інформативних коефіцієнтах

$$T_s = \text{sign}(\gamma_1) (|\gamma_1| - \tau) I(|\gamma_1| \geq \tau). \quad (3.7)$$

Якість усунення шуму й збільшення відношення сигнал/шум залежать не тільки від виду функції трешолдінгу, але також від способу її застосування. Найбільш загальним з існуючих способів граничної обробки є глобальний трешолдінг. Суть даного способу полягає в послідовному застосуванні будь-якої функції трешолдінгу $T(\gamma)$ до рівнів $j_0, j_0 + 1, \dots, n$ розкладання сигналу, а також ухваленні рішення відповідно до функції, що використовується для збереження коефіцієнтів розглянутого рівня, їх можливого перерахунку або зведення до нуля.

Представляючи досліджуваний сигнал $f(t)$ у вигляді розкладання

$$f(t) = \sum_{l=1}^{L_0} \lambda_{j_0,l} \varphi_{j_0,l}(t) + \sum_{j=j_0}^n \sum_{l=1}^{L_j} \gamma_{j,l} \psi_{j,l}(t), \quad (3.8)$$

глобальний трешолдінг можна записати у такому вигляді

$$\hat{f}(t) = \sum_{l=1}^{L_0} \lambda_{j_0,l} \varphi_{j_0,l}(t) + \sum_{j=j_0}^n T_j \left(\sum_{l=1}^{L_j} \gamma_{j,l} \psi_{j,l}(t) \right). \quad (3.9)$$

Глобальний трешолдінг не є в повному значенні адаптивною процедурою. Зменшення шуму сигналу тут здійснюється на підставі лише статистичних характеристик кожного рівня розкладання.

Другим з відомих способів граничної обробки є локальний трешолдінг, який можна умовно розділити на три види:

— загальний трешолдінг, що здійснюється з використанням фіксованого значення порогу τ , єдиного для всіх рівнів і коефіцієнтів деталізації сигналу;

— багаторівневий трешолдінг, що здійснюється з використанням порогу τ_j , значення якого змінюються від рівня до рівня;

— мікролокальний трешолдінг, що використовує поріг $\tau_{j,i}$, який змінюється не тільки за рівнем розкладання, а ще й залежить від номера коефіцієнта деталізації.

На відміну від способу глобальної граничної обробки, локальний трешолдінг застосовує функції $T(\gamma)$ до кожного з коефіцієнтів деталізації $\{\gamma_{j,l} | j = j_0, n, l = 1, L_j\}$ сигналу. Тому рішення про збереження або перетворення того чи іншого коефіцієнта деталізації в нуль може бути прийняте після порівняння абсолютних значень коефіцієнтів $\{\gamma_{j,l} | j = \overline{j_0, n}, l = \overline{1, L_j}\}$ з єдиним значенням τ при використанні загального трешолдінгу, або абсолютних значень коефіцієнтів деталізації рівня j з

відповідним даному рівню значенням порога τ_j при використанні багаторівневого трешолдінгу, або абсолютного значення кожного коефіцієнта $\gamma_{j,l}$ з доданим йому значенням порога $\tau_{j,i}$ за умови, що $j = \overline{j_0, n}$ й $i = \overline{1, L_j}$ у випадку використання мікролокальної граничної обробки.

Отже, вираз, що характеризує локальний трешолдінг, можна записати

$$\hat{f}(t) = \sum_{l=1}^{L_0} \lambda_{j_0, l} \varphi_{j_0, l}(t) + \sum_{j=j_0}^n \sum_{l=1}^{L_j} T_{j, l}(\gamma_{j, l}) \psi_{j, l}(t). \quad (3.10)$$

Локальний трешолдінг має вищу адаптивність до вихідних даних у порівнянні із глобальною граничною обробкою, що пов'язано з персоніфікацією коефіцієнтів розкладання в процедурі обробки, а саме факту застосування функцій трешолдінгу до кожного коефіцієнта деталізації.

Блоковий трешолдінг (трешолдінг Холла-Керкячаряна-Пикара) поєднує основні властивості глобального й локального способів обробки, оскільки припускає застосування тої або іншої функції $T(\gamma)$ до блоків сусідніх коефіцієнтів деталізації. Даний спосіб, подібно до способу глобального трешолдінгу, не є повною мірою адаптивним до даних. Поліпшення властивості адаптивності, тобто одержання більш істотних переваг із відношення сигнал/шум, може бути досягнуте за допомогою зменшення розмірності блоків. При цьому розподіл рівня на блоки (які не перекривають один одного) доцільно організувати відповідно до одного з наступних правил [101]:

— число коефіцієнтів деталізації рівня j є діадичним, тобто $L_j = 2^{p_j}$, $p_j \in \mathbb{N}$. У цьому випадку довжину блоків l_j за умови їхньої рівності між собою варто вибирати також по ступенях числа 2. Тоді індексування коефіцієнтів, що знаходяться у кожному із L_j/l_j блоків, повинне здійснюватися за таким порядком

$$\left\{ m_k \left| \overline{m_k = (k-1)l_j + 1, k l_j, k = 1, \frac{L_j}{l_j}} \right. \right\}; \quad (3.11)$$

— число коефіцієнтів деталізації рівня j не є діадичним (відсутність відношення пар значень). Причому $L_j \notin P$. У цьому випадку довжину блоків l_j (за умови їхньої рівності між собою) варто вибирати таким чином, щоб L_j виявилось кратним l_j . У цьому випадку індексування коефіцієнтів деталізації L_j/l_j блоків варто здійснювати аналогічно випадку діадичної довжини рівня;

— число коефіцієнтів деталізації рівня j є просте число $L_j \in P$. Тут для дотримання умови рівності довжин блоків l_j варто вибирати таким чином, щоб $L_j - 1$ з'явилося кратним l_j . Тоді, додаючи останній відлік до $\frac{L_j - 1}{l_j}$ -го блоку, отримують таку нумерацію коефіцієнтів

$$\left\{ m_k \left| \overline{m_k = (k-1)l_j + 1, k l_j, k = 1, \frac{L_j - 1}{l_j}} \right. \right\} \cup \left\{ m_k \left| \overline{m_k = (k-1)l_j + 1, k l_j + 1, k = 1, \frac{L_j - 1}{l_j}} \right. \right\}. \quad (3.12)$$

Необхідно відзначити, що при необхідності довжина блоків l_j і їх кількість на кожному рівні розкладання може бути обрано довільним чином. Отже, загальний вираз, що відповідає способу блокової граничної обробки, має вигляд

$$\hat{f}(t) = \sum_{l=1}^{L_0} \lambda_{j_{0,l}} \varphi_{j_{0,l}}(t) + \sum_{j=j_0}^n \sum_k T_{j,k} \left[\sum_{i \in m_k} \gamma_{j,i} \psi_{j,i}(t) \right]. \quad (3.13)$$

Пошук оптимального значення порога $\bar{\tau}$ полягає в знаходженні такого значення, що при найменшому зсуві відновленого сигналу забезпечується найбільше з можливих значень відношення сигнал/шум. Критерій Штайна [101] незміщеної оцінки ризику дозволяє визначити оптимальне значення

порогу $\bar{\tau}_j$, що відповідає рівню j розкладання сигналу, як аргумент деякої функції ризику $R_j(\tau_j)$, при якому дана функція приймає мінімальні значення. Емпіричні коефіцієнти деталізації $\{\gamma_{j,l} \mid l = \overline{1, L_j}\}$, що відповідають рівню j , являють собою лінійну залежність

$$\gamma_{j,l} = g_{j,l} + \sigma_j \xi_{j,l}, \quad (3.14)$$

де $\{g_{j,l} \mid l = \overline{1, L_j}\}$ — дійсні коефіцієнти деталізації сигналу;

L_j — число коефіцієнтів деталізації, розглянутих на j -му рівні розкладання.

Величина $\{\xi_{j,l} \mid \xi_{j,l} \in \text{Norm}(0, \sigma_j^2), l = \overline{1, L_j}\}$ являє собою відліки адитивного гаусового шуму з нульовим середнім і дисперсією, що дорівнює σ_j^2 . Тоді розв'язання завдання придушення шуму можна звести до пошуку оцінок $\{\hat{g}_{j,l} \mid l = \overline{1, L_j}\}$, які представляють дійсні коефіцієнти деталізації $g_{j,l} = T(\gamma_{j,l})$. Подібне оцінювання, яке здійснюється на основі емпіричних коефіцієнтів $\{\gamma_{j,l} \mid l = \overline{1, L_j}\}$ і заданого значення порогу τ_j , по суті є побудовою регресійної моделі істинних коефіцієнтів

$$\hat{g}_{j,l} = \gamma_{j,l} + \phi(\gamma_{j,l}, \tau_{j,l}), \quad (3.15)$$

де $\phi(\gamma_{j,l}, \tau_{j,l})$ — залишковий член функції трешолдінгу, записаний у загальному вигляді.

Виходячи з методу найменших квадратів, відхилення коефіцієнтів регресійної моделі (3.15) можна розглядати як деяку функцію ризику

$$R_j(\tau_{j,l}) = \sum_{l=1}^{L_j} (\hat{g}_{j,l} - g_{j,l})^2, \quad (3.16)$$

При цьому оптимальне значення порогу $\bar{\tau}_j$, що забезпечує відповідно до критерію Штайна найкраще придушення шуму сигналу, відповідає випадку, у якому функція (3.16) має глобальний екстремум

$$\bar{\tau}_j = \arg \min_{\tau_{j,i} | i \in N} R(\tau_{j,i}). \quad (3.17)$$

Підставляючи до функції ризику вираз, що характеризує регресійну модель істинних коефіцієнтів деталізації, отримують

$$\begin{aligned} R_j(\tau_{j,l}) &= \sum_{l=1}^{L_j} [\gamma_{j,l} + \phi(\gamma_{j,l}, \tau_{j,i}) - g_{j,l}]^2 = \\ &= \sum_{l=1}^{L_j} (\gamma_{j,l} - g_{j,l})^2 + \sum_{l=1}^{L_j} |\phi(\gamma_{j,l}, \tau_{j,i})|^2 + 2 \sum_{l=1}^{L_j} \phi(\gamma_{j,l}, \tau_{j,i}) (\gamma_{j,l} - g_{j,l}) \end{aligned} \quad (3.18)$$

Доданки

$$\sigma_j^2 = \sum_{l=1}^{L_j} (\gamma_{j,l} - g_{j,l})^2, \quad (3.19)$$

$$\|\phi(\gamma_{j,l}, \tau_{j,i})\|^2 = \sum_{l=1}^{L_j} |\phi(\gamma_{j,l}, \tau_{j,i})|^2, \quad (3.20)$$

являють собою дисперсію емпіричного шуму, а також деяку енергію, внесену функцією граничної обробки в коефіцієнти деталізації.

Відповідно до прийнятої моделі емпіричних коефіцієнтів $\gamma_{j,l} - g_{j,i} = \sigma_j \xi_{j,l}$, суму тричлена (3.18) можна привести до такого вигляду

$$\sigma_j \sum_{l=1}^{L_j} \phi(\gamma_{j,l}, \tau_{j,i})^2 \xi_{j,l}. \quad (3.21)$$

Після виконання низки перетворень

$$\begin{aligned} \sigma_j \sum_{l=1}^{L_j} \phi(\gamma_{j,l}, \tau_{j,i})^2 \xi_{j,l} &= \sigma_j \sum_{l=1}^{L_j} \frac{d}{d\xi_{j,l}} e^{\frac{\xi_{j,l}^2}{2}} \phi(\gamma_{j,l}, \tau_{j,i}) e^{-\frac{\xi_{j,l}^2}{2}} = \\ &= \sigma_j \sum_{l=1}^{L_j} \frac{d}{d\xi_{j,l}} \phi(\gamma_{j,l}, \tau_{j,i}) \end{aligned} \quad (3.22)$$

Після підстановки виразу (3.22), а також виразів для σ_j^2 й $\|\phi(\gamma_{j,l}, \tau_{j,i})\|^2$ у формулу ризику (3.18) отримують

$$R_j(\tau_{j,i}) = \sigma_j^2 + \|\phi(\gamma_{j,l}, \tau_{j,i})\|^2 + 2\sigma_j \sum_{l=1}^{L_j} \frac{d}{d\xi_{j,l}} \phi(\gamma_{j,l}, \tau_{j,i}). \quad (3.23)$$

Пошук оптимального значення порогу $\bar{\tau}_j$, що відбувається на підставі правила (3.17), не вимагає наявності апріорної інформації про дійсні коефіцієнти деталізації, оскільки для цієї мети слугують емпіричні коефіцієнти $\{\gamma_{j,l} \mid l = \overline{1, L_j}\}$. При знаходженні оптимального значення порогу $\bar{\tau}_j$, як мінімуму функції ризику м'якої граничної обробки з виразів (3.5), (3.15), записаних відповідно для функції м'якого трешолдінгу й регресійної моделі коефіцієнтів деталізації, видно, що залишковий член функції $\phi(\gamma_{j,l}, \tau_{j,i})$ має вигляд

$$\phi(\gamma_{j,l}, \tau_{j,i}) = -\text{sign}(\gamma_{j,l}) \tau_{j,i} \mathbf{I}(|\gamma_{j,l}| \geq \tau_{j,i}) - \gamma_{j,l} \mathbf{I}(|\gamma_{j,l}| \leq \tau_{j,i}). \quad (3.24)$$

Підставляючи цей вираз у функцію ризику, приведену до вигляду (3.18), здійснюють над другим і третім членами функції такі перетворення

$$\begin{aligned} \|\phi(\gamma_{j,l}, \tau_{j,i})\|^2 &= \sum_{l=1}^{L_j} \left[-\text{sign}(\gamma_{j,l}) \tau_{j,i} \mathbf{I}(|\gamma_{j,l}| \geq \tau_{j,i}) - \gamma_{j,l} \mathbf{I}(|\gamma_{j,l}| \leq \tau_{j,i}) \right]^2 = \\ &= \tau_{j,i}^2 \mathbf{I}(|\gamma_{j,l}| \geq \tau_{j,i}) + \sum_{l=1}^{L_j} \gamma_{j,l}^2 \mathbf{I}(|\gamma_{j,l}| \leq \tau_{j,i}) \end{aligned} \quad (3.25)$$

$$\begin{aligned} \sum_{l=1}^{L_j} \frac{d}{d\xi_{j,l}} \phi(\gamma_{j,l}, \tau_{j,i}) &= - \sum_{l=1}^{L_j} \frac{d}{d\xi_{j,l}} \text{sign}(\gamma_{j,l}) \tau_{j,i} \mathbf{I}(|\gamma_{j,l}| \geq \tau_{j,i}) - \\ &- \sum_{l=1}^{L_j} \gamma_{j,l} \mathbf{I}(|\gamma_{j,l}| \leq \tau_{j,i}) = -\sigma_j \mathbf{I}(|\gamma_{j,l}| \leq \tau_{j,i}) \end{aligned} \quad (3.26)$$

Оскільки τ_j не є функцією аргументу ξ_j і

$$\frac{d}{d\xi_{j,l}} \gamma_{j,l} = \frac{d}{d\xi_{j,l}} (g_{j,l} + \sigma_j \xi_{j,l}) = \sigma_j, \quad (3.27)$$

то функцію ризику у випадку використання м'якого трешолдінгу можна записати як

$$R_j(\tau_{j,i}) = \sigma_j^2 + \tau_{j,i}^2 \mathbf{I}(|\gamma_{j,l}| \geq \tau_{j,i}) + \sum_{l=1}^{L_j} (\gamma_{j,l}^2 - 2\sigma_j^2) \mathbf{I}(|\gamma_{j,l}| \leq \tau_{j,i}). \quad (3.28)$$

Крім того, з урахуванням симетричності нормального розподілу коефіцієнтів

$$\gamma_{j,l} \mathbf{I}(|\gamma_{j,l}| \leq \tau_{j,i}) = \gamma_{j,l} - \gamma_{j,l} \mathbf{I}(|\gamma_{j,l}| \geq \tau_{j,i}), \quad (3.29)$$

будемо мати

$$R_j(\tau_{j,i}) = \sum_{l=1}^{L_j} (\gamma_{j,l}^2 - \sigma_j^2) + \sum_{l=1}^{L_j} (\tau_{j,i}^2 - \gamma_{j,l}^2 + 2\sigma_j^2) \mathbf{I}(|\gamma_{j,l}| \geq \tau_{j,i}). \quad (3.30)$$

Як видно, сума різниць $\gamma_{j,l}^2 - \sigma_j^2$ не є функцією аргументу τ_j , тому оцінювання оптимального значення порогу τ_j представляється доцільним здійснювати на підставі лише тієї частини функції (3.30), яка об'єднана умовою $\mathbf{I}(|\gamma_{j,l}| \geq \tau_{j,i})$ або

$$\bar{\tau}_j = \arg \min_{\tau_{j,i} | i=1, L_j} \sum_{l=1}^{L_j} (\bar{\tau}_{j,i}^2 - \gamma_{j,l}^2 + 2\sigma_j^2). \quad (3.31)$$

Очевидно, що перебір усіх можливих значень порога $\tau_{j,i}$ не є раціональним. Розрахунок дисперсії σ_j^2 емпіричного шуму також виявляється проблематичним через відсутність інформації про дійсні коефіцієнти деталізації. Видається доцільним, по-перше, прийняти як значення порогу τ_j коефіцієнти деталізації, що ранжирувані за зростанням їх абсолютних значень

$$\{\tau_{j,i} = |\gamma_{pl}|, |\gamma_{pl-1}| \leq |\gamma_{pl}|, l = \overline{1, L_j}, i = \overline{1, L_j}\}. \quad (3.32)$$

По-друге, дисперсія σ_j^2 емпіричного шуму може бути замінена оцінкою $\hat{\sigma}_j^2$, що розраховується на підставі емпіричних коефіцієнтів деталізації,

$$\hat{\sigma}_j^2 = \frac{1}{L_j - 1} \sum_{l=1}^{L_j} (\gamma_{j,l} - \langle \gamma_j \rangle)^2. \quad (3.33)$$

де $\langle \gamma_j \rangle$ — середнє значення коефіцієнтів деталізації рівня j .

Очевидно, що найкраща якість пригнічення шуму досягається лише в тому випадку, коли $R_j(\tau_{j,i}) = 0$ для всіх j, i , відповідно, $2\sigma_j^2 - \gamma_{j,pk}^2 - \sum_{l=1}^{L_j} \gamma_{j,l}^2 = 0$.

Коефіцієнти $\gamma_{j,l}$, вищі або такі, що дорівнюють порогу $\gamma_{j,pk}^2$, можуть бути збережені на етапі трешолдінгу й визнані інформаційно значимими лише

тоді, коли $\sum_{l=1}^{L_j} \gamma_{j,l}^2 - 2\sigma_j^2 \geq \gamma_{j,pk}^2$.

Пошук оптимального значення порогу $\bar{\tau}_j$ при використанні жорсткої граничної обробки може відбуватися з обліком тієї обставини, що залишковий член функції жорсткого трешолдінгу має вигляд

$$\phi(\gamma_{j,l}, \tau_{j,i}) = -\gamma_{j,l} \mathbf{I}(|\gamma_{j,l}| \leq \tau_{j,i}), \quad (3.34)$$

ризик Штайна

$$\mathbf{R}_j = \sigma_j^2 + \left\| -\gamma_{j,l} \right\|^2 \mathbf{I}(|\gamma_{j,l}| \leq \tau_{j,i}) - 2\sigma_j \sum_{l=1}^{L_j} \frac{d}{d\xi_{j,l}} \gamma_{j,l} \mathbf{I}(|\gamma_{j,l}| \leq \tau_{j,i}). \quad (3.35)$$

Другий і третій члени даної функції перетворюються

$$\left\| -\gamma_{j,l} \right\|^2 \mathbf{I}(|\gamma_{j,l}| \leq \tau_{j,i}) = \sum_{l=1}^{L_j} \gamma_{j,l} \mathbf{I}(|\gamma_{j,l}| \leq \tau_{j,i}), \quad (3.36)$$

$$\sum_{l=1}^{L_j} \frac{d}{d\xi_{j,l}} \gamma_{j,l} \mathbf{I}(|\gamma_{j,l}| \leq \tau_{j,i}) = \sigma_j \mathbf{I}(|\gamma_{j,l}| \leq \tau_{j,i}), \quad (3.37)$$

а вираз (3.35) можна записати як

$$\mathbf{R}_j = \sum_{l=1}^{L_j} (\gamma_{j,l}^2 - \sigma_j^2) + \sum_{l=1}^{L_j} (2\sigma_j^2 - \gamma_{j,l}^2) \mathbf{I}(|\gamma_{j,l}| \geq \tau_{j,i}). \quad (3.38)$$

3.2. Розділення вібраційних складових тягових редукторів методом кратномасштабного аналізу

Виявлення обмежених змін у вібраційних сигналах в частотно-часовому просторі є неможливим при залученні класичного «жорсткого» перетворення Фур'є, яке представляє сигнал суперпозицією стаціонарних синусоїд та косинусоїд на різних частотах (рисунок 3.1 а) [29, 60]. Кращим методом обробки сигналів є ДВП, яке розкладає вібраційну реалізацію на вейвлет-коефіцієнти, які сигналізують про задовільну кореляцію обраного материнського вейвлета з сигналом, що розкладається. Дочірній вейвлет формується материнським вейвлетом тоді, коли масштаб вейвлет-

перетворення збігається з компонентом частоти вібраційної реалізації і фіксується збіг дочірнього вейвлету з частотним компонентом у момент його появи (рисунок 3.1 б). Розраховані вейвлет-коефіцієнти стають найбільшими на цьому масштабі й проміжку часу [102].

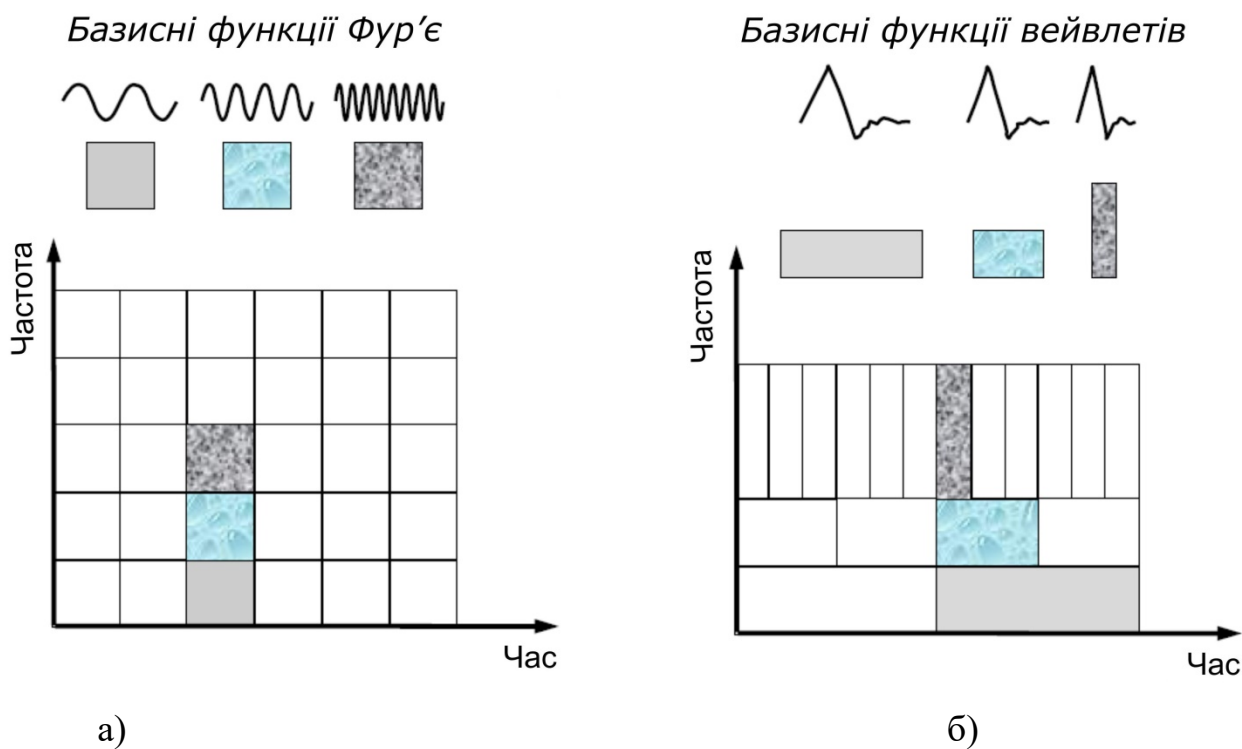


Рисунок 3.1 — Частотно-часові роздільності:

а) — Фур'є-перетворення; б) — вейвлет-перетворення

У дисертаційній роботі для отримання апроксимованої (низькочастотної) та деталізованої (високочастотної) складових за результатом розкладання сигналу використовувалось пірамідальний вейвлет-аналіз, який на верхніх рівнях розкладає тільки апроксимовані складові [95, 124, 133]. Отримання різних частотно-часових масштабів досягається завдяки використанню вейвлет-функції $\varphi(t)$ і масштабної функції $\phi(t)$, де перша відповідальна за виділення деталізованої складової, а друга за отримання апроксимованої складової розкладеної реалізації. Нестационарні короткотривалі компоненти у високому частотному діапазоні здебільшого

несуть корисну інформацію про технічний стан і ефективно виявляються ДВП.

Найбільшою властивістю ДВП є впровадження кратномасштабного аналізу, який здатен розкласти початкову реалізацію на певну кількість реалізацій на відповідних рівнях (масштабах) та відновлювати цю ж реалізацію зі збереженням усіх складових.

Рекурсивне математичне подання кратномасштабного аналізу записується

$$V_j = W_{j+1} \oplus V_{j+1} = W_{j+1} \oplus W_{j+2} \oplus \dots \oplus W_{j+n} \oplus V_n \quad (3.39)$$

де V_{j+1} — апроксимований опис вхідної реалізації на масштабі $j+1$;

W_{j+1} — деталізований опис, який виділяє короткотривалі особливості вхідного сигналу на масштабі $j+1$;

\oplus — сума двох розкладених реалізацій;

n — рівень розкладання.

Перед здійсненням ДВП слід розрахувати вейвлет-функцію $\varphi(t)$ і масштабну функцію $\phi(t)$, які мають задовольняти вимогам ортнормованості й виглядають

$$\phi_{j,n}(t) = 2^{\frac{j}{2}} \sum_n c_{j,n} \phi(2^j t - n) \quad (3.40)$$

$$\varphi_{j,n}(t) = 2^{\frac{j}{2}} \sum_n d_{j,n} \varphi(2^j t - n) \quad (3.41)$$

де c_j — масштабний коефіцієнт на масштабі j ;

d_j — вейвлет-коефіцієнт на масштабі j ;

Початкова реалізація $x_j(t)$ на масштабі j розкладається на смуги в часі $x_j(t) = (v_0, v_1, \dots, v_{N-1})$ довжиною $N = 2^j$, де J — ціле число. Для ДВП часової смуги $x_j(t)$ математичне рекурсивне подання (3.39) має вигляд

$$\text{ДВП}(x_j(t)) = 2^{\frac{(j+1)}{2}} \left(\sum_n u_{j+1,n} \phi(2^{j+1}t - n) + \sum_n w_{j+1,n} \phi(2^{j+1}t - n) \right), \quad (3.42)$$

де $0 \leq n \leq \frac{N}{2^j} - 1$;

$u_{j+1,n} = \sum_k c_{j,k} v_{j,k+2n}$, $0 \leq k \leq \frac{N}{2^j} - 1$ — апроксимована складова на масштабі $j+1$;

$w_{j+1,n} = \sum_k d_{j,k} v_{j,k+2n}$, $0 \leq k \leq \frac{N}{2^j} - 1$ — деталізована складова на масштабі $j+1$;

$d_k = (-1)^k c_{2^{p-1}-k}$, $p = \frac{N}{2^j}$.

Знаючи, що вейвлет-функції є ортонормальними й зважаючи на (3.42), реалізацію $x_j(t)$ можна відновити за коефіцієнтами $u_{j+1,n}$ і $w_{j+1,n}$ зворотнім ДВП (оскільки $V_j = W_{j+1} \oplus V_{j+1}$) [78].

Протягом експериментальних досліджень було отримано вібраційні сигнали тягового редуктора електропоїздів серії EP. У цифровому самописці зареєстрована вібраційна реалізація перетворювалася з аналогової форми в дискретну з частотою дискретизації $f_s = 46$ кГц. Розкладання ДВП розпочинається з максимальної частоти, яка відповідає частоті Найквіста $f_{\max} = 23$ кГц. Частотна смуга f_b вищого рівня n розкладання для апроксимованої версії обчислюється в межах $\left(0; \frac{f_{\max}}{2^{n-1}}\right)$ і для деталізованої версії у межах $\left(\frac{f_{\max}}{2^n}; \frac{f_{\max}}{2^{n-1}}\right)$ із наявними центральними частотами f_c (рисунок 3.2) [114].

Найкращий вейвлет обирається з великого переліку вейвлетної родини за критерієм мінімізації ентропії Шеннона розрахованих вейвлет-коефіцієнтів [91]

$$s(p) = -\sum_{i=1}^N p_i \log_2 p_i \quad (3.43)$$

де p_i — розподіл імовірностей вейвлет-коефіцієнтів.

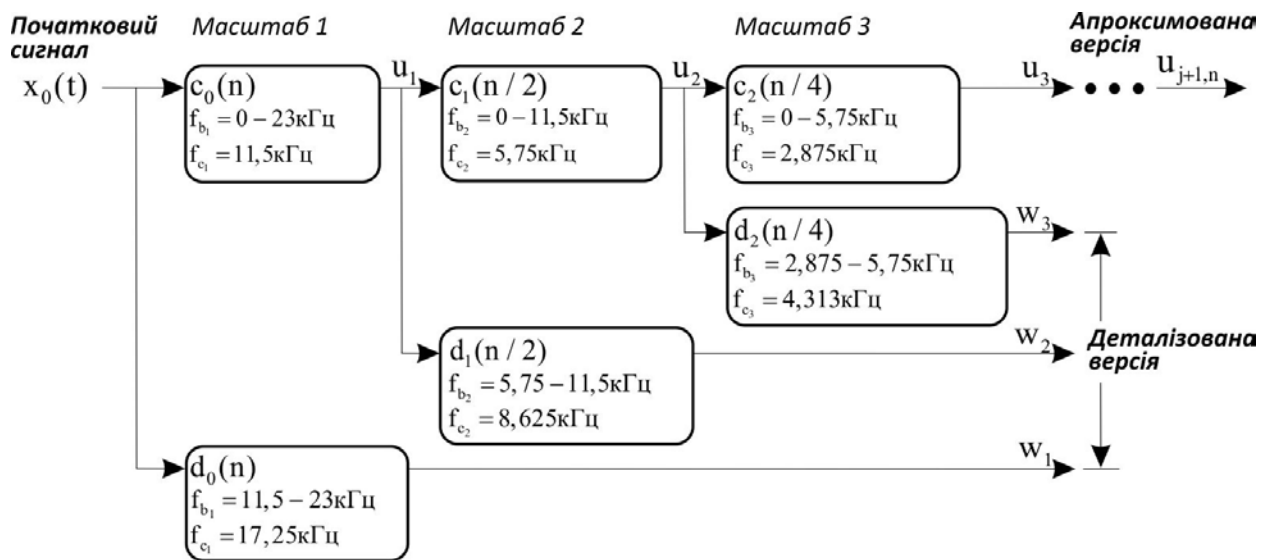


Рисунок 3.2 — Схема пірамідального ДВП

Обчислити рівень невизначеності вібраційних сигналів можна завдяки ентропії. Очевидно, що підшипник без пошкоджень має вібрацію з малою амплітудою та рівномірним розподілом, а в міру розповсюдження пошкодження з високою вірогідністю розпочинається домінування відповідних складових розподілу. При рівномірному розподілі ентропія прагне до максимуму (відповідає максимальній невизначеності) й дивергенція сягає найнижчих значень, водночас виразні імпульсні складові у вібрації знижують ентропію до мінімуму, а дивергенція максимально зростає [94]. Підтвердження цієї залежності можна побачити в дослідженнях університету Саутгемптона [130] (рисунок 3.3), де впродовж реєстрації

вібрації підшипника кочення на стенді ентропія Шеннона для підшипника без пошкоджень дорівнювала 2551, а з пошкодженнями — 1376.

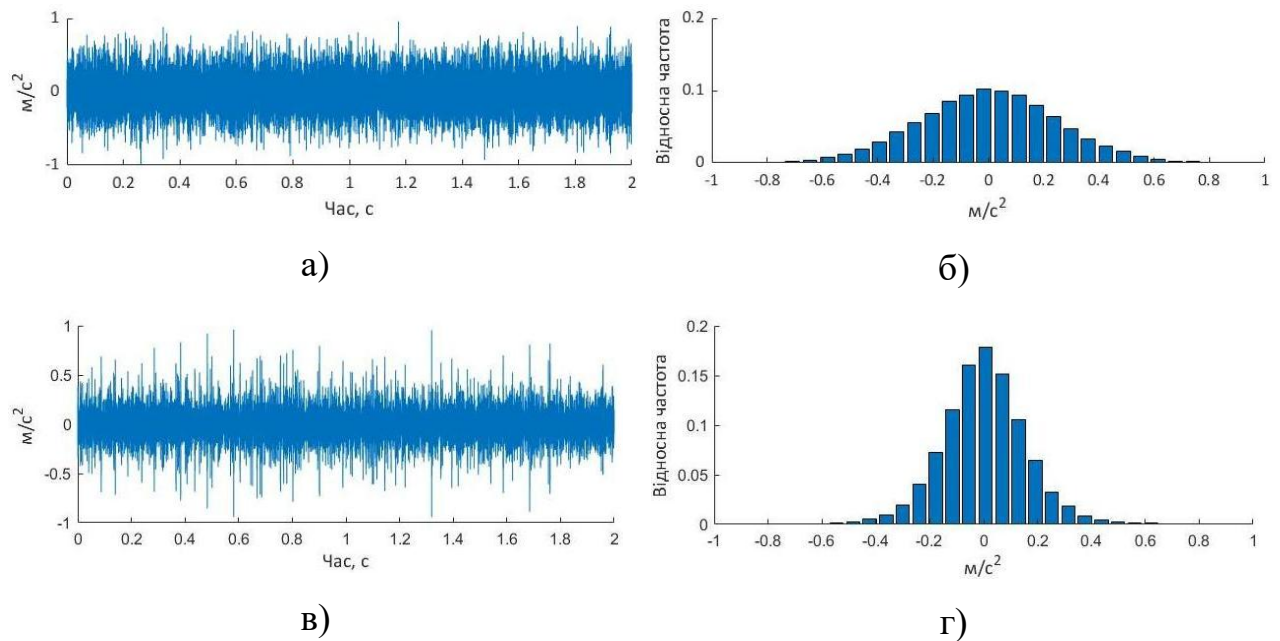


Рисунок 3.3 — Сигнали та щільність розподілу вібрації справного й несправного підшипника:

а) — вібраційний сигнал справного підшипника; б) — щільність розподілу вібрації підшипника без пошкоджень; в) — вібраційний сигнал пошкодженого підшипника; г) — щільність розподілу ймовірностей вібрації підшипника з пошкодженнями

Подібні розрахунки здійснювались для результатів ДВП зареєстрованих сигналів вібрації пошкоджених підшипників тягових редукторів електропоїздів серією ортогональних материнських вейвлетів (таблиця 3.1).

Згідно з результатами, здатність урахувати короткотривалі зміни у вібраційних реалізаціях продемонстрував вейвлет Добеші 4-го порядку, який був обраний материнським вейвлетом. Досліджено, що збільшення порядку вейвлета на впливає на довший розрахунок вейвлет-коефіцієнтів.

Таблиця 3.1 — Розрахована ентропія вейвлет-коефіцієнтів за результатами ДВП низкою материнських вейвлетів

Материнський вейвлет	Ентропія	Материнський вейвлет	Ентропія
Добеші 1-го порядку	38,82	Койфлет 3-го порядку	38,29
Добеші 2-го порядку	37,54	Койфлет 4-го порядку	37,71
Добеші 3-го порядку	36,87	Симлет 2-го порядку	38,98
Добеші 4-го порядку	36,6	Симлет 3-го порядку	38,29
Койфлет 1-го порядку	39,83	Симлет 4-го порядку	37,67
Койфлет 2-го порядку	38,98	Хаар	39,83

Основний вплив на характер вібрації підшипника кочення здійснює частота обертання валу, геометрія елементів підшипників, вид та зона розташування пошкодження. Пошкодження, що виникає, часто пов'язано з імпульсами від яких залежить й власна підшипникова вібрація, яка також зазнає модуляції періодичною силою, що здійснює збурення. Однак імпульси є не тільки індикаторами наявних пошкоджень і часто розцінюються як компоненти шуму. Упродовж поглиблення пошкоджень вібраційні реалізації стають нелінійними та нестационарними. Певні вібраційні смуги характеризуються спільними центральними частотами та інформативними відрізками, які зазнають перекриття [60].

Основним завданням ДВП є визначення вузькосмугової частотної зони з найвищим SNR, оскільки замало визначати лише періоди між помітним імпульсним збудженням. Розташоване на поверхні елемента підшипника кочення пошкодження впродовж перекочування взаємодіє з іншими елементами й продукує імпульс, який на спектрі вібрації визначається за енергетичним сплеском у високому частотному діапазоні.

3.3. Властивості фрактальних характеристик, як нової діагностичної ознаки технічного стану тягових редукторів електропоїздів

R. M. Crownover стверджує [66], що упродовж тривалого часу математичні додатки займалися гладкими й симетричними структурами, а фрактальна геометрія на відміну від евклідової базується на оцінюванні грубості асиметрії. Визначальною властивістю фракталів є самоподоба, якою володіють більшість природніх структур. Іншою проблемою, за думкою згаданого дослідника є проблема розмірності, яка виникає при застосуванні евклідової геометрії й може змінюватись залежно від відстані до об'єкта. Природні системи характеризуються локальною випадковістю й глобальним детермінізмом. У цих системах ентропія є високою, але ніколи не досягає максимального стану безладу внаслідок глобального детермінізму. Локальна випадковість і глобальний детермінізм можуть співіснувати, щоб створювати стабільну, самоподібну структуру, яка називається фракталом. Самоподоба означає, що частини в певному припущенні пов'язані з цілим. Ця властивість робить фрактал масштабно-інваріантним. Фрактальні залежності на графіках мають вигляд прямої, де обидві осі подані в логарифмічному масштабі [17].

Фрактальна розмірність D характеризує те, як предмет заповнює простір, а фрактальна розмірність часового ряду вимірює його рівень зрізаності й може вважати процес детермінованим (лінія фрактальної розмірності 1), або випадковим (лінія фрактальної розмірності 1,5). Згадана лінія може перебувати в межах від 1 до 2. У межах від 1,5 до 2 часовий ряд має більшу кількість імпульсних складових [17].

Самоподоба (інваріантність щодо зміни масштабу) або те саме, що й фрактальність. Основною характеристикою самоподібних структур є фрактальна розмірність D , упроваджена Хаусдорфом ще в 1919 році для компактної множини в довільному метричному просторі [66, 72]

Фрактали є нескінченною самоподобою, які ітеруються локально й глобально, що важко описати традиційною мовою евклідової геометрії.

Фрактали не обмежені нелінійними геометричними структурами й навіть можуть описувати процеси у часі. Фрактальні структури характеризуються фрактальною розмірністю, яка забезпечує визначення статистичного індексу для оцінки складності. Згадана розмірність може описати змінність структури за допомогою масштабу на якому відбувається обчислення. Однак на практиці фрактальні характеристики можна оцінювати лише на різних масштабах [141].

Є багато способів визначення фрактальних розмірностей і декілька способів їх оцінки, такі як:

- розмірність покриття;
- кореляційна розмірність;
- інформаційна розмірність;
- розмірність Хаусдорфа;
- розмірність Ляпунова;

Загалом фрактальна розмірність є послідовністю апроксимацій, які асоціюються зі зменшенням масштабу, що являє собою геометричний фактор простої фігури, яка й лежить в основі апроксимації [72, 141].

3.3.1. Принципи загальної фрактальної розмірності

Для визначення фрактальної розмірності вібраційного сигналу розглядається його часова форма, де по осі абсцис відкладаються відліки, а по осі ординат — значення амплітуди. Відповідно до принципу фрактальної розмірності

$$M_{\delta}(S) \sim c\delta^D \text{ при } \delta \rightarrow 0, \quad (3.44)$$

де $M_{\delta}(S)$ — зона апроксимації траєкторії сигналу S ;

δ — масштаб;

D — фрактальна розмірність траєкторії;

Базуючись на принципі загортання фрактальної розмірності, згадана розмірність вібраційного сигналу може обчислюватись мінімальним загортанням послідовності проєкцій.

Якщо функція сигналу $y = f(t)$ на часовому інтервалі $[a, b]$ поділена на m секцій δ , то $\omega_m = [a = t_0 < t_1 < \dots < t_m = b]$ і $\delta = (b - a) / m$. Задля загортання цих $m(m=1, 2, \dots)$ секцій, використовується прямокутник довжиною δ й висотою $A_i(\delta)$, яка є різницею між максимальним і мінімальним значенням сигналу на відрізку $[t_{i-1}, t_i]$ ($i = 1, 2, \dots, m$).

Мінімальне загортання часової послідовності в інтервалі $[a, b]$

$$M(\delta) = \sum_{i=1}^m M_i(\delta) = \sum_{i=1}^m A_i(\delta)\delta. \quad (3.45)$$

Варіація $A(\delta)$ визначається, як $A(\delta) = \sum_{i=1}^m A_i(\delta)$.

Зважаючи на визначення фрактальної розмірності часової послідовності, набір D_μ є мінімальною розмірністю загортання

$$M(\delta) = A(\delta)\delta \sim \delta^{D_\mu}. \quad (3.46)$$

Відомо, що

$$\langle A(\delta) \rangle = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m A_i(\delta) \quad (3.47)$$

де $\langle \rangle$ — середнє упродовж усієї тривалості в часі.

Оскільки $m * \delta$ є рівним довжині часової послідовності, то $m^{-1} \sim \delta$, і

$$\langle A(\delta) \rangle \sim \delta^{D_\mu} \quad (3.48)$$

При зростанні m відбувається падіння масштабу δ . Апроксимація вібраційної часової реалізації на масштабі, що зменшується $\delta \rightarrow 0$,

$$\langle |f(t + \delta) - f(t)| \rangle \sim \langle A(\delta) \rangle, \quad (3.49)$$

або

$$\langle |f(t + \delta) - f(t)| \rangle \sim \delta^{D_\mu}, \quad (3.50)$$

де D_μ — загальна фрактальна розмірність часової послідовності.

Загальна фрактальна розмірність обліковує статистичні й фрактальні властивості часової послідовності й обчислюється

$$D_\mu = \lim_{\delta \rightarrow 0} \frac{\ln(\langle A(\delta) \rangle)}{\ln(\delta)}, \quad (3.51)$$

Якщо незмінні фрактальні характеристики існують на всіх масштабах, то пряма лінія на графіку $\ln(\langle A(\delta) \rangle) \sim \ln(\delta)$ може припасовуватись методом найменших квадратів, а нахил цієї лінії надає приблизну оцінку фрактальної розмірності. Це можна використати для пошуку зміни структури вібраційної часової послідовності. Загальна фрактальна розмірність не чуттєва до змін умов експлуатації [141].

3.3.2. Формалізація фрактальної розмірності покриття

Алгоритм фрактальної розмірності покриття припускає належність часової форми сигналу $s(j)$ до $s(j) \subset S$, де S є набором R^n у n розмірному Евклідовому просторі. Розбиваючи R^n на кінцеву сітку, отримують вираз для фрактальної розмірності покриття

$$d_b = \lim_{r \rightarrow 0} \left(-\frac{\ln(N_r)}{\ln(r)} \right), \quad (3.52)$$

де N_r — кількість клітинок сітки шириною r .

Проягом обчислень застосовується алгоритм збільшення ширини r до значення k_r , де $k \in \mathbb{Z}^+$, а N_r обчислюється

$$P(k_r) = \sum_{j=1}^{N_0/K} \left| \max \left\{ s_{k(j-1)+1}, s_{k(j-1)+2}, \dots \right\} - \min \left\{ s_{k(j-1)+1}, s_{k(j-1)+2}, \dots \right\} \right| \quad (3.53)$$

де $j = 1, 2, \dots, N_0/k$;

$k = 1, 2, \dots, K, K < N_0$

$$N_r = P(k_r)/k_r + 1, N_r > 1 \quad (3.54)$$

Кількість клітинок сітки N_r шириною k_r можна оцінити логарифмічною кривою $(\ln(N_r) - \ln(k_r))$. Далі на цій кривій слід здійснити пошук масштабно-інваріантної зони. Загалом феномен фрактальності не завжди наявний, однак можлива демонстрація фрактальних характеристик на певному масштабі. Позначаючи k_1 і k_2 , як початок і кінець масштабно-інваріантної зони, крива $(\ln(N_r) - \ln(k_r))$ у зазначених межах має підпорядковуватись такій лінійно регресійній моделі

$$\ln(N_r) = -d_b \ln(k_r) + b. \quad (3.55)$$

Використання методу найменших квадратів дозволяє отримати нахил прямої лінії. Фрактальний розмір кривої визначається тим діапазоном, який охоплює ця крива у просторі. Як приклад, фрактальна розмірність прямої лінії дорівнює топологічній розмірності 1,0. Отже, використання фрактальної розмірності покриття як діагностичної ознаки технічного стану тягових редукторів електропоїздів за результатами оцінки їх вібрації, реалізовуватиме перелічені переваги й забезпечуватиме вищу достовірність, порівняно із класичними скалярними індикаторами [61].

3.4. Переваги методу розкладання вібраційних реалізацій за емпіричними модами

Дж. Лі та ін. зазначили [95], що недоліком кратномасштабного вейвлет-аналізу є потреба в попередньому виборі оптимального вейвлет-базису, який володіє обмеженнями при обробці вібраційних сигналів. Також згадані автори вважають, що адаптивні методи розкладання сигналів забезпечують ефективне виділення діагностичних ознак технічного стану із адитивно-мультиплікативних вібраційних сигналів завдяки адаптивному розкладанню сигналу на різні масштаби, зважаючи на власні характеристики осциляцій сигналу, що усуває штучний вплив попередньо обраної материнської вейвлет-функції.

Уперше метод PEM був запропонований Н. Хуангом у 1998 році [87]. PEM може розкласти сигнал адаптивно, зважаючи на його власну структуру та відкидаючи потребу попереднього вибору базисних функцій, що і є фундаментальною відмінністю від ШПФ та ДВП. PEM розкладає сигнал на кінцеві компоненти (ВФМ) та залишок, де миттєва частота ВМФ має фізичне значення. ВФМ є природніми осциляційними модами, які вбудовані в сигнал і визначаються саме сигналом, а не попередньо обраними ядрами. Сигнал може вважатись ВФМ, якщо задовольняються дві умови:

- упродовж усієї тривалості сигналу кількість максимумів і мінімумів має дорівнювати кількості нульових перетинів сигналу або різниця має бути не більше одного;

- у будь-якій точці середнє значення верхньої і нижньої обвідної має дорівнювати нулю.

Відповідно до двох сформульованих умов існування ВФМ для сигналу $x(t)$ ($t > 0$), алгоритм PEM, запропонований Хуангом є таким [63, 83]:

- 1) визначення всіх екстремумів (максимумів і мінімумів) сигналу, що аналізується. З'єднання усіх максимальних і мінімальних точок кубічним сплайном (КС) для побудови верхньої $u(t)$ та нижньої $v(t)$ обвідної;

2) визначення середнього значення кривої $m_1(t)$, як середнє значення верхньої та нижньої обвідної;

3) відокремлення $m_1(t)$ від $x(t)$: $x(t) - m_1(t) = h_1(t)$. У ідеалі, якщо $h_1(t)$ задовольняє двом раніше згаданим умовам, то її можна вважати першою ВФМ сигналу $x(t)$;

4) якщо $h_1(t)$ не задовольняє вимогам, тоді слід замінити $x(t)$ на $h_1(t)$ і повторити кроки 1) — 3) для розрахунку середнього значення $m_{11}(t)$. Якщо $h_{11}(t) = h_1(t) - m_{11}(t)$ задовольняє вимогам ВФМ, тоді $h_{11}(t)$ призначається першою ВФМ сигналу $x(t)$. Якщо вимоги знову не задоволені, то слід заново повторити зазначені кроки k раз допоки $h_{1,k}(t) = h_{1,k-1}(t) - m_{1,k}(t)$ не задовільнить вимогам приналежності до ВФМ. Нехай $c_1(t) = h_{1,k}(t)$ і $c_1(t)$ є першою ВФМ;

5) відокремити $c_1(t)$ від $x(t)$ і отримати залишок $r_1(t) = x(t) - c_1(t)$. Далі обрати $r_1(t)$, як оригінальний сигнал і повторити кроки 1) — 4) для розрахунку другої ВФМ;

6) здійснити обчислення третьої, четвертої ... та n -ої ВФМ;

7) зупинити розкладання тоді, коли залишок міститиме не більше одного екстремуму.

Насамкінець оригінальний сигнал набуде вигляду

$$x(t) = \sum_{i=1}^n c_i(t) + r_n(t) \quad (3.56)$$

На рисунку 3.4 здійснюється розкладання вібраційного сигналу передньої кришки тягового редуктора електропоїзда довжиною 1024 відліки за методом PEM.

За умовами розкладання з початкового сигналу отримані вісім ВФМ, інформативність яких у подальшому може оцінюватись за енергетичним наповненням у відповідних частотних діапазонах.

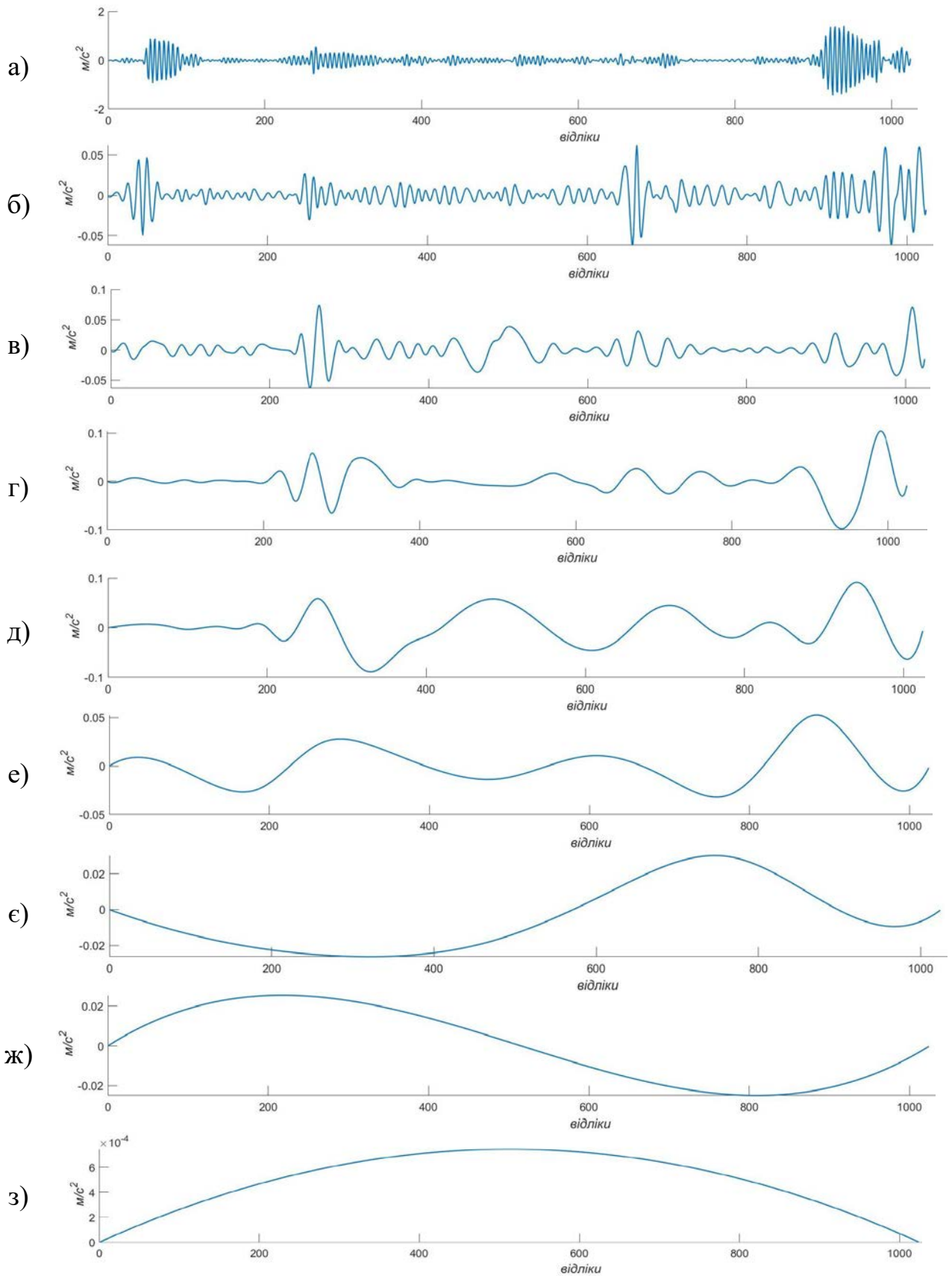


Рисунок 3.4 — Обробка вібраційного сигналу методом РЕМ:

- а) — початковий сигнал; б) — ВФМ1; в) — ВФМ2; г) — ВФМ3; д) — ВФМ4;
 е) — ВФМ5; є) — ВФМ6; ж) — ВФМ7; з) — ВФМ8

3.5. Висновки до 3 розділу

1. Визначення ефективності застосування порогової вейвлет-фільтрації для усунення шуму у високочастотному діапазоні зареєстрованих вібраційних реалізацій тягових редукторів електропоїздів доцільно здійснювати із залученням розрахованих величин четвертого центрального моменту. Оскільки ексцес володіє високою чутливістю до імпульсного наповнення, що свідчить про наявні пошкодження, то за його величиною слід порівнювати ефективність виділяти шуканий частотний діапазон різними методами.

2. Зважаючи на нестационарність сигналів вібрації тягового редуктора електропоїзда й необхідність здійснювати облік безлічі інформативних складових обмеженої тривалості, як материнський вейвлет для ДВП брався вейвлет Добеші 4-го порядку. Мінімальне значення розрахованої ентропії Шеннона використовується як критерій пошуку ефективного вейвлету із безлічі відомих вейвлетів.

3. Установлена прийнятність теорії фракталів здійснювати аналіз часових вібраційних послідовностей, які мають нестационарні й нелінійні характеристики. Запропоновано впроваджувати в технологію вібраційного діагностування тягових редукторів електропоїздів нову діагностичну ознаку фрактальної розмірності покриття, яка забезпечить кращий облік корисних складових вібраційних реалізацій порівняно із загальноживаними ознаками та потребує простіших обчислень у порівнянні з іншими способами визначення фрактальної розмірності.

4. Метод розкладання за емпіричними модами вібраційних сигналів тягових редукторів електропоїздів характеризується простотою та позбавлений обтяжливих підготовчих процедур. Отримані внутрішні функції мод дозволяють обирати прийнятний частотний діапазон для здійснення подальших обчислень.

РОЗДІЛ 4

УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ВІБРОДІАГНОСТУВАННЯ КОЛІСНО-РЕДУКТОРНИХ БЛОКІВ ЕЛЕКТРОПОЇЗДІВ НА ТО-3 Й ПР-1

4.1. Виявлення несправностей КРБ електропоїздів упродовж ПР-1 стандартними та вдосконаленими заходами

Згідно з правилами ТО й ПР електропоїздів і електросекцій ЦТ-0046 ПР-1 проводиться кожні 55 — 65 діб і його тривалість становить 12 годин [31]. Огляд електропоїзда та виявлення зауважень здійснює майстер дільниці який перед початком ремонту оглядає весь електропоїзд (за допомогою оглядового молотка, спеціального каліброваного лому та ліхтаря). Зокрема за екіпажною частиною контролюються такі параметри:

- зсув фланця пружної муфти у вертикальній площині має перебувати в діапазоні 2,0 — 4,0 мм;
- відстань між зовнішніми площинами фланців пружної муфти у вертикальній площині має бути в діапазоні 158,0 — 170,0 мм;
- зазори між ковзунами надресорного бруса та кузова — не менше 35 мм;
- відстань між болтами фланців пружної муфти та болтами кришки редуктора — не менше 3 мм;
- зазори між краями прорізу запобіжної планки та хвостовиком редуктора по горизонталі — не менше 8 мм;
- зазори між краями прорізу запобіжної планки та хвостовиком редуктора по вертикалі — не менше 10 мм;
- зазор між запобіжною вилкою серги підвіски й запобіжною гайкою (пластиною), між запобіжною пластиною і вушком;
- огляд привалочних болтів;
- огляд болтів підшипникового щита;

— стяжні болти корпусу редуктора;
— перевіряється сумарний радіальний зазор підшипників підвіски редуктора;

— заміряний осьовий розбіг в опорному вузлі редуктора має бути не більше:

1) EP1, EP2, EP9E, EP9П — 1,4 мм;

2) EP2P, EP2T, EP9T, ED2T, ET2 — 0,8 мм.

— вибірково за заздалегідь сформованим графіком відбувається прослуховування фонендоскопом від 4 до 6 КРБ в електропоїзді. Домкратами вивіщується КРБ, здійснюється живлення ТЕД напругою 110 В від джерела постійного струму для набуття колісною парою частоти обертання не вище 100 хв^{-1} . Зокрема прослуховуються тяговий редуктор, моторно-якірні й буксові підшипники;

— осьовий розбіг валу малої шестерні, здійснюючи погойдування валу ломиком (при осьовому переміщенні більше 1,2 мм здійснити ревізію тягового редуктора КРБ).

Якщо осьовий розбіг валу малої шестерні знаходиться в межах допусків, тоді додають мастило в опорні підшипники тягового редуктора, до корпусів редукторів, у підшипники вузла малої шестерні, а також в моторно-якірні підшипники ТЕД та допоміжних машин.

Дані вимірів заносяться майстром або техніком дільниці до карти замірів, що вклеюється до журналу форми ТУ-28 при кожному ТО-3 та ПР-1.

Якщо дані замірів перевищують норми допусків і зношень, треба зробити регулювання, ремонт або заміну відповідних деталей і вузлів.

Для ревізії тягового редуктора КРБ здійснюється відчеплення вагону від поїзда маневровим тепловозом із подальшим транспортуванням до іншого оглядового стійла для розбирання. Для цього кузов вагону підіймають на домкратах, відчіпляють дроти живлення ТЕД, викочують візок, за допомогою крану знімають ТЕД та транспортують КРБ до колісно-редукторного відділення для подальшого розбирання. Після розбирання вузли тягового

редуктора очищують від бруду, мастила та перевіряють їх технічний стан. При виявленні незадовільного технічного стану вузлів тягового редуктора їх замінюють на справні та збирають КРБ. Якщо технічний стан згаданих вузлів виявився задовільним, КРБ також збирають та за допомогою крану встановлюють на випробувальний стенд, де здійснюється обкочування згідно з технічними картами впродовж 30 — 40 хв у кожному напрямку обертання. Якщо після випробувань технічний стан КРБ відповідає експлуатаційним нормам, його знову віддають в експлуатацію.

Слід зауважити, що неодноразово траплялись випадки, коли візуальний огляд або прослуховування КРБ на оглядовому стійлі визнавало тяговий редуктор непридатним до експлуатації та ухвалювалося рішення відправки на ремонт, однак після розбирання жодної несправності виявлено не було, що призводило до втрати багато часу (викочування КМБ з-під вагону з подальшим транспортуванням та розбиранням КРБ триває біля 4 годин при відведеній нормі часу на весь ПР-1 — 12 год).

Як зазначалося в 1 розділі, в нинішній системі ПР механічних вузлів електропоїздів для визначення технічного стану КРБ використовується тепловий метод, а також прослуховування за допомогою фонендоскопа. У дисертаційній роботі удосконалення технології діагностування КРБ пропонується досягати додатковим упровадженням до наявних технологічних процесів методу вібродіагностування, який дозволить уникати надмірного бракування, що може з'явитись при розбиранні КРБ упродовж проведення ПР-1, оскільки розбирання здійснюється за вказівками майстра після появи підозр у несправності КРБ на оглядовому стійлі. У разі підтвердження несправності запровадженням вібродіагностування є можливість здійснити глибше діагностування несправного редуктора та виявити можливі приховані несправності, що сприятиме якісному виконанню ремонту КРБ.

4.2. Виділення вібраційних частотних смуг тягових редукторів методами дискретного вейвлет-перетворення та розкладання за емпіричними модами

Експериментальні дослідження здійснювались у моторвагонних депо на випробувальному стенді. Досліджувались вібраційні реалізації тягових редукторів КРБ електропоїзда ЕР2Т, які перебували в таких станах:

- 1) справний;
- 2) недостатня кількість мастила в редукторі;
- 3) знос ролика підшипника передньої кришки редуктора;
- 4) тріщина кільця підшипника передньої кришки редуктора;
- 5) відкол зуба шестерні тягового редуктора;
- 6) руйнування підшипника редуктора й тріщина зуба шестерні [24].

Колісна пара КРБ розкручувалась до частоти обертання 219 хв^{-1} . Вібрація реєструвалася у широкому частотному діапазоні $0 — 9 \text{ кГц}$ віброакселерометром, що кріпився до поверхні підшипникової кришки тягового редуктора і в цифровому самописці відбувалося перетворення вібраційної реалізації в дискретну форму з частотою дискретизації $f_s = 46 \text{ кГц}$ (рисунок 4.1) [6, 77].

Отримані в 2 розділі результати моделювання вібрації підшипників кочення тягових редукторів електропоїздів дозволяють відшукати вузькосмугові частотні діапазони вібрації підшипника кочення передньої кришки тягового редуктора в зареєстрованих вібраційних сигналах упродовж експериментальних досліджень на випробувальному стенді, залучивши метод ДВП і адаптивний метод РЕМ. Вібраційні сигнали є суперпозицією резонансної вібрації, що збуджується внаслідок ударів, спричинених наявними пошкодженнями і частотою зубозачеплення [139].

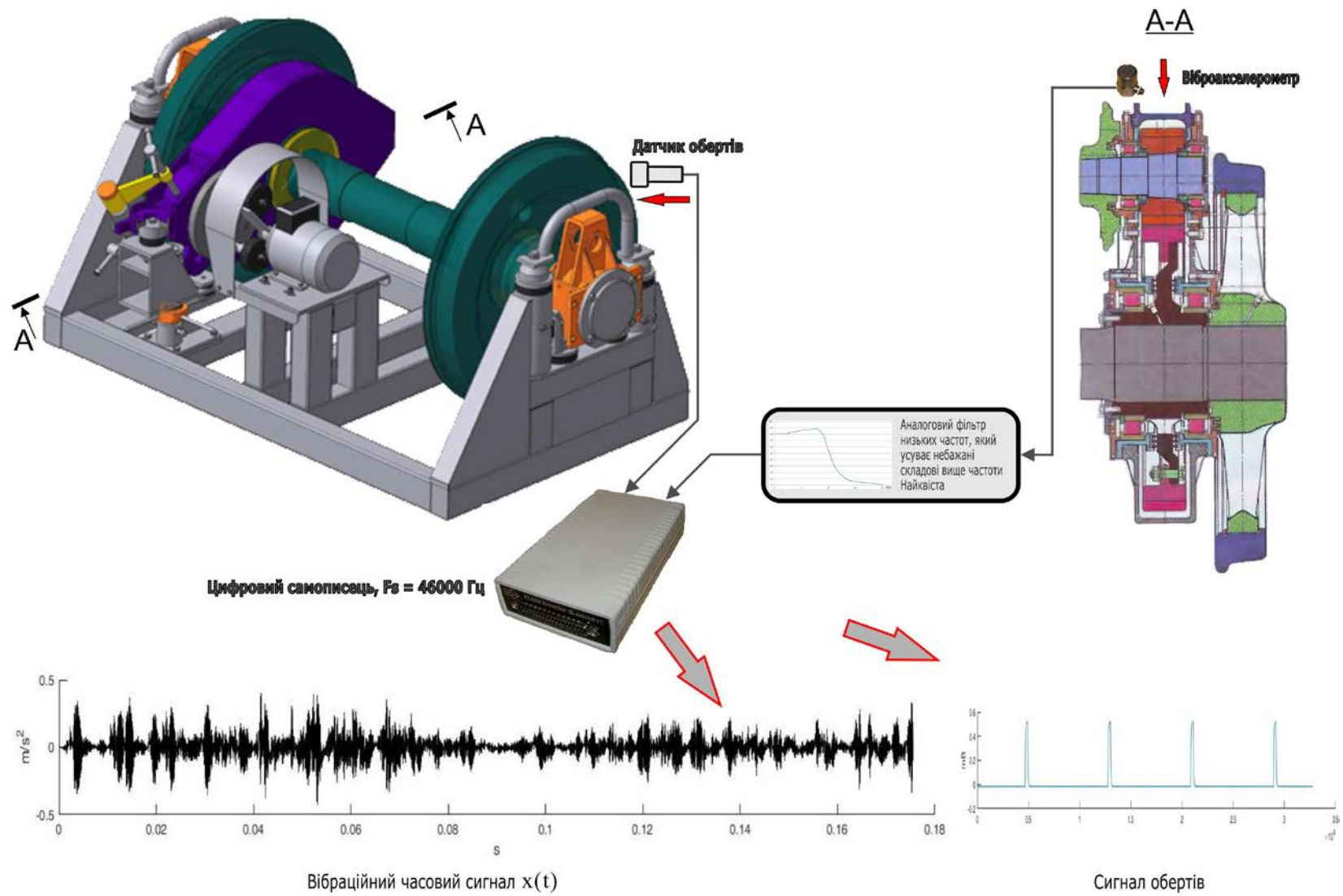
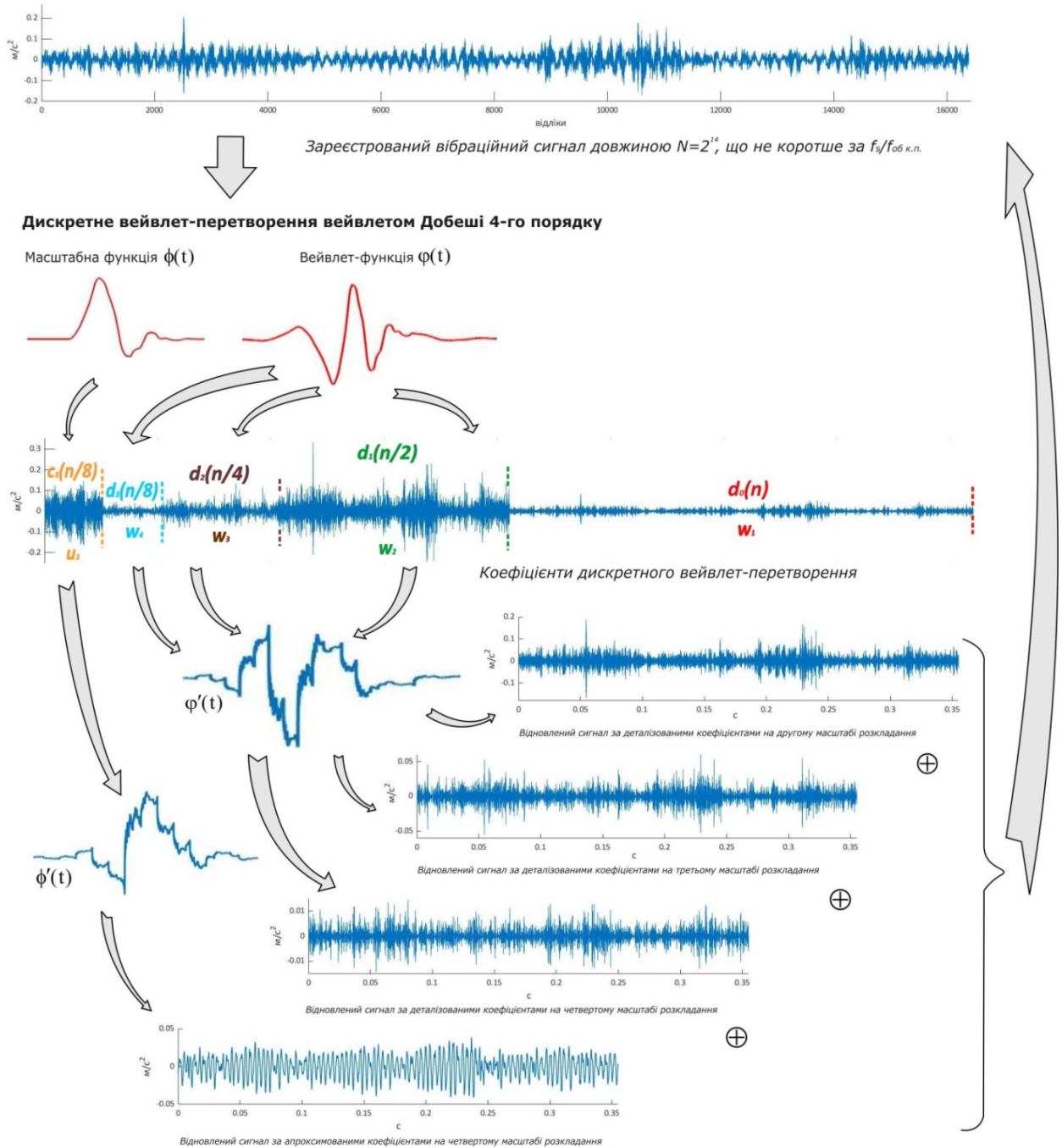


Рисунок 4.1 — Засоби для реєстрації вібраційних реалізацій КРВ електропоїздів на стенді

Особливості прямого й зворотного ДВП наведені на рисунку 4.2, де на відновлених сигналах за деталізованими коефіцієнтами на 2 — 4 масштабі розкладання добре видно численні імпульси різної природи. Першим масштабом розкладання знехтували, оскільки верхній робочий частотний діапазон вібрдатчика є меншим (9 кГц).



Зворотне дискретне вейвлет-перетворення відновленою масштабною функцією $\phi'(t)$ і вейвлет-функцією $\phi'(t)$

Рисунок 4.2 — Схема прямого й зворотного ДВП вібраційної реалізації тягового редуктора електропоїзда серії EP

Залучення автокореляції як ефективного діагностичного інструменту дозволяє визначати імпульсний характер виділених частотних відрізків завдяки встановленню самоподоби вібраційної реалізації на відповідних інтервалах часу [146]

$$\hat{R}(k) = \frac{1}{(N-k)\sigma^2} \sum_{t=1}^{N-k} (v_t - \mu)(v_{t+k} - \mu) \quad (4.1)$$

де k — інтервал у часі між відліками.

За процесами, які змінюються з плином часу, доцільно спостерігати на корелограмі (графік автокореляції), де можна стежити за амплітудами вібраційних реалізацій, які розділені відрізками часу. Розраховані коефіцієнти автокореляції відкладаються на осі ординат корелограми, а відліки часу наносяться на вісь абсцис. Спроможність автокореляції ідентифікувати інформативні компоненти у вібраційних сигналах, визначає її цінність як інструментарію, який здатен розв'язувати важливі завдання діагностування [27, 32].

На спектрі вібрації у широкому частотному діапазоні сигналу, який відновлений із деталізованих коефіцієнтів на другому масштабі розкладання ДВП (рисунок 4.3 а) зафіксований резонансне збудження навкруги центральної частоти $f_{c_2} = 8,625$ кГц у частотному відрізку $f_{b_2} = 5,75 - 9$ кГц. На жаль фрагмент часового подання вібрації не здатен надати розлогої інформації щодо наявних рис періодичності в імпульсному наповненні (рисунок 4.3 б). Водночас на корелограмі (рисунок 4.3 в) з'являються окреслені контури імпульсної періодичності. Спектр ДВП третього масштабу розкладання (рисунок 4.3 г) продемонстрував зміщення резонансного збудження ліворуч у напрямку частотного відрізка, який згадувався на рисунку 3.2, а шукана періодичність на корелограмі (рисунок 4.3 е) зникає. Так само на спектрі ДВП четвертого масштабу розкладання відслідковується зміщення ліворуч резонансного збудження в околиці частотного діапазону $f_{b_4} = 1,438 - 2,875$ кГц із $f_{c_4} = 2,156$ кГц. На корелограмі (рисунок 4.3 з) за всією

довжиною з'являється виразна періодичність зі зниженням імпульсної амплітуди.

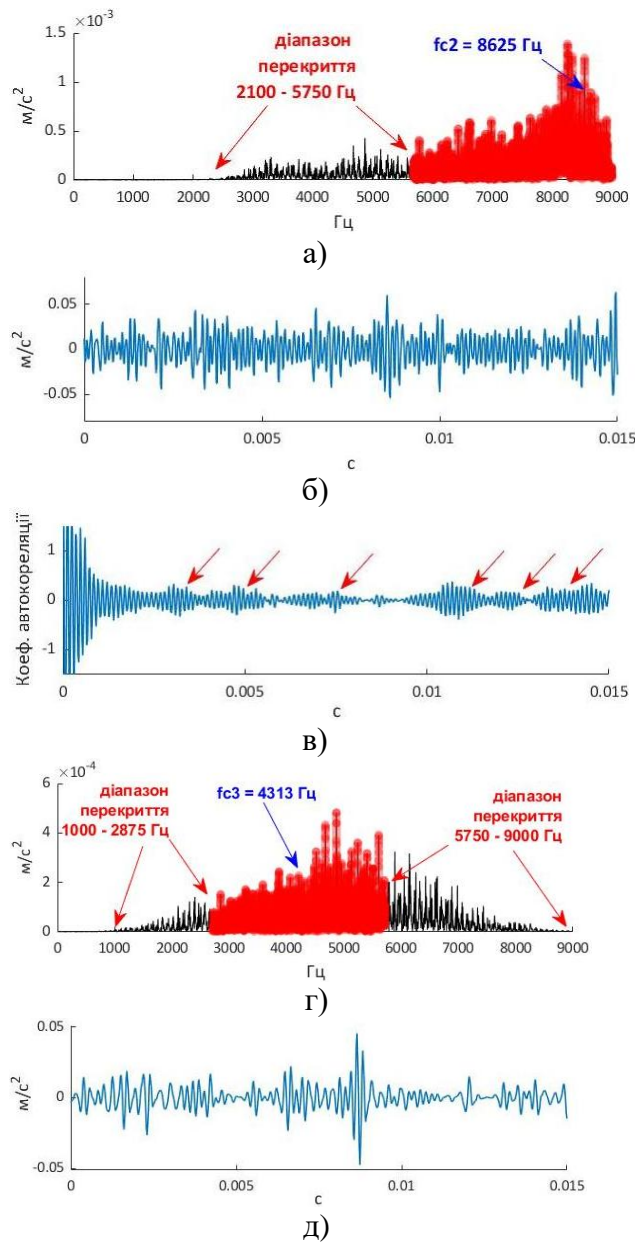


Рисунок 4.3 — Відновлені сигнали із деталізованих вейвлет-коефіцієнтів: а, г, — широкосмугові спектри вібрації на 2, 3 масштабах розкладання; б, д — часові форми вібрації на 2, 3 масштабах розкладання; в — корелограма на 2 масштабі розкладання

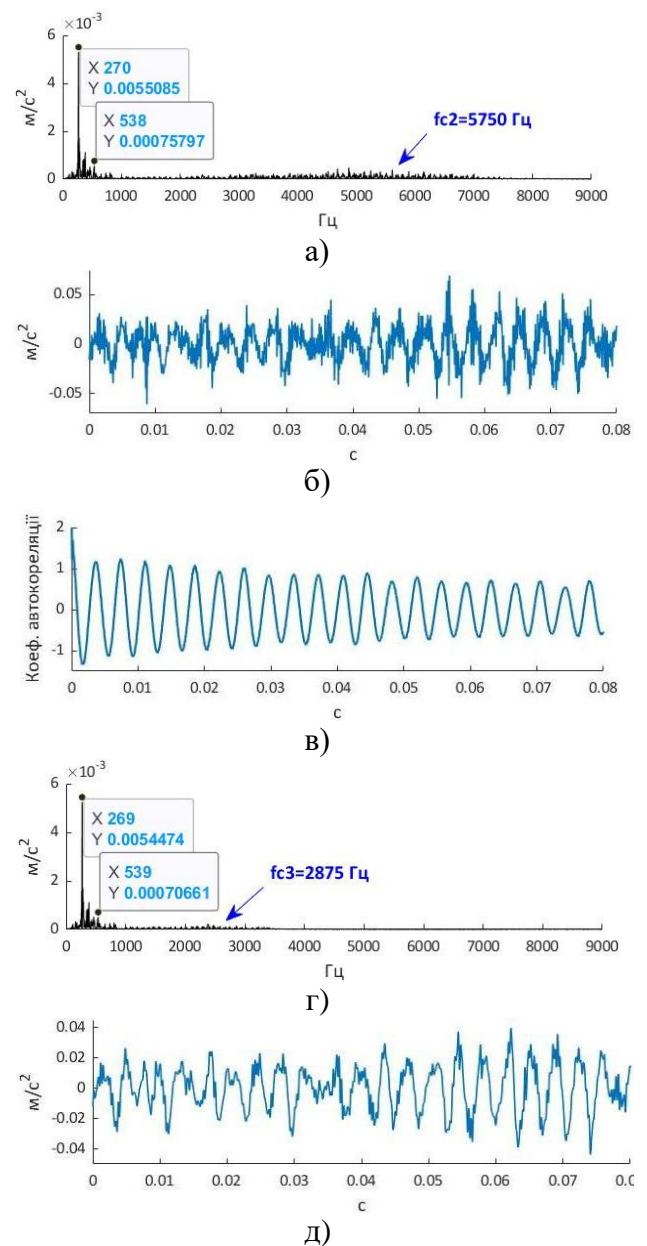
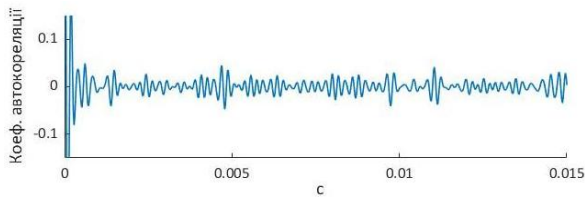
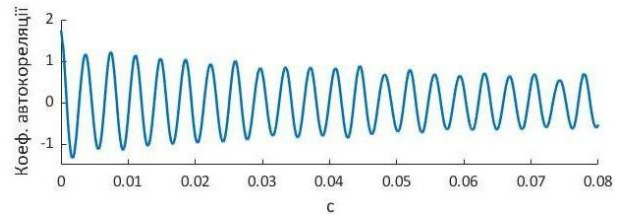


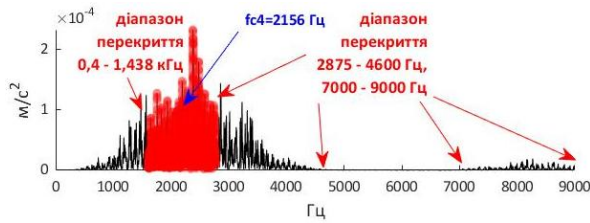
Рисунок 4.4 — Відновлені сигнали із апроксимованих вейвлет-коефіцієнтів: а, г — широкосмугові спектри вібрації на 2, 3, масштабах розкладання; б, д — часові форми вібрації на 2, 3 масштабах розкладання; в — корелограма на 2 масштабі розкладання



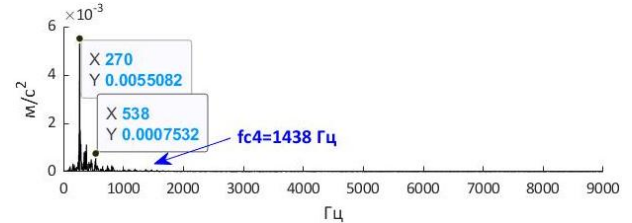
е)



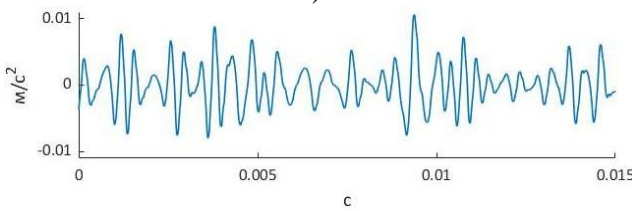
е)



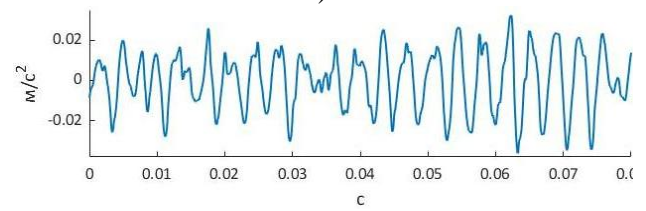
е)



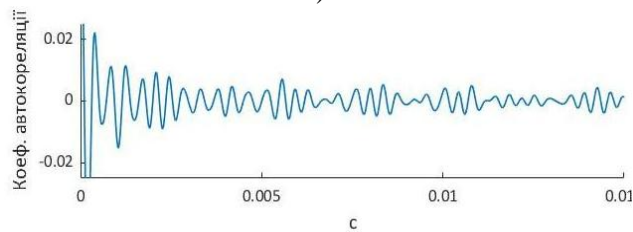
е)



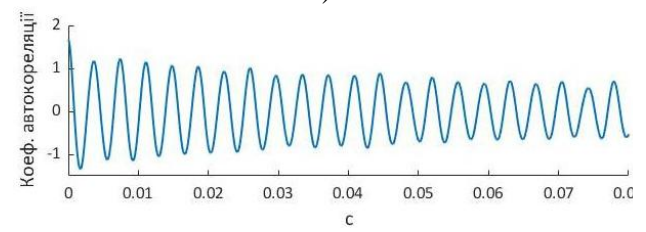
ж)



ж)



з)



з)

Продовж. рисунку 4.3 — Відновлені сигнали із деталізованих вейвлет-коефіцієнтів: ϵ — спектр вібрації на 4 масштабі розкладання; ж — часова форма вібрації на 4 масштабі розкладання; е , з — корелограми на 3, 4 масштабах розкладання

Продовж. рисунку 4.4 — Відновлені сигнали із апроксимованих вейвлет-коефіцієнтів: ϵ — спектр вібрації на 4 масштабі розкладання; ж — часова форма вібрації на 4 масштабі розкладання; е , з — корелограми на 3, 4 масштабах розкладання

Корелограма сигналу за результатами ДВП на другому масштабі розкладання (рисунок 4.3 в) найбільш схожа на класичне визначення автокореляційної функції білого шуму — найвища величина на осі ординат при нульовому значенні осі абсцис і нульова величина за всією ординат на ненульових значеннях абсцис [146] і тому згадана корелограма серед інших

корелограм найліпше демонструє імпульсне й шумове поєднання. Зі зростанням масштабів розкладання складові шуму знижуються, оскільки відбувається процес зсуву в бік нижніх частотних відрізків унаслідок особливості кратномасштабного аналізу, яка називається субдискретизацією.

На трьох широкосмугових спектрах вібрації (рисунок 4.3 а, г, є) зафіксовані енергетичні збудження, які перебувають за межами обчислених на рисунку 3.2 частотних діапазонів на відповідному масштабі розкладання. Пояснити цю властивість можна спільним недоліком ортогональних вейвлетів — неможливістю реєструвати компоненти, що тривають обмежений час на одному масштабі розкладання [136].

Усі сигнали, які були відновлені з апроксимованих коефіцієнтів на всіх масштабах розкладання ДВП на власних корелограмах продемонстрували виразні періодичні складові (рисунок 4.4, в, е, з).

Подібна сильно виражена періодичність на корелограмах із повністю нейтралізованими випадковими складовими, пов'язана з особливостями пірамідального ДВП, де на кожній апроксимованій версії розкладання відбувається поява виразної низькочастотної вібраційної складової з двома гармоніками зубозачеплення f_{z1} та f_{z2} . Ці гармоніки є детермінованими складовими, які характеризують особливість вібрації зубозачеплення й унеможливають використання відновлених сигналів за апроксимованими коефіцієнтами на всіх масштабах розкладання ДВП для знаходження корисних складових, що притаманні підшипниковим пошкодженням.

Індикатором наявного пошкодження підшипника слід вважати характерну періодичність складових імпульсів на корелограмах сигналів, які отримані за відповідним масштабом розкладання у відповідних частотних діапазонах. Ця періодичність указує на послідовну взаємодію пошкодженої ділянки елемента підшипника впродовж перекочування. Привертають увагу виразні імпульси, які мають неперіодичний характер і які можна використовувати як діагностичну ознаку початкового пошкодження елемента підшипника. Ці імпульси відрізняються від більшості інших імпульсів, які

фіксуються разом із шумом. Як індикатор наявності імпульсів у вібраційних реалізаціях обирається коефіцієнт ексцесу, який вважається найкращим інструментом для розв'язання цього завдання та нечутливий до відхилень частот обертання й змін навантажень [91]

$$\gamma = \frac{\frac{1}{N} \sum_{j=1}^N (v_j - \mu)^4}{\left(\frac{1}{N} \sum_{j=1}^N (v_j - \mu)^2 \right)^2}, \quad (4.2)$$

де μ — математичне сподівання, м/с^2 .

Ексцес підшипника без пошкодження та з пошкодженням (рисунок 3.3) $\gamma_{\text{справний}} = 3,01$, $\gamma_{\text{пошкодж}} = 4,92$ [130], що вкотре засвідчило необхідність залучення цього коефіцієнта для оцінки стану підшипника, внаслідок залежності обчисленої величини від наявного імпульсного збудження.

У таблиці 4.1 занесені обчислені величини ексцесу для відновлених сигналів за апроксимованими й деталізованими коефіцієнтами на обраних масштабах розкладання.

Таблиця 4.1 — Ексцес сигналів, що зазнали відновлення після ДВП

Перелік відновлених сигналів	Ексцес
із апроксимованих коефіцієнтів на 2 масштабі розкладання	2,87
із апроксимованих коефіцієнтів на 3 масштабі розкладання	2,41
із апроксимованих коефіцієнтів на 4 масштабі розкладання	2,33
із деталізованих коефіцієнтів на 2 масштабі розкладання	6,25
із деталізованих коефіцієнтів на 3 масштабі розкладання	5,75
із деталізованих коефіцієнтів на 4 масштабі розкладання	4,74

Установлено, що найбільший ексцес 6,25 у сигналі, який відновлений за деталізованими складовими на 2 масштабі розкладання. Цей сигнал має найвище збудження в околиці частот $f_{b_2} = 5,75 - 9$ кГц, яку доцільно обрати

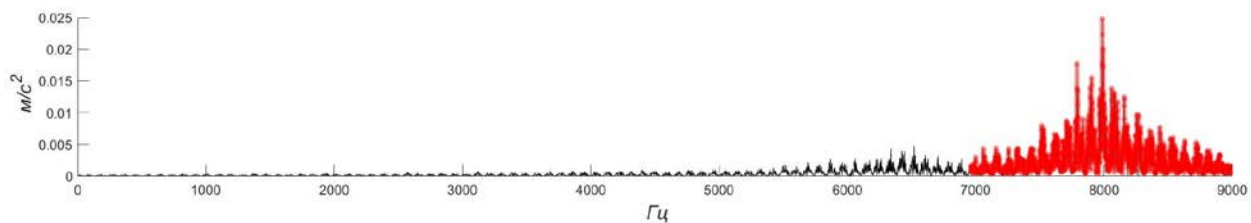
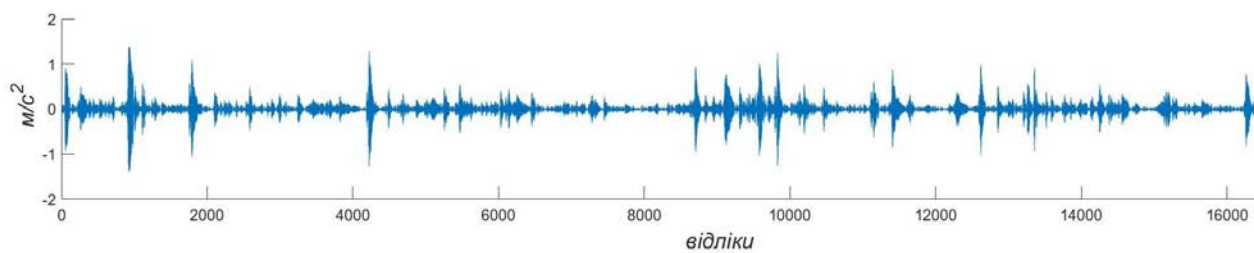
для наступних досліджень із використанням інших методів для визначення виду пошкодження підшипника кочення.

T. Liu та ін. [98] зазначають, що перетворення Фур'є та вейвлет-перетворення належать до «жорстких» методів розкладання, на відміну від «розрідженого» методу PEM. Перші потребують залучення певного базису, який конструюється незалежно від сигналу й характеризуються неминучим витком енергії, який у випадку реалізації ДВП пов'язаний із обмеженою довжиною базисної вейвлет-функції. Після обрання дослідниками базисної вейвлет-функції та рівня розкладання, очікувані результати міститимуть відновлені сигнали на фіксованому масштабі, чиї частотні компоненти лише залежать від частоти дискретизації початкового сигналу. Отже, за своєю природою вейвлет-перетворення не є адаптивним методом обробки сигналів [63].

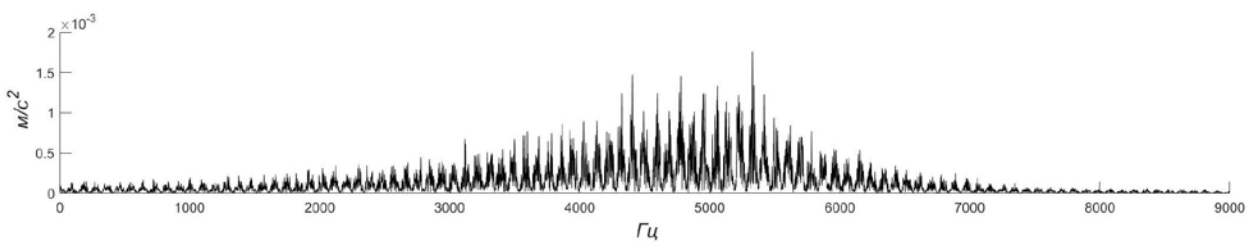
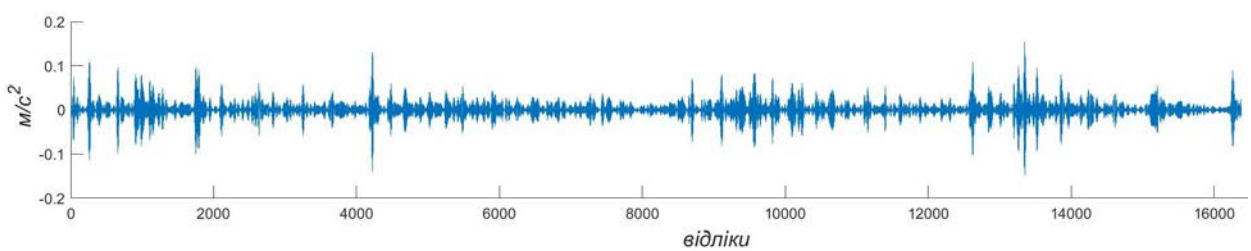
Частотні компоненти, що містяться в кожній ВФМ не тільки пов'язані з частотою дискретизації, а також можуть змінюватися при безпосередній зміні початкового сигналу, який є амплітудо- й частотно- модульованим. PEM є адаптивним методом й може застосовуватись до розкладання нестационарних і нелінійних сигналів. У випадку сильних фазових модуляцій вузькосмугова фільтрація не може впоратись із розділенням інформативних частотних смуг [63].

Варто зазначити, що метод PEM подібний до ДВП фільтрацією початкового сигналу різними ортогональними фільтрами у високо- й низькочастотних діапазонах [71].

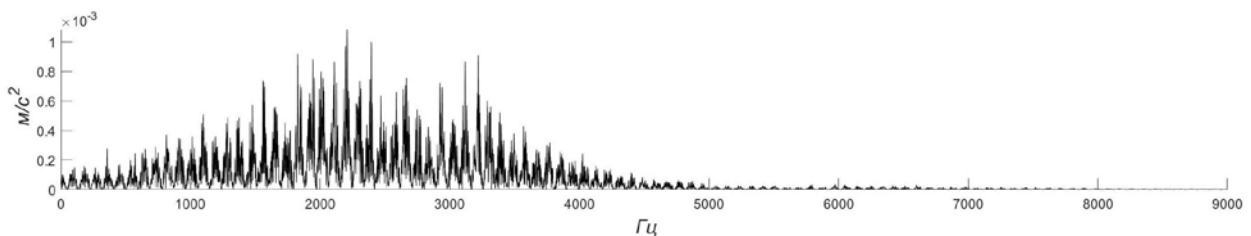
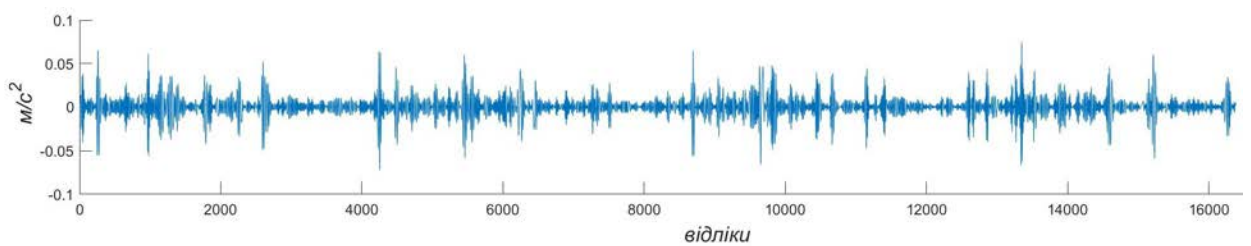
На рисунку 4.5 наведені ВФМ (6 із 14), які отримані за результатом реалізації методу PEM вібраційного сигналу з пошкодженим підшипником передньої кришки тягового редуктора, який використовувався і для ДВП (рисунки 4.2 — 4.4). Решта ВФМ (7 із 14) не наводились, оскільки інформативність із кожною вищою ВФМ знижується, зміщенням спектральних складових до 0 Гц.



а)



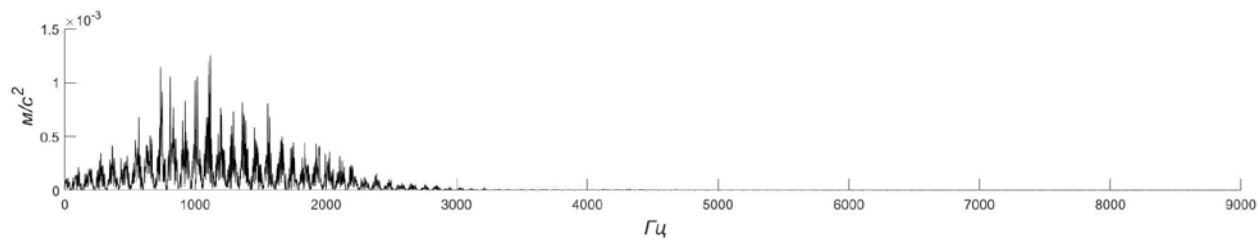
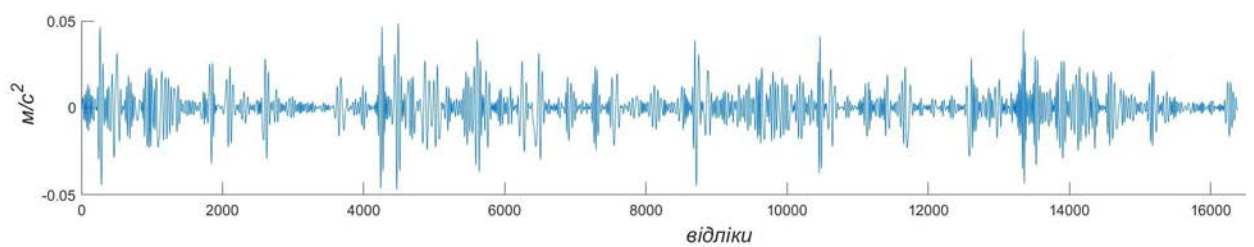
б)



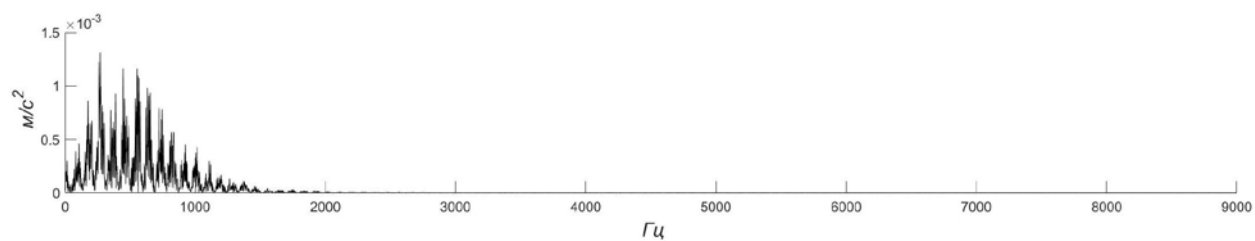
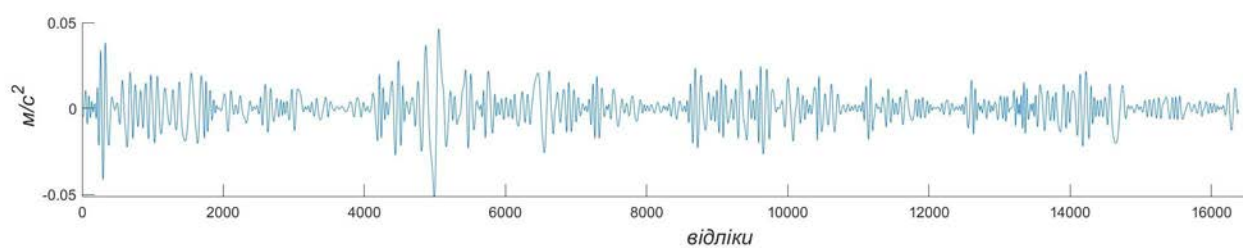
в)

Рисунок 4.5 — ВФМ та їх широкосмугові спектри:

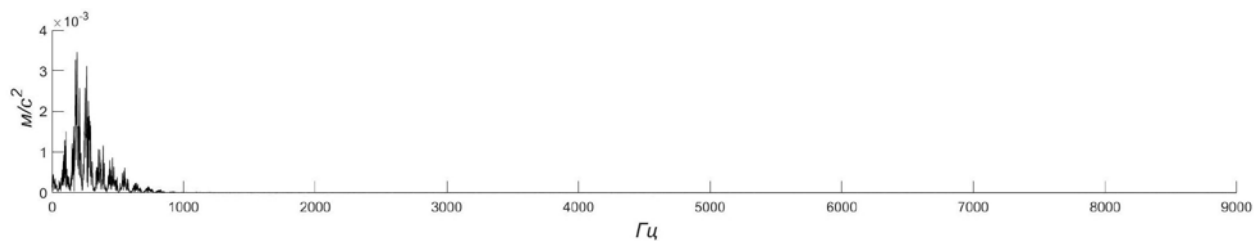
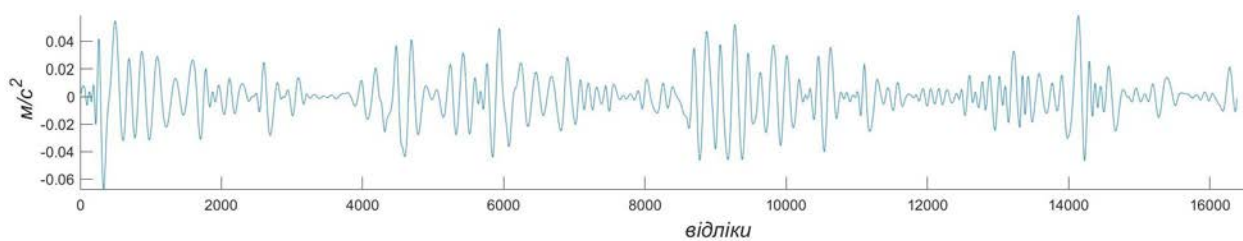
а) — 1ВФМ; б) — 2ВФМ; в) — 3ВФМ



г)



д)



е)

Продовж. рисунку 4.5 — ВФМ та їх широкосмугові спектри:

г) — 4ВФМ; д) — 5ВФМ; е) — 6ВФМ

Широкопasmовий спектр вібрації 1ВФМ містить сильно виражений енергетичний сплеск у межах частотного діапазону 7 — 9 кГц із $\gamma = 8,37$ (рисунок 4.5 а), а широкопasmовий спектр вібрації 2ВФМ найвище резонансне збурення зосередив в околицях частот 3 — 6,5 кГц (рисунок 4.5 б).

Отже, залучення методу РЕМ для пошуку частотної смуги підшипникового вібраційного збудження у високочастотному діапазоні позбавлене серйозних недоліків ДВП із сильного перекриття спільних частотних смуг на різних рівнях відновлення за деталізованими вейвлет-коефіцієнтами (рисунок 4.3 а), г). Натомість точність виділення низькочастотного діапазону вібрації зубчастого зачеплення значно вища за результатами відновлення за апроксимованими вейвлет-коефіцієнтами в межах ДВП (рисунок 4.4 а, г, є) з $\gamma = 2,87$, що є вищий за $\gamma = 2,11$ для 6ВФМ.

Отже, в подальшому для виділення вібрації зубчастого зачеплення із зареєстрованих вібраційних реалізацій використовується ДВП із відновленням сигналу із апроксимованих вейвлет-коефіцієнтів, а для отримання підшипникової вібрації залучається метод РЕМ і обирається перша ВФМ.

4.3. Застосування скалярних індикаторів TALAF, ТНІКАТ для визначення пошкоджень елементів тягових редукторів

На рисунку 4.6 наведені зареєстровані впродовж експериментальних досліджень вібраційні реалізації тягових редукторів, що перебували у різних технічних станах.

Зростання енергетичного рівня у низько- та середньочастотному діапазонах свідчить про наявність складових зубозачеплення, модуляційних бічних смуг, ударів короткої тривалості тощо (рисунки 4.6, 4.7). Високочастотний діапазон наповнений переважаючими випадковими складовими,

що ототожнюється згідно з попередніми твердженнями з вібрацією підшипників (рисунок 4.7).

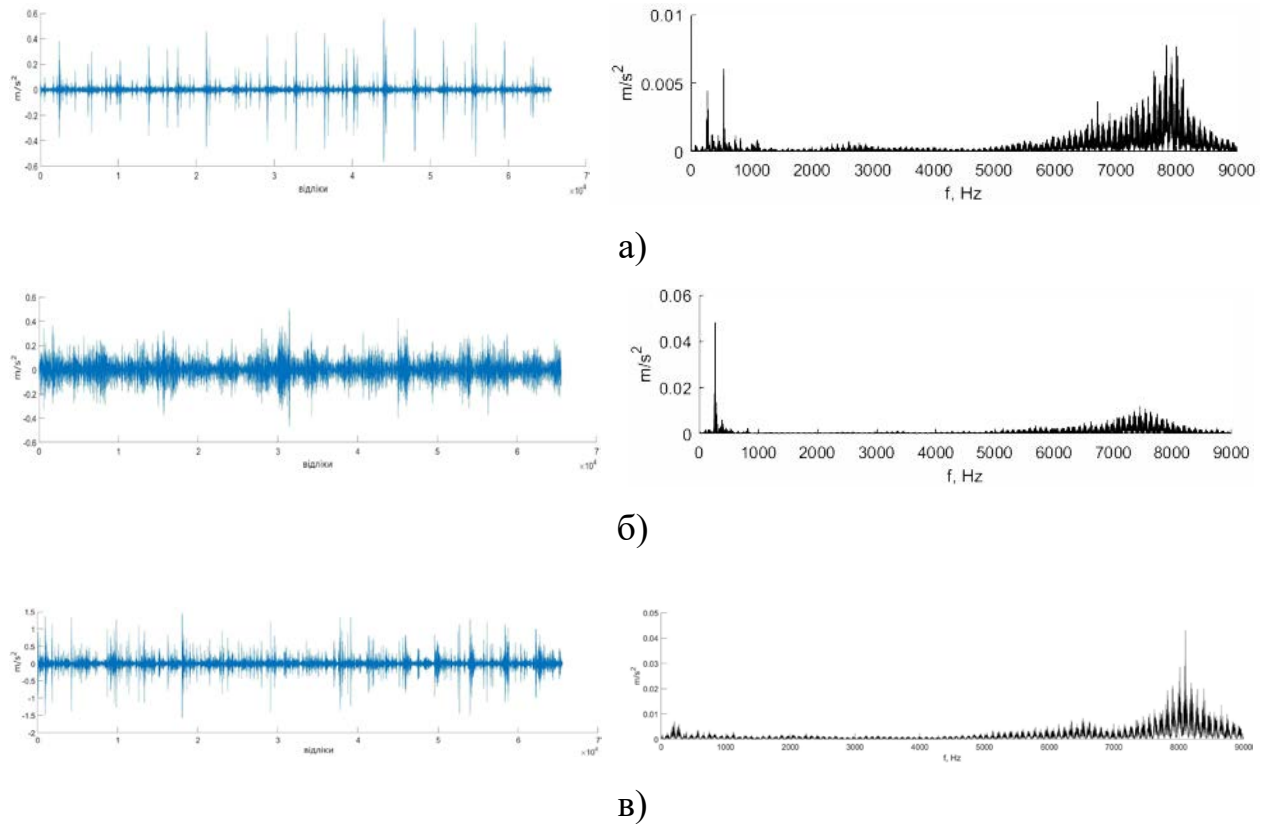


Рисунок 4.6 — Зареєстровані вібраційні сигнали редукторів:

- а) — сигнал та широкосмуговий спектр вібрації справного редуктора без мастила; б) — сигнал та широкосмуговий спектр вібрації редуктора з несправним підшипником; в) — сигнал та широкосмуговий спектр вібрації несправного зубчастого зачеплення й підшипника

На рисунку 4.8 наведені розраховані величини найпоширенішого індикатора СКЗ, який не дозволяє виявляти пошкодження на ранній стадії оскільки це значення суттєво не змінюється доти поки рівень не досягне передаварійного стану. Найнижчий рівень СКЗ має справний редуктор часова форма сигналу якого наповнена численними імпульсами внаслідок браку мастила (рисунок 4.6 а). У широкому частотному діапазоні найвище значення СКЗ у несправного підшипника й редуктора, у вузькосмугових діапазонах однозначної переваги СКЗ у цієї несправності нема.

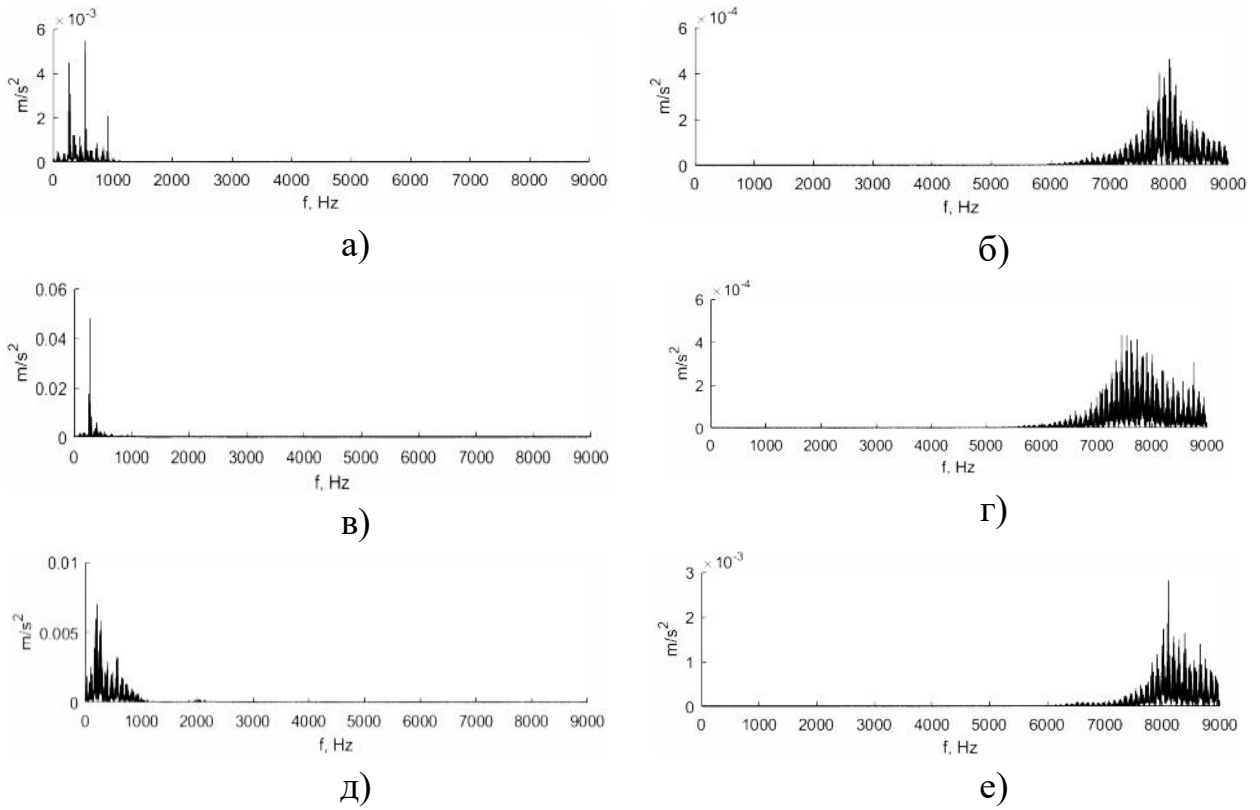


Рисунок 4.7 — Виділені вузькосмугові спектри вібрації:

- а) — низькочастотний спектр вібрації справного редуктора без мастила;
- б) — високочастотний спектр вібрації справного редуктора без мастила;
- в) — низькочастотний спектр вібрації редуктора з несправним підшипником;
- г) — високочастотний спектр вібрації редуктора з несправним підшипником;
- д) — низькочастотний спектр вібрації несправного зубчастого зачеплення й підшипника; е) — високочастотний спектр вібрації несправного зубчастого зачеплення й підшипника

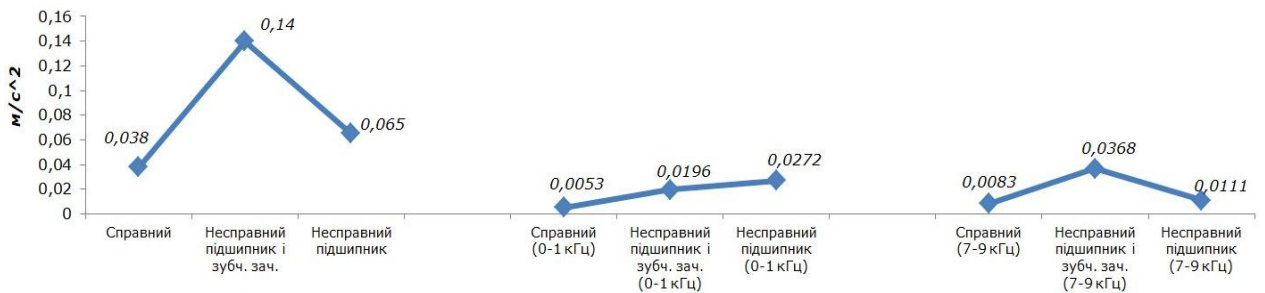


Рисунок 4.8 — СКЗ редукторів у різних технічних станах і різних частотних діапазонах

Далі визначались величини хрест фактору, ексцесу та двох нових індикаторів із назвами TALAF, ТНІКАТ (рисунок 4.9), які вперше були запропоновані в роботі [126], базуючись на результатах моделювання

$$\text{TALAF} = \log\left[Ku + \frac{\text{RMS}}{\text{RMS}_0}\right] \quad (4.3)$$

де Ku — ексцес (четвертий центральний момент вібрації);

RMS — поточне значення СКЗ, м/с^2 ;

RMS_0 — значення СКЗ для справного редуктора, м/с^2 ;

$$\text{ТНІКАТ} = \log\left[(Ku)^{CF} + \left(\frac{\text{RMS}}{\text{RMS}_0}\right)^{\text{Peak}}\right] \quad (4.4)$$

де $CF = \frac{a_{\text{peak}}}{a_{\text{RMS}}}$ — хрест фактор;

a_{peak} — пікове значення вібрації, м/с^2 .

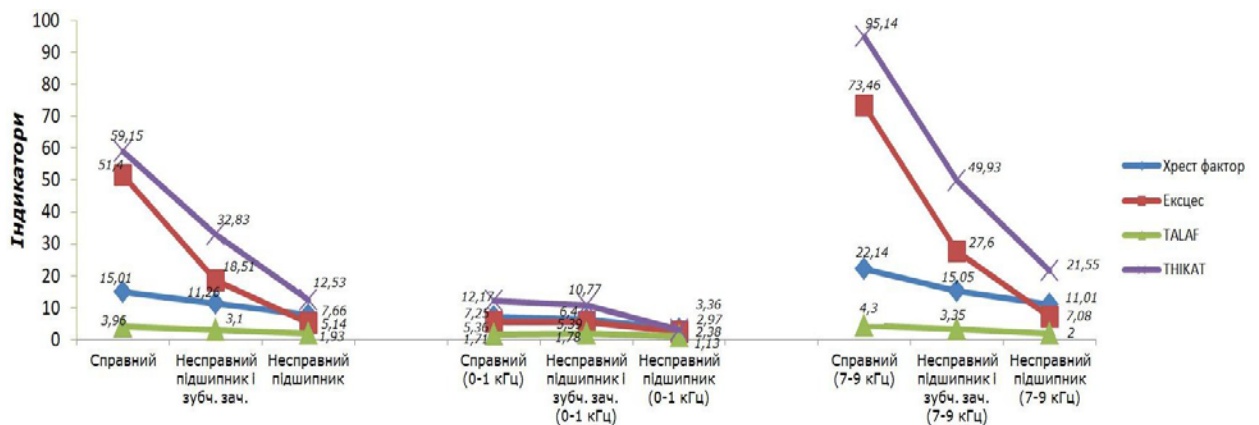


Рисунок 4.9 — Розраховані величини хрест-фактору, ексцесу, TALAF, ТНІКАТ у різних частотних діапазонах

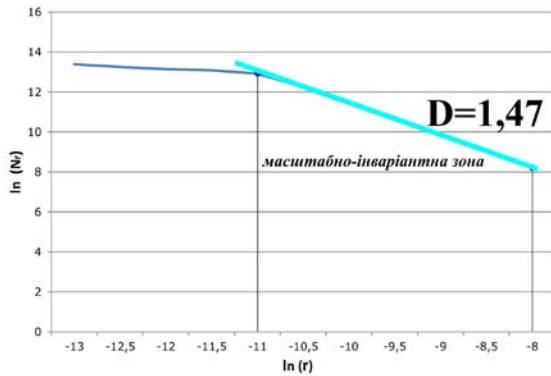
Хрест фактор та ексцес менше залежать від рівня сигналу проте є чутливими до імпульсного характеру вібраційних реалізацій і можуть

забезпечити ранішнє виявлення суттєвих змін у вібраційних сигналах, які пов'язані з появою імпульсних складових. У широкому частотному діапазоні та у діапазонах 0 — 1 кГц, 7 — 9 кГц найвищі значення демонструє справний редуктор без мастила, а найнижчі — редуктор із руйнуванням підшипника. Досліджено [126], що певний спад TALAФ притаманний розвинутому пошкодженню, а стрімке зростання сигналізує про передаварійний стан. Отримані результати поведінки нового індикатора є достовірними лише для двох видів несправності редуктора. Натомість ТНІКАТ покликаний суттєво доповнювати TALAФ інформацією, яка дозволяє діагностові впевнено ухвалювати рішення про припинення експлуатації обладнання, яке вже має пошкодження. Протягом зростання кривої ТНІКАТ діагност не повинен вживати жодних превентивних заходів аж доти, поки не з'явиться негативний схил, що сигналізуватиме про аварійний стан. Головна перевага у використанні ТНІКАТ замість ексцесу полягає в тому, що останній демонструє високі значення на ранішніх стадіях розвитку пошкодження, а в технічно справному редукторі без мастила (рисунок 4.6 а) величина ексцесу є найвищою з-поміж аналогічних значень для інших двох редукторів зі зруйнованою шестернею і підшипником (рисунок 4.6 б, в), що надає повністю викривлені результати і ймовірність ухвалення хибних рішень є дуже високою.

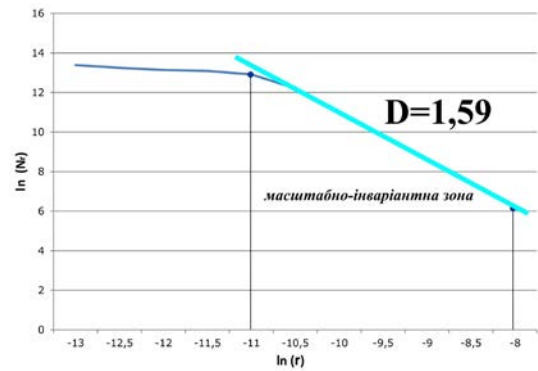
4.4. Обчислення фрактальної розмірності покриття для різних технічних станів тягових редукторів електропоїздів

Отримані завдяки ДВП та РЕМ вузькосмугові вібраційні реалізації у низьких та високих частотних діапазонах досліджувались на наявність ознаки фрактальності. На рисунку 4.10 видно, що побудовані логарифмічні криві мають лінійні ділянки в масштабно-інваріантних зонах. Цей факт

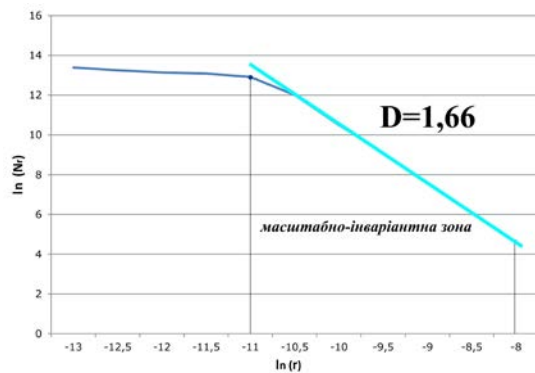
доводить придатність отриманих вібраційних сигналів до застосування фрактального аналізу.



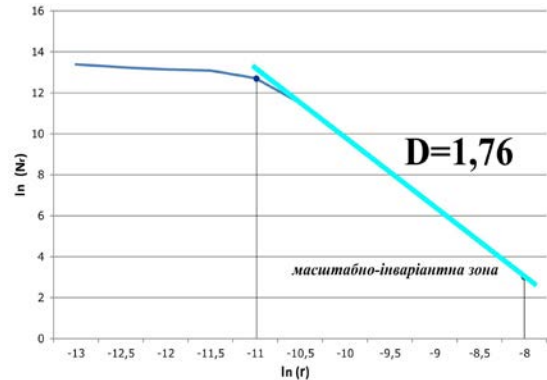
а)



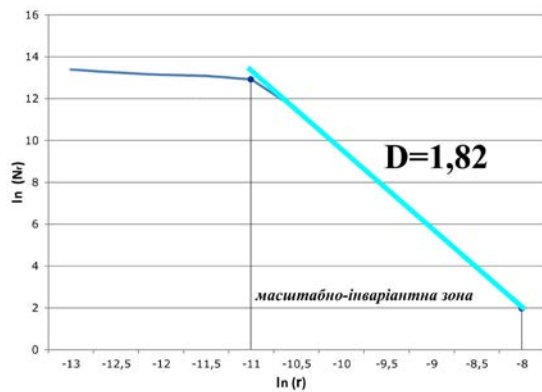
б)



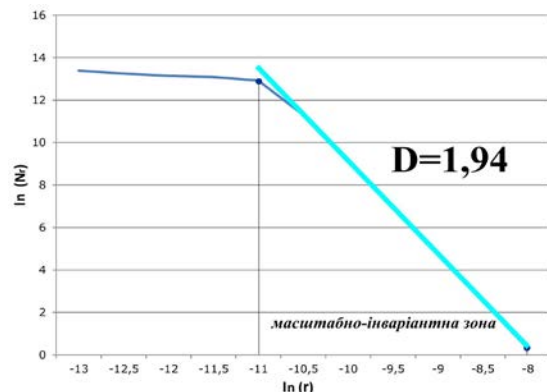
в)



г)



д)



е)

Рисунок 4.10 — Фрактальні логарифмічні криві, які відповідають різним технічним станам тягових редукторів:

- а) — справний; б) — недостатня кількість мастила в редукторі; в) — знос ролика підшипника передньої кришки редуктора; г) — тріщина кільця підшипника передньої кришки редуктора; д) — відкол зуба шестерні тягового редуктора; е) — руйнування підшипника редуктора й тріщина зуба шестерні

Найменше значення фрактальної розмірності $D = 1,47$ відповідає справному тяговому редуктору КРБ електропоїзда, а найвище — $D = 1,94$ належить тяговому редуктору зі зруйнованим підшипником і тріщиною зуба шестерні.

Обчислені фрактальні розмірності покриття зведені до таблиці 4.2, яка демонструє високу інформативність цих значень із класифікації технічного стану тягових редукторів.

Таблиця 4.2 — Результати обчислення фрактальної розмірності покриття для різних вібраційних реалізацій

	<i>Величини фрактальної розмірності покриття</i>										<i>Середнє значення</i>
	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	
<i>Стан 1</i>	1,47	1,44	1,49	1,43	1,44	1,45	1,47	1,42	1,46	1,44	1,45
<i>Стан 2</i>	1,59	1,54	1,63	1,57	1,57	1,53	1,55	1,56	1,56	1,58	1,57
<i>Стан 3</i>	1,66	1,68	1,62	1,63	1,61	1,61	1,6	1,68	1,69	1,67	1,65
<i>Стан 4</i>	1,76	1,79	1,77	1,73	1,74	1,73	1,78	1,76	1,78	1,77	1,76
<i>Стан 5</i>	1,82	1,8	1,8	1,81	1,84	1,83	1,82	1,83	1,82	1,84	1,82
<i>Стан 6</i>	1,94	1,91	1,91	1,92	1,96	1,95	1,95	1,93	1,93	1,94	1,93

4.5. Прогнозування технічного стану тягових редукторів електропоїздів дискретними стохастичними моделями

Зазвичай підхід до аналізу послідовностей спостережень, що перебувають в хронологічному порядку полягає в їх розкладанні на такі складові:

- сезонність;
- тренд;

— залишки (ірегулярні компоненти).

Зниження точності прогнозування може пов'язуватись із приховуванням залишками тренду і сезонності. Тому здатність прогнозувати складові тренду й сезонності визначає ефективність певних методів, оскільки прогнозування залишків є неефективним [103].

Поєднання методів авторегресії (AR) і ковзного середнього (MA) формує ARMA-модель, яка здатна моделювати послідовності у часі.

AR-модель

$$Y_t = c + \sum_{i=1}^p \varphi_i Y_{t-i} + \varepsilon_t \quad (4.5)$$

де c — константа;

p — порядок моделі;

Y_t — значення послідовності за часом t ;

φ_i — коефіцієнти моделі;

ε_t — залишок за часом t .

Модель ковзного середнього (MA)

$$Y_t = c + \sum_{i=1}^q \theta_i \varepsilon_{t-i} + \varepsilon_t \quad (4.6)$$

де θ_i — коефіцієнти моделі;

q — порядок моделі

Визначення ARMA-моделі

$$Y_t = c + \varepsilon_t + \sum_{i=1}^p \varphi_i Y_{t-i} + \sum_{i=1}^q \theta_i \varepsilon_{t-i} \quad (4.7)$$

Прогнозування значення Y_t здійснюється авторегресійною моделлю, спираючись на лінійну функцію апроксимації обмеженого числа p попередніх

значень Y_t . Авторегресійна модель є непотрібною, коли збільшується залишок і тоді може стати в нагоді модель ковзного середнього, яка описує послідовності як лінійні комбінації величин залишків, однак самостійне використання моделі ковзного середнього поширення не набуло. Оцінювання майбутніх значень Y_t ARMA моделлю відбувається із припущенням про низький вплив залишку ε_t . Складна та нестационарна зміна величин у виробничих процесах не в змозі обліковуватись ARMA моделями, які використовують лінійні часові ряди для обчислення тренду й здійснення прогнозування майбутніх величин [145]. Для приведення початкових даних до стаціонарності здебільшого використовують диференціювання різного порядку і на наступному етапі припасовують ARIMA модель. Для самого прогнозування величин використовують стаціонарну часову форму, яка в подальшому зазнає перетворення для набуття початкових рис.

Розв'язання завдання з приведення до стаціонарності послідовностей у часі з ознаками нестационарності під силу ARIMA моделі

$$\left(1 - \sum_{i=1}^p \varphi_i L^i\right) (1-L)^d Y_t = \left(1 + \sum_{i=1}^q \theta_i L^i\right) \varepsilon_t + c \quad (4.8)$$

де $L=Y_{t-1}/Y_t$ — оператор зсуву (лаг);

d — порядок диференціювання.

Форма (p, d, q) визначає порядок ARIMA моделі, де p — порядок авторегресійної складової, d — порядок диференціювання, q — порядок складової ковзного середнього.

Процедура формування ARIMA моделі потребує реалізації таких етапів (рисунок 4.11):

1). Ідентифікація моделі:

— обрання порядку диференціювання d (інтегральна частина моделі) для набуття рис стаціонарності, обчисливши необхідне число послідовних різниць ($Y_t = Y_t - Y_{t-1}$). Майже завжди d дорівнює одиниці й цього достатньо

для набуття стаціонарності [109]. Для підтвердження стаціонарності використовується автокореляційна функція (АКФ) та часткова автокореляційна функція (ЧАКФ);

— визначення параметрів ARMA моделі для розрахованого стаціонарного ряду Y_t і далі, слідкуючи за характером АКФ і ЧАКФ, обрати порядки p і q .



Рисунок 4.11 — Алгоритм побудови ARIMA моделі

3). Визначення адекватності моделі.

Згідно з припущенням про білий шум залишків ε_t , які використовуються як інформація для оцінки адекватності моделі, перевіряється їх некорельованість. Далі залучаються інформаційні критерії для припасування обраного класу ARIMA моделей упродовж структурної ідентифікації оптимальної моделі.

Згідно з інформаційним критерієм Акаїкі (AIC) обирається модель, яка покликана мінімізувати значення статистичних значень

$$AIC = \ln \hat{\sigma}^2 + (2/n)r, \quad (4.9)$$

2). Оцінювання моделі.

Обравши на попередньому етапі p і q , здійснюють оцінку коефіцієнтів $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_p$ та $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_q$ із використанням спеціальних чисельних процедур — методу найменших квадратів і принципу максимальної правдоподібності.

де $\hat{\sigma}^2$ — залежність залишкової суми квадратів від числа спостережень;
 n — кількість залишків;
 r — кількість параметрів моделі, що оцінювались.

Байєсовий інформаційний критерій (BIC) покликаний обирати таку модель, яка мінімізує вираз

$$\text{BIC} = \ln \hat{\sigma}^2 + (\ln n / n)r \quad (4.10)$$

З-поміж розрахованих AIC та BIC обирають їх найнижчі значення й далі здійснюють кінцевий вибір p і q для відповідного підкласу моделей.

4). Використання моделі прогнозування на практиці.

Прогнозування майбутньої величини часової послідовності здійснюється за виразом $Y_{t+s} = \varphi_1 Y_{t+s-1} + \dots + \varphi_{p+d} Y_{t+s-p-d}$ після підрахунку оптимальних параметрів моделі й відновлення часової послідовності інтегруванням d раз.

Для залучення розглянутої моделі додатково здійснювались експериментальні дослідження на 14 тягових редукторах трьох електропоїздів серії EP2T. Відомо, що в інтервалі між двома ПР-2 здійснюються сімдесят п'ять ТО-3 та п'ять ПР-1.

Вібраційні сигнали записувались в оглядовому стійлі зі сторони підшипника передньої кришки чотирнадцяти редукторів на кожному ТО-3 й ПР-1.

Запис вібраційних сигналів здійснювався на шістдесяти шести ТО-3, п'яти ПР-1 і на ПР-2 перед розбиранням. Кожен записаний сигнал після здійснення розкладання РЕМ та ДВП зазнавав розрахунку фрактальної розмірності покриття. Технічного стан прогнозувався на решту дев'ять ТО-3 аж до ПР-2 з подальшим порівнянням фактичного стану, який визначався після розбирання редуктора на ПР-2 зі значенням фрактальної розмірності покриття, яка прогнозувалась. З-поміж 14 тягових редукторів справними були

9, інші мали 5 несправностей 2) — 6), перелік яких наводився на початку підрозділу 4.2.

Побудова ARIMA-моделі для прогнозування, приміром 5) стану починається з аналізу залежності обчислених фрактальних розмірностей покриття від числа ТО-3 (п'ять ПР-1 приймалося як п'ять ТО-3), де очевидне поступове збільшення тренду залежної змінної зі зростанням числа ТО-3 та відсутня повторювальна властивість сезонної складової (рисунок 4.12).

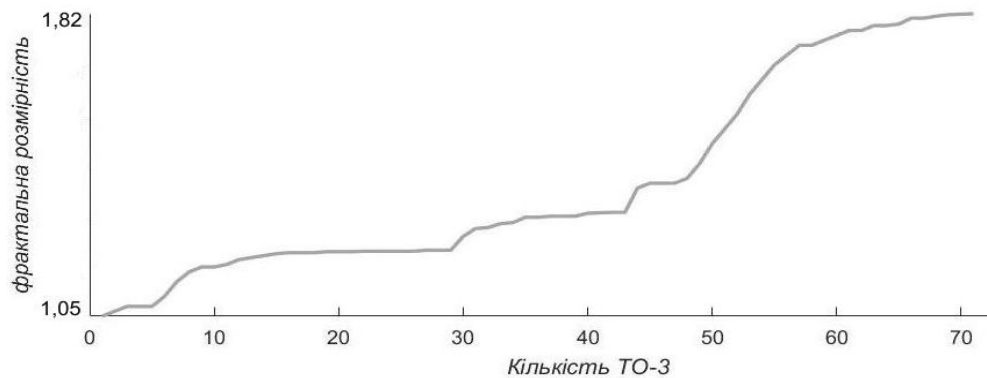


Рисунок 4.12 — Залежність фрактальної розмірності від кількості ТО-3 для 5) стану

Повільне зниження коефіцієнтів АКФ (рисунок 4.13) засвідчує нестационарний характер даних.

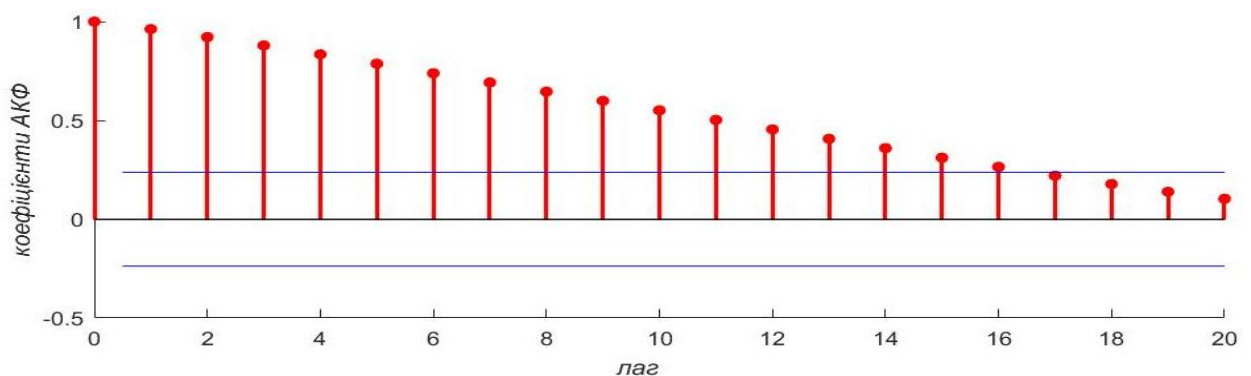


Рисунок 4.13 — АКФ часового ряду 5) стану

Уже на першому кроці диференціювання $d=1$ вдалося досягти стаціонарності. Індикатором досягнутої стаціонарності часового ряду є

інтенсивне зниження коефіцієнтів АКФ у границях запроваджених інтервалів (рисунок 4.14 а).

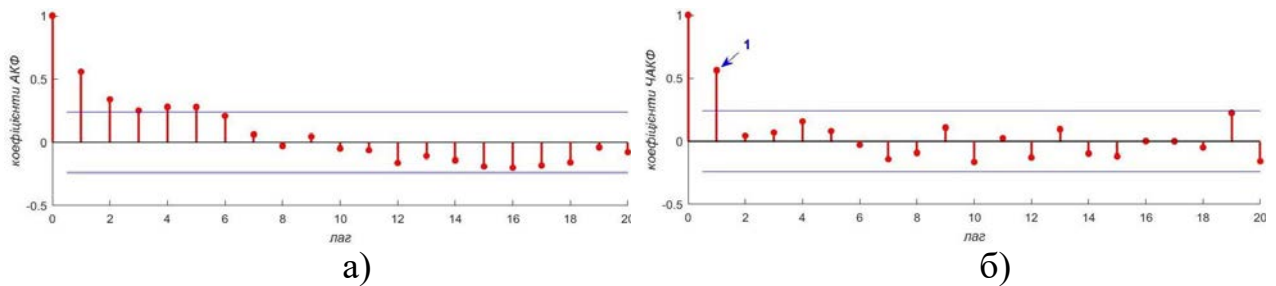


Рисунок 4.14 — АКФ та ЧАКФ часового ряду 5) стану:

а) — АКФ стаціонарного ряду; б) — ЧАКФ стаціонарного ряду

Вибір параметрів здійснюється за поведінкою ЧАКФ — порядок складової авторегресії обирається за номером лагу, який ще не опустився в зону запроваджених інтервалів (рисунок 4.14 б). Для наочності до таблиці 4.3 зведені розрахунки критеріїв АІС та ВІС для різних значень порядків складових авторегресії та ковзного середнього впродовж ідентифікації АRІМА-моделі для б) стану. Мінімальні значення розрахованих критеріїв АІС та ВІС відповідають поведінці ЧАКФ на рисунку 4.14 б).

Структурна ідентифікація АRІМА-моделей решти технічних станів тягових редукторів наведена в таблиці 4.4.

Таблиця 4.3 — Визначення параметрів АRІМА-моделі для б) виду несправності

	Параметри АRІМА-моделі								
	(1,1,0)	(2,1,0)	(3,1,0)	(0,1,1)	(0,1,2)	(0,1,3)	(1,1,1)	(2,1,2)	(3,1,3)
АІС	-777,37	-775,48	-773,86	-748,63	-750,45	-754,56	-775,58	-746,45	-771,08
ВІС	-770,67	-766,60	-762,84	-741,89	-741,46	-743,31	-766,65	-733,13	-753,44

Припасування отриманих оптимальних АRІМА моделей наведено на рисунку 4.15.

Таблиця 4.4 — Структурна ідентифікація оптимальних ARIMA-моделей

	Припасовані ARIMA моделі для різних несправностей тягових редукторів					
	1) стан (5,1,0)	2) стан (2,1,0)	3) стан (3,1,0)	4) стан (4,1,0)	5) стан (2,1,0)	б) стан (1,1,0)
AIC	-823,88	-826,84	-713,63	-751,89	-708,93	-777,37
BIC	-808,65	-817,96	-702,61	-738,75	-700,06	-770,67

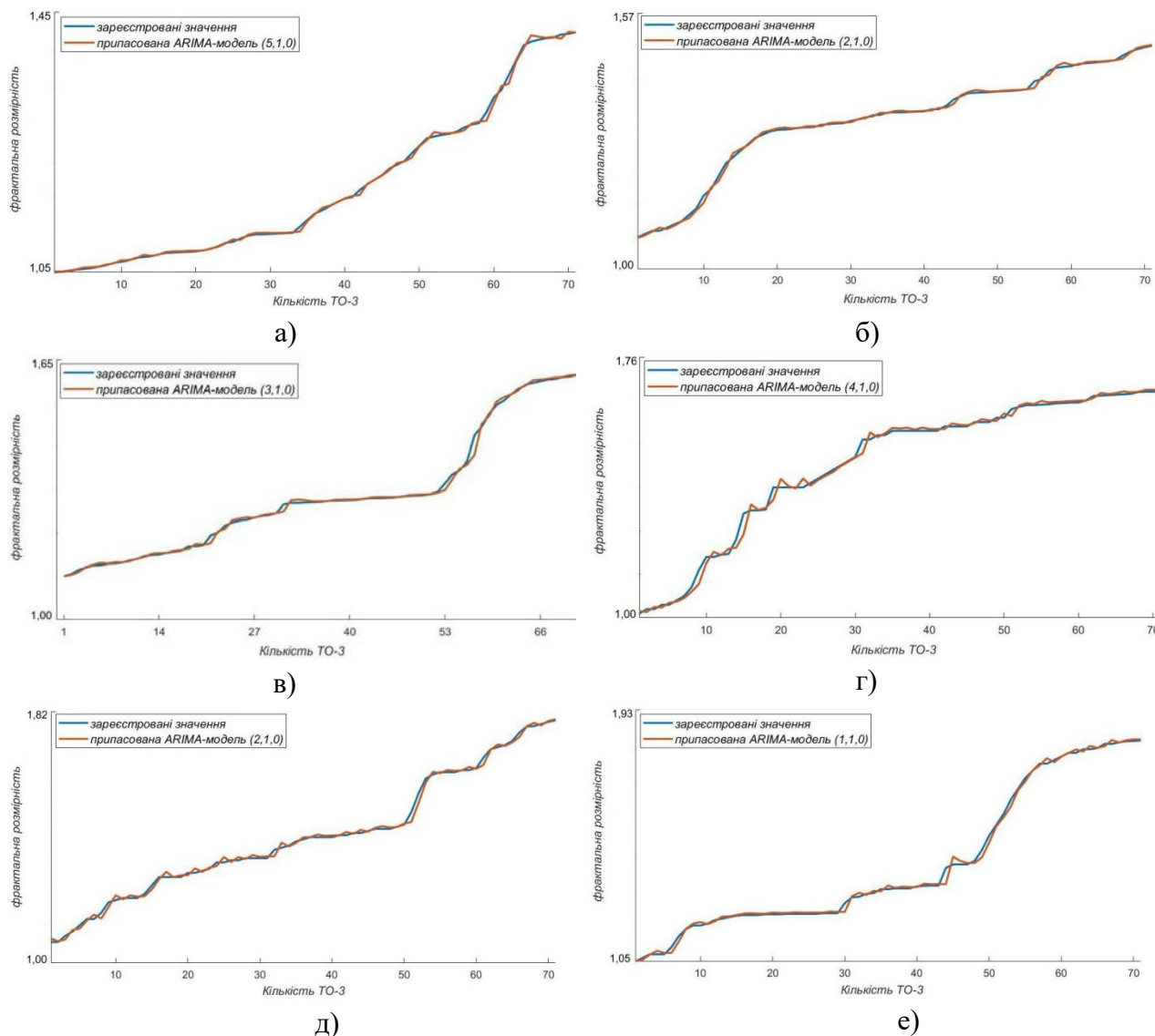


Рисунок 4.15 — Припасування ARIMA моделей до розрахованих фрактальних розмірностей від числа ТО-3 тягових редукторів:

а) — 1) справний; б) — 2) стан; в) — 3) стан; г) — 4) стан;
 д) — 5) стан; е) — б) стан

Сконструйованими оптимальними ARIMA моделями (таблиця 4.5) здійснене прогнозування технічного стану тягових редукторів (рисунок 4.16) із 80-% довірчими інтервалами [22, 88]

$$Y_{t+s|t} \pm 1,28c\hat{\sigma}_h \quad (4.11)$$

де $\hat{\sigma}_h$ — середньоквадратичне відхилення s-кроку розподілу прогнозу.

Таблиця 4.5 — Оптимальні ARIMA моделі для прогнозування технічного стану тягових редукторів

Технічний стан	Розраховані коефіцієнти ARIMA моделей
1) стан	$(1 - 0,727 \cdot L + 0,008 \cdot L^2 - 0,028 \cdot L^3 - 0,176 \cdot L^4 + 0,225 \cdot L^5) \cdot (1 - L)Y_t = \varepsilon_t + 0,00026$
2) стан	$(1 - 0,397 \cdot L - 0,374 \cdot L^2)(1 - L)Y_t = \varepsilon_t + 0,00019$
3) стан	$(1 - 0,329 \cdot L - 0,2 \cdot L^2 - 0,2 \cdot L^3)(1 - L)Y_t = \varepsilon_t + 0,00035$
4) стан	$(1 - 0,264 \cdot L + 0,014 \cdot L^2 + 0,143 \cdot L^3 - 0,32 \cdot L^4)(1 - L)Y_t = \varepsilon_t + 0,00041$
5) стан	$(1 - 0,627 \cdot L + 0,228 \cdot L^2)(1 - L)Y_t = \varepsilon_t + 0,00089$
6) стан	$(1 - 0,565 \cdot L)(1 - L)Y_t = \varepsilon_t + 0,00038$

Збільшення тривалості прогнозування спричиняє швидке розширення довірчих інтервалів, що не характерно для моделей із очевидним трендом, які оминають диференціювання.

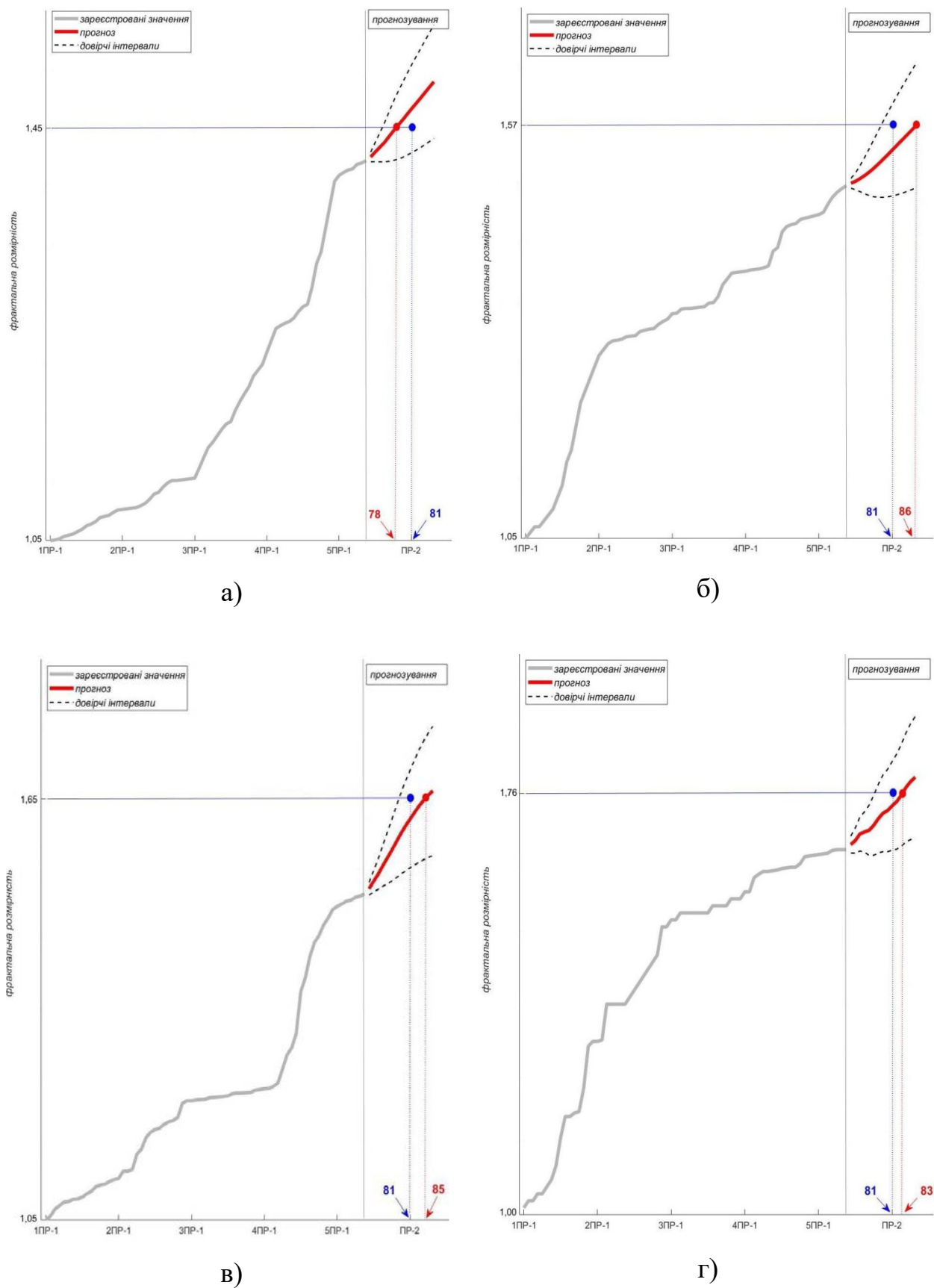
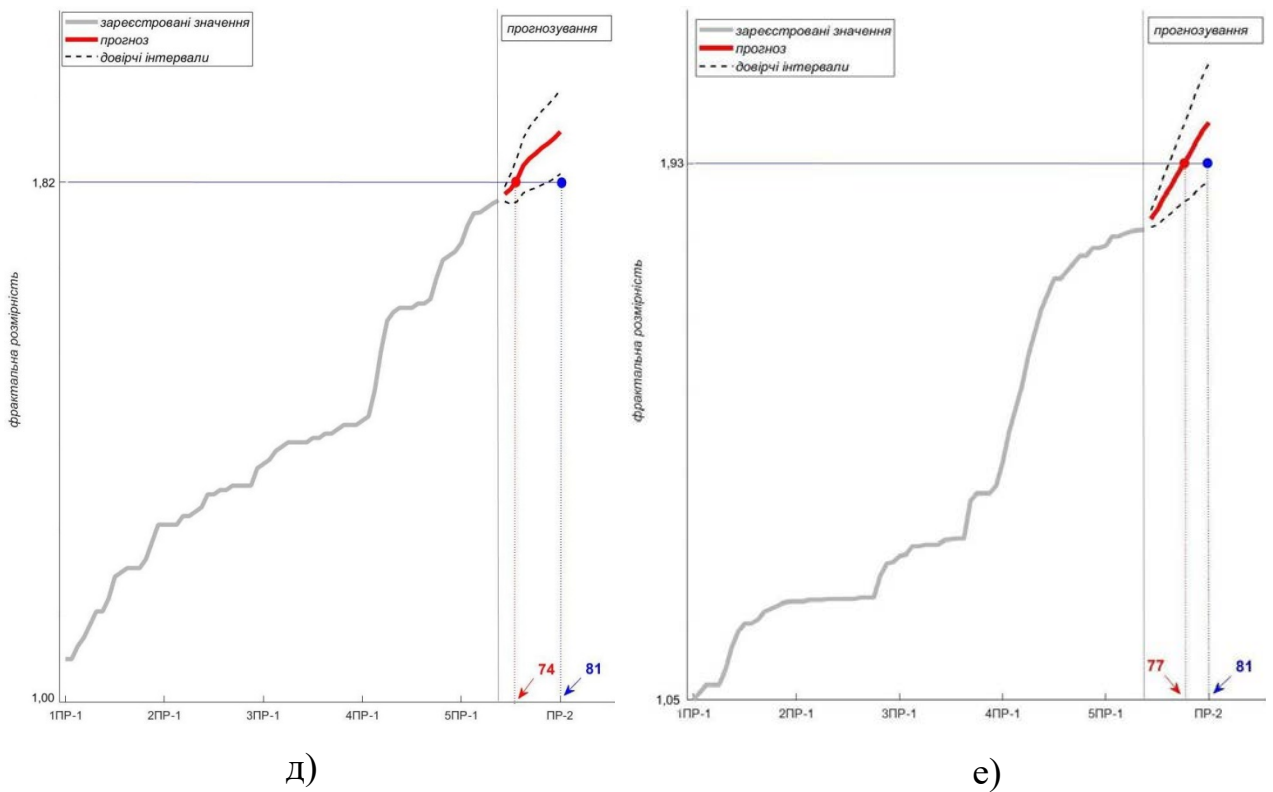


Рисунок 4.16 — Прогнозування ARIMA моделями технічного стану тягових редукторів до ПР-2:

а) — 1) стан; б) — 2) стан; в) — 3) стан; г) — 4) стан



Продовж. рисунку 4.16 — Прогнозування ARIMA моделями технічного стану тягових редукторів до ПР-2:
 д) — 5) стан; е) — 6) стан

Підрахунок точності прогнозування здійснюється за виразом [92]

$$\text{Точність} = \left(1 - \frac{|t_a - t_p|}{t_a} \right) \cdot 100 \% \quad (4.12)$$

де $t_a = 81$ — фактичне число оглядів (розбирання тягових редукторів відбулося на ПР-2);

t_p — прогнозоване число кількості оглядів на якому виявиться справний стан, або відмова (рисунок 4.6).

Результати розрахунків за виразом (4.12) зводяться до таблиці 4.6 [7].

Таблиця 4.6 — Точність прогнозування припасованими ARIMA моделями

	Технічні стани тягових редукторів КРБ					
	1) стан	2) стан	3) стан	4) стан	5) стан	6) стан
Точність, %	96,3	93,8	95,1	97,5	91,4	95,1

Отже, залучення методології Бокса-Дженкінса забезпечує побудову точних ARIMA моделей, які здатні прогнозувати технічний стан тягових редукторів електропоїздів.

4.6. Висновки до 4 розділу

1. Упровадження вібродіагностування в технологію ПР-1 КРБ електропоїздів дозволяє скорочувати час на розбирання та післяремонтне випробування КРБ (економія 1,5 години на розбирання та 1 год 20 хв на післяремонтні випробування на стенді) завдяки зниженню числа надмірного бракування, а також запобігає пропуску пошкодження підшипника кочення, вібрацію якого на відміну від зубчастого зачеплення вкрай важко почути.

2. Для вузькосмугового поділу частотних компонентів вібраційних сигналів тягових редукторів електропоїздів обиралося ДВП та метод РЕМ. Останній є самоадаптивним методом та позбавлений необхідності попереднього вибору материнської функції, обмежена довжина якої спричиняє перекриття частотних діапазонів на різних рівнях розкладання у високочастотному діапазоні, натомість ДВП краще пасує до виділення низькочастотного діапазону з вібрацією зубчастого зачеплення.

3. Установлено, що низька ефективність класичних скалярних індикаторів не дозволяє ефективно визначати технічний стан елементів тягових редукторів ТЗП, тому запропоновано обчислювати нові скалярні

індикатори ТНІКАТ і ТАЛАФ для суттєвого збільшення інформації про згаданий технічний стан.

4. Обчислення фрактальної розмірності покриття найкраще обліковує інформативні складові вібраційних сигналів у виділених вузькосмугових частотних діапазонах. Обчислене найменше значення розмірності відповідає справному редуктору, а найвище — комбінованим пошкодженням елементів ТЗП.

5. Для прогнозування технічного стану тягових редукторів електропоїздів запропоновано залучати дискретні стохастичні ARIMA моделі, які потребують лише наявності дискретних величин, що накопичуються впродовж відповідних вимірювань. Найнижча точність за результатами досліджень сягала 91,4 %.

РОЗДІЛ 5

ВИЗНАЧЕННЯ ДОСТОВІРНОСТІ ТА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВДОСКОНАЛЕНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ ВІБРОДІАГНОСТУВАННЯ

5.1. Розрахунок достовірності функціонування засобів вібродіагностування тягових редукторів електропоїздів

Для характеристики ефективності удосконаленої технології вібродіагностування слід використовувати критерій оцінювання, яким може бути достовірність діагностування за заявленим переліком несправностей. Достовірність діагностування є кількісною оцінкою ступеня відповідності результатів діагностування фактичному технічному станові. Методика розрахунку достовірності функціонування засобів вібраційного діагностування позначає загальну кількість вузлів та їх можливий технічний стан (рисунок 5.1) [40].

Розрахунок ведеться за формулою

$$H = \frac{E_1}{C} \cdot 100\% \quad (5.1)$$

Однак, обчислення за виразом (5.1) не враховує події, упродовж яких була видана рекомендація «Експлуатацію дозволити» — B вузлів. Більша частина цих вузлів має працювати до наступного діагностування без застережень, B_1 — кількість таких вузлів. Частина вузлів виходить з ладу в період до наступного діагностування, їхня кількість позначається B_2 .

Загальна достовірність діагностування оцінюється за формулою

$$H = \left(K_1 \frac{B_1}{B} + K_2 \frac{E_1}{E} \right) \cdot 100\% \quad (5.2)$$

де $K_1 = 0,3$, $K_2 = 0,7$ — коефіцієнти, що враховують ступінь збитку, який зазнається при дотриманні помилкової рекомендації, $K_1 + K_2 = 1$.

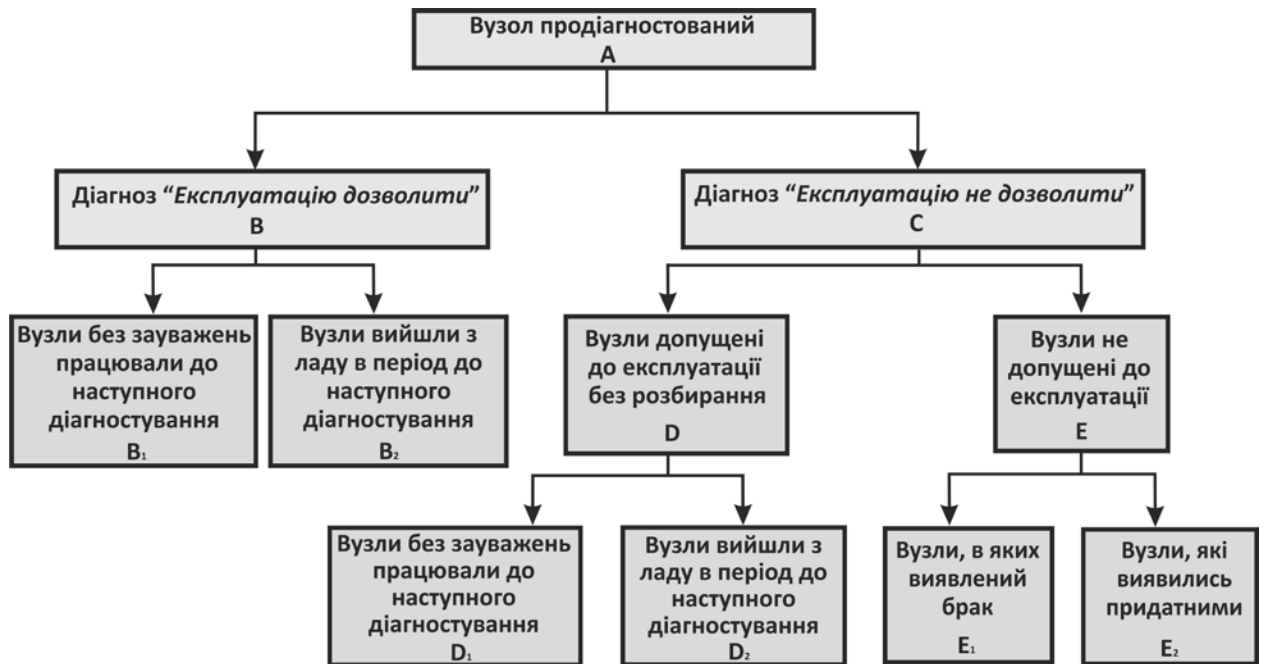


Рисунок 5.1 — Дерево подій після проведення вібродіагностування

Важливість наслідків при помилковій рекомендації «Експлуатацію дозволити» і помилковій рекомендації «Експлуатацію не дозволити» вказує на те, що коефіцієнт K_1 має бути меншим за коефіцієнт K_2 .

Розрахунок показника достовірності здійснювався для результатів діагностування КРБ електропоїздів штатним фонендоскопом та вібродіагностичним комплексом у моторвагонних депо Південної залізниці. Діагностування зазнали 650 тягових редуктора.

1) За результатами діагностування штатним фонендоскопом:

$$A = 650, C = 87, E = 87, E_2 = 44, E_1 = E - E_2 = 43, B_2 = 18, B = A - C = 563, B_1 = B - B_2 = 545.$$

2) За результатами вібродіагностування:

$$A = 650, C = 84, E = 84, E_2 = 12, E_1 = E - E_2 = 72, B_2 = 14, B = A - C = 566, B_1 = B - B_2 = 552.$$

Згідно з виразом (5.2) для варіанту 1) отримаємо

$$H_1 = \left(0,3 \cdot \frac{545}{563} + 0,7 \cdot \frac{43}{87}\right) \cdot 100 = 63,6 \%,$$

для варіанту 2)

$$H_2 = \left(0,3 \cdot \frac{552}{566} + 0,7 \cdot \frac{72}{84}\right) \cdot 100 = 89,3 \% .$$

5.2. Обчислення діагностичної цінності ознак

Діагностична цінність ознаки визначається інформацією, яка вноситься ознакою до систему станів. Результат кількісного обстеження може вважатись ознакою, яка набуває декілька можливих станів [3]. Діагностична вага інтервалу s ознаки k_j відносно діагнозу D_i може бути від'ємна (заперечення діагнозу). Діагностичну вагу наявності ознаки k_j в інтервалі s можна записати у зручному для обчислення вигляді

$$Z_{D_i}(k_{js}) = \log_2 \frac{P(k_{js} / D_i)}{P(k_{js})}, \quad (5.3)$$

де $P(k_{js} / D_i)$ — ймовірність появи інтервалу s ознаку k_j для об'єктів з діагнозом D_i ;

$P(k_{js})$ — ймовірність появи цього інтервалу у всіх об'єктах з різними діагнозами.

Згідно з результатами вібродіагностування отримані дані з перебування в інтервалах різних станів справних D_1 і несправних тягових редукторів D_2 ,

% (таблиця 5.1). 87,1 % тягових редукторів перебувають у справному стані, а 12,9 % — у несправному. Один із шести станів (див. розділ 4) становлять ознаку k_j . Імовірність появи в кожному з шести станів для різних діагнозів обчислюється

$$P(k_{js}) = P(D_1) \cdot P(k_{js} / D_1) + P(D_2) \cdot P(k_{js} / D_2) \quad (5.4)$$

де $s = 1 \div 6$ — стани.

Таблиця 5.1 — Ймовірності появи відповідних станів

D	Стан 1	Стан 2	Стан 3	Стан 4	Стан 5	Стан 6	$P(D_i)$
D_1	97	0,35	0,79	0,52	1	0,34	87,1
D_2	14	14	23	11	8,3	29,7	12,9
$P(k_{js})$	86,29	2,11	3,66	1,87	1,94	4,13	

Діагностичні ваги різних станів для справних тягових редукторів згідно з (5.3) будуть такими:

$$— Z_{D_1}(k_{j1}) = \log_2 \frac{0,97}{0,8629} = 0,17;$$

$$— Z_{D_2}(k_{j2}) = \log_2 \frac{0,0035}{0,0211} = -2,59;$$

$$— Z_{D_3}(k_{j3}) = \log_2 \frac{0,0079}{0,0366} = -2,21;$$

$$— Z_{D_4}(k_{j4}) = \log_2 \frac{0,0052}{0,0187} = -1,85;$$

$$— Z_{D_5}(k_{j5}) = \log_2 \frac{0,01}{0,0194} = -0,96;$$

$$— Z_{D_6}(k_{j6}) = \log_2 \frac{0,0034}{0,0413} = -3,6.$$

Діагностичні ваги різних станів для несправних тягових редукторів згідно з (5.3) будуть такими:

$$— Z_{D_2}(k_{j1}) = \log_2 \frac{0,14}{0,8629} = -2,62;$$

$$— Z_{D_2}(k_{j2}) = \log_2 \frac{0,14}{0,0211} = 2,73;$$

$$— Z_{D_2}(k_{j3}) = \log_2 \frac{0,23}{0,0366} = 2,65;$$

$$— Z_{D_2}(k_{j4}) = \log_2 \frac{0,11}{0,0187} = 2,56;$$

$$— Z_{D_2}(k_{j5}) = \log_2 \frac{0,083}{0,0194} = 2,1;$$

$$— Z_{D_2}(k_{j6}) = \log_2 \frac{0,297}{0,0413} = 2,85.$$

5.3. Визначення економічної ефективності впровадження удосконаленої технології вібродіагностування в ТО й ПР електропоїздів

5.3.1. Методика розрахунку економічного ефекту

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

$$E_T = P_T - Z_T \quad (5.5)$$

де E_T — економічний ефект заходу з НТП за розрахунковий період, грн;

P_T — вартісна оцінка витрат на здійснення заходу з НТП за розрахунковий період, грн;

Z_T — 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_p .

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

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

$$\alpha_t = \frac{(1+E)^{t_k}}{[(1+E)(1+I)(1+R)]^{t_k}}, \quad (5.6)$$

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

I — середньорічний темп інфляції, що прогнозується в період здійснення проекту (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 — 2022, строк служби нового обладнання становить — 10 років, тоді

$$\alpha_{t_{2031}} = \frac{(1+0,2)^{2022-2022}}{[(1+0,17)(1+0,2)(1+0,1)]^{2022-2022}} = 1.$$

$$\alpha_{t_{2030}} = \frac{(1+0,2)^{2023-2022}}{[(1+0,17)(1+0,2)(1+0,1)]^{2023-2022}} = 0,777.$$

$$\alpha_{t_{2029}} = \frac{(1+0,2)^{2024-2022}}{[(1+0,17)(1+0,2)(1+0,1)]^{2024-2022}} = 0,604.$$

$$\alpha_{t_{2028}} = \frac{(1+0,2)^{2025-2022}}{[(1+0,17)(1+0,2)(1+0,1)]^{2025-2022}} = 0,469.$$

$$\alpha_{t_{2027}} = \frac{(1+0,2)^{2026-2022}}{[(1+0,17)(1+0,2)(1+0,1)]^{2026-2022}} = 0,365.$$

$$\alpha_{t_{2026}} = \frac{(1+0,2)^{2027-2022}}{[(1+0,17)(1+0,2)(1+0,1)]^{2027-2022}} = 0,283.$$

$$\alpha_{t_{2025}} = \frac{(1+0,2)^{2028-2022}}{[(1+0,17)(1+0,2)(1+0,1)]^{2028-2022}} = 0,220.$$

$$\alpha_{t_{2024}} = \frac{(1+0,2)^{2029-2022}}{[(1+0,17)(1+0,2)(1+0,1)]^{2029-2022}} = 0,171.$$

$$\alpha_{t_{2023}} = \frac{(1+0,2)^{2030-2022}}{[(1+0,17)(1+0,2)(1+0,1)]^{2030-2022}} = 0,133.$$

$$\alpha_{t_{2022}} = \frac{(1+0,2)^{2031-2022}}{[(1+0,17)(1+0,2)(1+0,1)]^{2031-2022}} = 0,103.$$

Вартісна оцінка результатів за розрахунковий період визначається за формулою, грн

$$P_T = \sum_{t=t_H}^{t_k} P_t \cdot \alpha_t, \quad (5.7)$$

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

t_H — початковий рік розрахункового періоду;

t_k — кінцевий рік розрахункового періоду.

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

Витрати при використанні заходів НТП Z_T визначається за формулою

$$Z_T = \sum_{t=t_H}^{t_k} Z_t \cdot \alpha_t = \sum_{t=t_H}^{t_k} (I_t + K_t - L_t) \cdot \alpha_t, \quad (5.8)$$

де Z_t — витрати всіх ресурсів у тому році, грн;

I_t — поточні витрати при використанні заходів у тому році без урахувань амортизаційних відрахувань, грн;

K_t — одноразові витрати при використанні заходів (капітальні вкладення) у тому році, грн;

L_t — залишкова вартість (ліквідаційне сальдо) основних фондів, грн.

5.3.2. 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 редукторів електропоїздів серії EP до впровадження вібродіагностування, грн

$$V_t^{3.c.} = t_t^{ПР-3} \cdot N_t^{ПР-3} \cdot Z_r, \quad (5.9)$$

$t_t^{ПР-3} = 21,94$ люд.-год — трудомісткість проведення ремонту одного тягового редуктора в обсязі ПР-3;

$N_t^{ПР-3} = 0,5$ — середня кількість ПР-3 електропоїзду EP9M в одному році;

$Z_r = 34,46$ грн — годинна тарифна ставка слюсаря п'ятого розряду;

$$V_t^{3.c.} = 21,94 \cdot 0,5 \cdot 34,46 = 378,03 \text{ грн.}$$

Визначаємо річний основний фонд заробітної плати, грн

$$\Phi_{осн.}^{річн.} = V_t^{3.c.} \cdot K_{од} \cdot K_{лок} \cdot 248 \quad (5.10)$$

де $K_{од} = 16$ од — кількість КРБ одного електропоїзда EP2T;

$K_{лок} = 14$ од — кількість електропоїздів EP2T;

248 — кількість робочих днів у році

$$\Phi_{\text{осн.}}^{\text{річн.}} = 378,03 \cdot 16 \cdot 14 \cdot 248 = 21000322,56 \text{ грн.}$$

Доплата за вислугу років, грн

$$D_{\text{в.р.}} = \Phi_{\text{осн.}}^{\text{річн.}} \cdot 0,17 \quad (5.11)$$

$$D_{\text{в.р.}} = 21000322,56 \cdot 0,17 = 3570054,84 \text{ грн.}$$

Премія, грн

$$П = \Phi_{\text{осн.}}^{\text{річн.}} \cdot 0,3 \quad (5.12)$$

$$П = 21000322,56 \cdot 0,3 = 6300096,77 \text{ грн.}$$

Єдиний внесок, грн

$$O_{\text{єд}} = \Phi_{\text{осн.}}^{\text{річн.}} \cdot 0,22 \quad (5.13)$$

$$O_{\text{єд}} = 21000322,56 \cdot 0,22 = 4620070,96 \text{ грн}$$

Визначаємо річний загальний фонд заробітної плати, грн

$$\Phi_{\text{заг.}}^{\text{річн.}} = \Phi_{\text{осн.}}^{\text{річн.}} + D_{\text{в.р.}} + П + O_{\text{єд}} \quad (5.14)$$

$$\Phi_{\text{заг.}}^{\text{річн.}} = 21000322,56 + 3570054,84 + 6300096,77 + 4620070,96 = 35490545,13 \text{ грн.}$$

Визначаємо витрати на матеріали для проведення ремонту КРБ 14 електропоїздів в обсязі ПР-3 до впровадження вібродіагностування з використанням фонендоскопу, грн

$$B_t^{\text{ПР-3}} = Ц_t \cdot 1,64 \cdot K_{\text{од}} \cdot K_{\text{лок}}, \quad (5.15)$$

де $C_t = 176882$ грн — вартість матеріалу для ремонту одного КРБ в об'ємі ПР-3;

$$V_t^{\text{ПР-3}} = 176882 \cdot 1,64 \cdot 16 \cdot 14 = 64979371,52 \text{ грн.}$$

Сумарні поточні витрати в році на 14 електропоїздів для проведення ремонту КРБ в обсязі ПР-3 до впровадження запропонованого вібродіагностування визначаються за формулою, грн

$$V_t = \Phi_{\text{заг.}}^{\text{річн.}} + V_t^{\text{ПР-3}} + V_{\text{ел.ен.}}, \quad (5.16)$$

де $V_{\text{ел.ен.}}$ — витрати на електроенергію, грн

$$V_{\text{ел.ен.}} = \sum \Omega \cdot T \cdot \lambda \cdot C_{\text{кВт-г}} \cdot K_{\text{од}} \cdot K_{\text{лок}},$$

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

T — час роботи пристроїв за рік (прийняти 5000 год);

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

$C_{\text{кВт-г}}$ — ціна однієї кіловат-години електроенергії, грн (прийняти 2,96 грн).

$$V_{\text{ел.ен.}} = 10 \cdot 5000 \cdot 0,8 \cdot 2,96 \cdot 16 \cdot 14 = 26521600 \text{ грн.}$$

$$V_t = 35490545,13 + 64979371,52 + 26521600 = 126991516,7 \text{ грн.}$$

Розрахунки основної, додаткової заробітної плати робітників, які зайняті на ремонті ПР-3, а також відрахування на соціальне страхування в році при проведенні процедури ремонту КРБ електропоїздів ЕР2Т з урахуванням використання запропонованого вібродіагностування за

формулою (5.9) становить 378,03 грн. Розрахунки за формулами (5.10 — 5.14) надають аналогічні результати.

Визначаємо витрати на матеріали для проведення ремонту КРБ 14 електропоїздів з шістнадцятьма КРБ у кожному в обсязі ПР-3 при використанні запропонованого вібродіагностування, грн

$$V_t^{\text{ПР-3}} = C_t \cdot 1,64 \cdot K_{\text{од}} \cdot K_{\text{лок}}, \quad (5.17)$$

де $C_t = 176547$ грн — вартість матеріалу для ремонту одного КРБ в об'ємі ПР-3;

$$V_t^{\text{ПР-3}} = 176547 \cdot 1,64 \cdot 16 \cdot 14 = 64856305,92 \text{ грн.}$$

Сумарні поточні витрати в році на 14 електропоїздів, КРБ яких відремонтовані з використанням запропонованого вібродіагностування, визначаємо за формулою, грн

$$V_t = \Phi_{\text{заг.}}^{\text{річн.}} + V_t^{\text{ПР-3}} + V_{\text{ел.ен.}}, \quad (5.18)$$

де $V_{\text{ел.ен.}}$ — витрати на електроенергію, грн

$$V_{\text{ел.ен.}} = \sum \Omega \cdot T \cdot \lambda \cdot C_{\text{кВт-г}} \cdot K_{\text{од}} \cdot K_{\text{лок}},$$

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

T — час роботи пристроїв за рік (прийняти 5000 год);

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

$C_{\text{кВт-г}}$ — ціна одної кіловат-години електроенергії, грн (прийняти 2,96 грн).

$$V_{\text{ел.ен.}} = 10 \cdot 5000 \cdot 0,8 \cdot 2,96 \cdot 16 \cdot 14 = 26521600 \text{ грн.}$$

$$B_i = 35490545,13 + 64856305,92 + 26521600 = 126868451,1 \text{ грн.}$$

Результати розрахунків заносимо в таблицю 5.2.

Відповідно до проведеного розрахунку економічної ефективності впровадження вібродіагностування КРБ в моторвагонному депо «Харків» (РПЧ-1) забезпечить економічний ефект за розрахунковий період — 19227738 грн, а одноразові витрати окупаються на другому році.

Відсутність діагностування призводить до виходу з ладу підшипників кочення й зубчастого зачеплення тягових редукторів унаслідок неконтрольованого зносу, аварійним зупинкам, збільшенню експлуатаційних витрат на проведення ремонту.

Таблиця 5.2 — Результати розрахунку поточних витрат та економічного ефекту під час проведення ремонтів тягових редукторів електропоїздів EP2T в об'ємі ПР-3 із урахуванням запропонованого вібродіагностування

Роки розрахункового періоду	Поточні витрати на ПР-3 до впровадження запропонованого вібродіагностування	Поточні витрати на ПР-3 після впровадження запропонованого вібродіагностування	Економія поточних витрат, грн	Витрати на придбання запропонованого вібродіагностування	Ліквідаційне сальдо, 5 %	Економія із різницею витрат на придбання, грн	Коефіцієнт приведення	Економічний ефект, грн	Економічний ефект з нарастаючим підсумком
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
				258785				-258785	-258785
2022	1777881233	1776158315	1722918	—		1464133	0,103	150806	-107979
2023	1777881233	1776158315	1722918	—		1464133	0,133	194730	86750
2024	1777881233	1776158315	1722918	—		1464133	0,171	250367	337117
2025	1777881233	1776158315	1722918	—		1464133	0,22	322109	659227
2026	1777881233	1776158315	1722918	—		1464133	0,283	414350	1073576
2027	1777881233	1776158315	1722918	—		1464133	0,365	534409	1607985
2028	1777881233	1776158315	1722918	—		1464133	0,469	686679	2294664
2029	1777881233	1776158315	1722918	—		1464133	0,604	884337	3179000
2030	1777881233	1776158315	1722918	—		1464133	0,777	1137632	4316632
2031	1777881233	1776158315	1722918	—		1464133	1	1464133	5780765
Σ	17778812330	17761583150	17229180	258785	12939	14641330	—	6039550	19227738

5.4. Висновки до 5 розділу

1. Достовірність вібродіагностування тягових редукторів електропоїздів за результатами розрахунку виявилась вище на 25,7% у порівнянні з використанням у технології ТО й ПР штатного фонендоскопа.

2. Розраховані діагностичні ваги для 6 ознак станів набули лише одного від'ємного значення для протилежних діагнозів, що демонструє діагностичну цінність унаслідок появи інформації, яка вноситься ознакою до системи станів.

3. Економічний ефект за розрахунковий період становить 19227738 грн, одноразові витрати на придбання вібродіагностичного комплексу окупаються на другому році.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі розв'язане наукове завдання з удосконалення технології вібродіагностування тягових редукторів електропоїздів, яке дозволяє впроваджувати нові підходи до ефективного виділення частотних смуг із зареєстрованих вібраційних сигналів з ознаками пошкоджень та здійснювати їх точний облік із подальшим прогнозуванням різних видів пошкоджень зубчастого зачеплення та підшипників кочення тягових редукторів.

Отримані результати дозволяють зробити такі висновки:

1. Установлено, що відмови тягових редукторів електропоїздів серії EP2, EP2P, T здебільшого спричинені руйнуваннями підшипника кочення передньої кришки. Попередити пошкодження, які призводять до руйнування дозволяє впровадження чутливих засобів вібродіагностування, однак специфіка конструкції застарілого МВРС не є «дружньою» до діагностичних комплексів, де не передбачено розміщення елементів убудованого контролю. Отже, в нинішніх реаліях переваги вібродіагностування можна отримати впродовж реалізації технології ТО й ПР МВРС на оглядовому стійлі або на випробувальному стенді.

2. Зважаючи на складні коливальні характеристики елементів тягових редукторів електропоїздів, здійснювати моделювання вібраційного сигналу підшипника кочення передньої кришки тягового редуктора запропоновано циклостаціонарною моделлю, яка бере до уваги проковзування тіл кочень відносно елементів підшипника й визначає імпульсний характер збурень на широкосмугових спектрах вібрації в околиці вузькосмугового частотного діапазону 6,5 — 9 кГц.

3. Удосконалення технології вібродіагностування відбулося завдяки поєднанню переваг процедур дискретного вейвлет-перетворення та

розкладання за емпіричними модами, що дозволило виділяти відповідні частотні смуги з вібраційним наповненням різної природи від зубчастого зачеплення та підшипників кочення. Критерієм прийнятного вибору відповідної процедури для шуканих частотних смуг обирався ексцес та відсутність перекриття частотних діапазонів на різних рівнях розкладання у високочастотному діапазоні.

4. Як нову діагностичну ознаку технічного стану елементів тягових редукторів електропоїздів запропоновано використовувати фрактальну розмірність покриття, яка здійснює обчислення у виділених вузькосмугових вібраційних частотних діапазонах із нестационарними й нелінійними характеристиками та забезпечує кращий облік корисних вібраційних складових порівняно із поширеними індикаторами технічного стану. Розраховане найнижче значення фрактальної розмірності 1,45 відповідає справному редуктору, а найвище 1,93 — комбінованому пошкодженню зубчастого зачеплення й підшипника кочення тягового редуктора.

5. Удосконалення методу визначення технічного стану тягового редуктора досягається завдяки обчисленню нових скалярних індикаторів, що поєднують ексцес і середньоквадратичне значення вібрації (ТНІКАТ і TALAF). Зафіксований незначний спад величини TALAF у міру розвитку пошкодження та впевнене зростання величини ТНІКАТ при нормальному стані тягового редуктора, аж до появи негативного схилу, що сигналізує діагностові про наявні розвинуті пошкодження.

6. Брак чітких правил із вибору найкращої моделі для прогнозування технічного стану тягових редукторів електропоїздів визначає доцільність обрання тієї моделі, яка володіє найменшими помилками за результатами моделювання. Здійснена структурна ідентифікація ARIMA моделей для відповідних технічних станів і обчислена точність прогнозування перебувала в межах від 91,4 % до 97,5 %.

7. Удосконалення технології вібродіагностування забезпечує скорочення часу на розбирання та післяремонтне випробування КРБ електропоїздів, підвищує достовірність діагностування на 25,7 %, та призводить до економічного ефекту за розрахунковий період 19227738 грн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Балицкий Ф. Я., Генкин М. Д., Иванова М. А., Соколова А. Г., Хомяков Е. И. Современные средства и методы вибрационной диагностики машин и конструкций. Москва: МЦНТИ, 1990. С. 114.
2. Бервинов В. И., Доронин Е. Ю., Зенин И. П. Техническое диагностирование и неразрушающий контроль деталей и узлов локомотивов. Учебное пособие. Москва: ГОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2008. 332 с.
3. Биргер И. А. Техническая диагностика. Москва: Машиностроение, 1978. 240 с.
4. Блохин Е. П., Панасенко В. Я., Клименко И. В. О конструкции тягового привода класса II локомотива. *Наука и прогресс транспорта. Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта*. 2007. Вып. 16. С. 81 — 84.
5. Бондарев О. М., Ягода Д. О., Бондарев О. О., Скобленко В. М. Теоретико-експериментальна оцінка показників міцності корпусів тягових редукторів зварної конструкції КЕВРЗ для електропоїздів серій ЕР2, ЕР9. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту*. 2013. Вып. 4 (46). С. 99 — 110.
6. Бульба В. І., Михалків С. В. Моделювання пошкоджень елементів підшипників кочення тягового редуктора електропоїздів. *Вісник Хмельницького національного університету. Серія «Технічні науки»*. 2019. № 5(277). С. 295 — 301. <https://doi.org/10.31891/2307-5732-2019-277-5-296-302>
7. Бульба В. І., Михалків С. В., Ходаківський А. М. Обчислення точності прогнозування несправностей тягових редукторів електропоїздів. Матеріали XV МНТК «Проблеми механіки залізничного транспорту», (м. Дніпро, 22 — 23 жовтня 2020 р. Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна). С. 21 — 25.

8. Быстров В. Ф., Фадеев С. В. Техническое обслуживание систем диагностики типа ОМСД и СБД. Перспективы развития сервисного обслуживания локомотивов: материалы первой международной научно-практической конференции (Москва, 10 окт. 2014). Москва, 2014. С. 91 — 93.

9. Виброметр СМ-21Х. Руководство по эксплуатации ВАРБ.411711.120 РЭ-изм.4. СПб: ВАСТ, 2018. С. 45.

10. Виброанализатор СД-23. Руководство по эксплуатации ВАРБ.411711.103 РЭ-изм.5. СПб: ВАСТ, 2018. С. 86.

11. Генкин М. Д., Соколова А. Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. Москва: Машиностроение, 1987. 288 с.

12. Гиоев З. Г. Основы виброакустической диагностики электромеханических систем локомотивов: монография. Москва: Учебно-методический центр по образованию на ж.-д. транспорте, 2008. 307 с.

13. Гриненко А. В. Обоснование экономической эффективности мониторинга технического состояния локомотивов по данным МСУ. Перспективы развития сервисного обслуживания локомотивов: материалы первой международной научно-практической конференции (Москва, 10 окт. 2014). Москва, 2014. С. 131 — 133.

14. ДСТУ 2389-94. Технічне діагностування та контроль технічного стану. Терміни та визначення. [Чинний від 01.01.1995]. К.: Держстандарт України, 1995. 26 с.

15. Звіт із непланових ремонтів МВРС, дизель-поїздів, автотрис Ф. ТО-15 т (надається щомісячно). Затверджений наказом Укрзалізниці від 14.05.93 р. № 99-Ц.

16. Зубенко Д. Ю. Повышение надежности тяговых передач рельсового электротранспорта: монография. Харьков: ХНУГХ им. А. Н. Бекетова, 2015. 122 с.

17. Казиахмедов Т. Б., Фрактальный анализ и решение задач для выявления особенностей временных рядов при диагностике систем. *Вестник НВГУ*. 2015. № 3. С. 20 — 26.

18. Кривной А. М., Осяев А. Т. О комплексной оценке средств вибродиагностики. *Локомотив*. 2005. № 01. С. 28 — 31.

19. Лукьянов А. В., Портной А. Ю., Гарифулин В. Ю., Романовский А. И. Разработка комплекса входного виброконтроля вспомогательных машин электровозов при текущем ремонте. *Современные технологии. Системный анализ. Моделирование*. 2010. № 2(26). С. 45 — 50.

20. Макаров В. В., Коноваленко Д. В., Лыткина Е. М., Иванов П. Ю., Гарев Н. Н. Вспомогательные машины ЭПС. Учебное пособие. Иркутск: ИрГУПС, 2013. 140 с.

21. Мацько І. Й., Яворський І. М., Юзефович Р. М., Закжевські З. Стохастична динамічна модель сигналів вібрації підшипника кочення та їх аналіз. *Фізико-хімічна механіка матеріалів*. 2013. № 4(49). С. 119 — 128.

22. Михалків С. В., Бульба В. І. Прогнозування технічного стану тягових редукторів електропоїздів дискретними стохастичними моделями. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. 2019. № 188. С. 23 — 35. <https://doi.org/10.18664/1994-7852.188.2019.206182>

23. Михалків С. В., Бульба В. І., Ходаківський А. М. Виділення бічних смуг на спектрах потужності вібрації тягових редукторів електропоїздів. *Збірник наукових праць українського державного університету залізничного транспорту*. 2018. № 179. С. 26 — 39. <https://doi.org/10.18664/1994-7852.179.2018.147711>

24. Михалків С. В., Бульба В. І., Ходаківський А. М. Визначення індикаторів технічного стану колісно-редукторних блоків електропоїздів. Матеріали XIX-МНТК «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта», (м. Київ, 19 — 22 червня 2018 р. Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського»). С. 70 — 73.

25. Михалків С. В., Бульба В. І., Ходаківський А. М. Діагностування тягового редуктора електропоїзда квадратичним спектром обвідної вібрації.

Матеріали XX-МНТК «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта», (м. Херсон, 10 — 13 вересня 2019 р. Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського»). С. 350 — 353.

26. Михалків С. В., Фалендиш А. П., Бульба В. І., Ходаківський А. М. Застосування спектрального ексцесу для вібродіагностування тягового редуктора електропоїзда. *Технічні науки та технології*. 2019. № 1(15). С. 73 — 79. [https://doi.org/10.25140/2411-5363-2019-1\(15\)-73-79](https://doi.org/10.25140/2411-5363-2019-1(15)-73-79)

27. Михалків С. В., Ходаківський А. М., Бульба В. І. Визначення інформативного частотного діапазону для вібраційного діагностування тягового редуктора електропоїзда. Матеріали 79 Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» (м. Дніпро, 16 — 17 травня 2019 р. Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна). С. 36 — 37.

28. Наговицын В. С. Совершенствование системы ремонта тягового подвижного состава железных дорог с учетом фактического технического состояния: дис. ... докт. техн. наук. Москва, 2006. 250 с.

29. Оппенгейм А., Шафер Р. Цифровая обработка сигналов. Москва: Техносфера, 2006. 856 с.

30. Положення з атестації підприємств з обслуговування та ремонту тягового рухомого складу ЦТ-0162. Київ, 2002. — 89 с.

31. Правила технічного обслуговування і поточного ремонту електропоїздів ремонту КР-1, КР-2 електропоїздів і електросекцій ЦТ-0046. Київ, 2000. — 275 с.

32. Пузир В. Г., Михалків С. В., Ходаківський А. М., Бульба В. І. Обчислення частотних смуг вібрації підшипників тягового редуктора електропоїзда кратномасштабним аналізом. *Збірник наукових праць українського державного університету залізничного транспорту*. 2019. № 185. С. 32 — 44. <https://doi.org/10.18664/1994-7852.185.2019.180784>

33. Пузир В. Г., Михалків С. В., Ходаківський А. М., Бульба В. І. Прогнозування технічного стану тягових редукторів електропоїздів нейромережею довгої короткострокової пам'яті. Матеріали *XXI-МНТК «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта»*, (м. Київ, 06 — 09 жовтня 2020 р. Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського»). С. 129 — 132.

34. Рыбников Е. К., Володин С. В. Механическая часть электроподвижного состава: консп. лек. Москва: МИИТ, 2014. 120 с.

35. Самсонов Е. А., Ермишин В. А. Техническая диагностика: пора ломать стереотипы. *Локомотив*. 2009. № 10. С. 2 — 5.

36. Система диагностики механизмов ОМСД-01: пат. 56611 РФ: МПК G01M 17/08. № 2006112151/22; заявл. 13.04.2006; опубл. 10.09.2006.

37. Тартаковський Е. Д., Михалків С. В., Ходаківський А. М., Сапон Р. Діагностування підшипників кочення допоміжних машин електровоза з використанням параметричної моделі та спектра обвідної вібрації. *Вісник НТУУ «КПІ»*. Серія машинобудування. 2016. №3(78). С. 12 — 18. <http://dx.doi.org/10.20535/2305-9001.2016.78.79374>

38. Тартаковский Э. Д., Пузырь В. Г., Дацун Ю. Н. Формализация экспертных оценок при аттестации локомотиворемонтных производств. Перспективы развития сервисного обслуживания локомотивов: *материалы первой международной научно-практической конференции* (Москва, 10 окт. 2014). Москва, 2014. С. 282 — 287.

39. Трофимович В. В. Механическая часть электроподвижного состава: консп. лек. Ч.2. Хабаровск: ДВГУПС, 2006. 100 с.

40. Тэттер В. Ю. Разработка технологий и оборудования для вибро-диагностирования колесно-моторных блоков локомотивов: дис. ...канд. техн. наук. Омск, 2005. 192 с.

41. Тэттер В. Ю., Тэттер А. Ю. Диагностирование подвижного состава и его связь с направлением цифровизации железных дорог. *Омский научный вестник*. 2018. № 3(30). С. 87 — 93.

42. Тэттэр В. Ю., Тэттэр А. Ю. Использование переходных режимов при диагностировании ответственных узлов подвижного состава. *Известия Транссиба*. 2018. № 1(33). С. 62 — 68.

43. Фрайден Дж. Современные датчики. Справочник. Москва: Техносфера, 2005. 592 с.

44. Шахов И. Г. Техническое диагностирование локомотивов: проблемы и решения. *Локомотив*. 2009. № 11. С. 36 — 37.

45. Aggoune L., Chetouani Y. Neyman-Pearson Test for Fault Detection in the Process Dynamics. *Journal of Failure Analysis and Prevention*. 2016. Vol. 16. P. 999 — 1005. <https://doi.org/10.1007/s11668-016-0186-y>

46. Amarnath M., Praveen Krishna I. R. Detection and diagnosis of surface wear failure in a spur geared system using EEMD based vibration signal analysis. *Tribology International*. 2013. Vol. 61. P. 224 — 234. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2013.01.001>

47. Antoni J. Cyclic spectral analysis of rolling-element bearing signals: Facts and fictions. *Journal of Sound and Vibration*. 2007. Vol. 304(3 — 5). P. 497 — 529. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2007.02.029>

48. Antoni J., Randall R. B. A Stochastic Model for Simulation and Diagnostics of Rolling Element Bearings with localized faults. *Journal of Vibration and Acoustics*. 2003. Vol. 125(3). P. 282 — 289. <https://doi.org/10.1115/1.1569940>

49. Antoni J., Randall R. B. The spectral kurtosis: application to the vibratory surveillance and diagnostics of rotating machines. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2006. Vol. 20(2). P. 308 — 331. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2004.09.002>

50. Babanin O., Bulba V. Designing the technology of express diagnostics of electric train's traction drive by means of fractal analysis. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016. Vol. 4, 9(82). P. 45 — 54. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.76520>

51. Bacchelli S., Papi S. Filtered wavelet thresholding methods. *Journal of Computational and Applied Mathematics*. 2004. Vol. 164 — 165. P. 39 — 52. <https://doi.org/10.1016/j.cam.2003.09.005>
52. Bendat J. S. *The Hilbert Transform and Applications to Correlation Measurements*. Naerum: Brüel&Kjær, 1985. BT0008
53. Blatter C. *Wavelets. A primer*. Natick: A K Peters Ltd, 2002. P. 199.
54. Bolaers F., Cousinard O., Estocq P., Chiementin X., Dron J-P. Comparison of denoising methods for the early detection of fatigue bearing defects by vibratory analysis. *Journal of Vibration and Control*. 2011. Vol. 17(13). P. 1983 — 1993. <https://doi.org/10.1177/1077546309348853>
55. Box G. E. P., Jenkins G. M., Reinsel G. C., Ljung G. M. *Time series analysis. Forecasting and control*. 5th edition. New Jersey: Wiley & Sons, 2016. P. 712.
56. Caesarendra W., Kosasih B., Tieu A. K., Moodie C. A. S. Application of the largest Lyapunov exponent algorithm for feature extraction in low speed slew bearing condition monitoring. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2015. Vol. 50-51. P. 116 — 138. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2014.05.021>
57. Caso E., Fernandez-del-Rincon A., Garcia P., Iglesias M., Viadero F. Monitoring of misalignment in low speed geared shafts with acoustic emission sensors. *Applied Acoustics*. 2020. Vol. 159. 107092. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2019.107092>
58. Charfi F., Lesecq S., Sellami F. Fault diagnosis using SWT and Neyman Pearson detection tests. *IEEE International Symposium on Diagnostics for Electric Machines, Power Electronics and Drives*. (Cargese, France, 31 Aug. — 03 Sept.). 2009. 10976527. <https://doi.org/10.1109/DEMPED.2009.5292788>
59. Chavez S. G., Bernat J. X., Coalla H. L. Forecasting of energy production and consumption in Asturias (northern Spain). *Energy*. 1999. Vol. 24(3). P. 183 — 198. [https://doi.org/10.1016/S0360-5442\(98\)00099-1](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(98)00099-1)
60. Chen B., Shen B., Chen F., Tian H., Xiao W., Zhang F., Zhao C. Fault diagnosis method based on integration of RSSD and wavelet transform to rolling

bearing. *Measurement*. 2019. Vol. 131. P. 400 — 411. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2018.07.043>

61. Chen C-H., Shyu R-J., Ma C-K. Rotating machinery diagnosis using wavelet packets-fractal technology and neural networks. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2007. Vol. 21(7). P. 1058 — 1065. <https://doi.org/10.1007/BF03027655>

62. Chen Z., Zhai W., Wang K. Vibration feature evolution of locomotive with tooth root crack propagation of gear transmission system. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2019. Vol. 115. P. 29 — 44. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2018.05.038>

63. Cheng J., Yu D., Tang J., Yang Y. Application of frequency family separation method based upon EMD and local Hilbert energy spectrum method to gear fault diagnosis. *Mechanism and Machine Theory*. 2008. Vol. 43(6). P. 712 — 723. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2007.05.007>

64. Coats M. D., Sawalhi N., Randall R. B. Extraction of tacho information from a vibration signal for improved synchronous averaging. Proceedings of Acoustics (Adelaide, 23 — 25 Nov. 2009). Adelaide, 2009. P. 1 — 8.

65. Combet F., Gelman L. Optimal filtering of gear signals for early damage detection based on the spectral kurtosis. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2009. Vol. 23(3). P. 652 — 668. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2008.08.002>

66. Crownover R. M. Introduction to fractals and chaos. Boston: Jones and Bartlett Publishers, 1995. P. 299.

67. Dalpiaz G., Rivola A., Rubini R. Effectiveness and sensitivity of vibration processing techniques for local fault detection in gears. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2000. Vol. 14(3). P. 387 — 412. <https://doi.org/10.1006/mssp.1999.1294>

68. D'Elia G., Cocconcelli M., Mucchi E. An algorithm for the simulation of faulted bearings in non-stationary conditions. *Meccanica*. 2018. Vol. 53(4). P. 1147 — 1166. <https://doi.org/10.1007/s11012-017-0767-1>

69. Ding J., Zhao W., Miao B., Lin J. Adaptive sparse representation based on circular-structure dictionary learning and its application in wheelset-bearing fault detection. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2018. Vol. 111. P. 399 — 422. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2018.04.012>

70. Dron J.-P., Bolaers F., Rasolofondraibe I. Improvement of the sensitivity of the scalar indicators (crest factor, kurtosis) using a de-noising method by spectral subtraction: application to the detection of defects in ball bearings. *Journal of Sound and Vibration*. 2004. Vol. 270(1-2). P. 61 — 73. [https://doi.org/10.1016/S0022-460X\(03\)00483-8](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(03)00483-8)

71. Du Q., Yang S. Application of the EMD method in the vibration analysis of ball bearings. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2007. Vol. 21(6). P. 2634 — 2644. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2007.01.006>

72. Dubovikov M. M., Starchenko N. V., Dubovikov M. S. Dimension of the minimal cover and fractal analysis of time series. *Physica A: Statistical Mechanics and its Applications*. Vol. 339(3-4). P. 591 — 608. <https://doi.org/10.1016/j.physa.2004.03.025>

73. Dybała J., Gałęzia A. A novel method of gearbox health vibration monitoring using empirical mode decomposition. Proceedings of the third International Conference on Condition Monitoring of Machinery in Non-Stationary Operations CMMNO. Monitoring of Machinery in Non-Stationary Operations (Ferrara, Italy, 2013). Berlin, 2014. P. 225 — 234. https://doi.org/10.1007/978-3-642-39348-8_19

74. Dyer D., Stewart R. M. Detection of Rolling Element Bearing Damage by Statistical Vibration Analysis. *Journal of Mechanical Design*. 1978. Vol. 100(2). P. 229 — 235. <https://doi.org/10.1115/1.3453905>

75. Fan R. Y. C., Ng S. T., Wong J. M. W. Reliability of the Box-Jenkins model for forecasting construction demand covering times of economic austerity. *Construction Management and Economics*. 2010. Vol. 28(3). P. 241 — 254. <https://doi.org/10.1080/01446190903369899>

76. Feldman M. Hilbert transform in vibration analysis. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2011. Vol. 25(3). P. 735 — 802. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2010.07.018>

77. Fraden J. Handbook of modern sensors. Physics, designs and applications. 5th edition. Springer International Publishing Switzerland, 2016. P. 758 <https://doi.org/10.1007/978-3-319-19303-8>

78. Gaing Z.-L. Wavelet-based neural network for power disturbance recognition and classification. *IEEE Transactions on Power Delivery*. 2004. Vol. 19(4). P. 1560 — 1568. <https://doi.org/10.1109/TPWRD.2004.835281>

79. Galar D., Sandborn P., Kumar U., Johansson CA. SMART: Integrating Human Safety Risk Assessment with Asset Integrity. Proceedings of the 3rd International Conference on Condition Monitoring of Machinery in Non-Stationary Operations CMMNO 2013 (Ferrara, 2013). Ferrara, 2014. P. 37 — 59. https://doi.org/10.1007/978-3-642-39348-8_3

80. Goel P. K., Sreenivas Iyengar N. Bayesian Analysis in Statistics and Econometrics. New York: Springer-Verlag, 1992. P. 411

81. Graps A. An introduction to wavelets. *IEEE Computational Science and Engineering*. 1995. Vol. 2(2). P. 50 — 61. <https://doi.org/10.1109/99.388960>

82. Hand-held Analyzer Types 2250-W and 2270-W for Vibration Measurements. Naerum: Bruel & Kjaer, 2020. P. 16.

83. He C., Niu P., Yang R., Wang C., Li Z., Li H. Incipient rolling element bearing weak fault feature extraction based on adaptive second-order stochastic resonance incorporated by mode decomposition. *Measurement*. 2019. Vol. 145. P. 687 — 701. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2019.05.052>

84. Ho D., Randall R. B. Optimisation of bearing diagnostic techniques using simulated and actual bearing fault signals. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2000. Vol. 14(5). P. 763 — 788. <https://doi.org/10.1006/mssp.2000.1304>

85. Honarvar F., Martin H. R. New statistical moments for diagnostics of rolling element bearings. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*. 1997. Vol. 119(3). P. 425 — 432. <https://doi.org/10.1115/1.2831123>
86. Hongxing L., Hongfu Z., Chengyu J., Liangsheng Q. An improved algorithm for direct time-domain averaging. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2000. Vol. 14(2). P. 279 — 285. <https://doi.org/10.1006/mssp.1999.1250>
87. Huang N. E., Shen Z., Long S. R., Wu M. C., Shih H. H. The empirical mode decomposition and the Hilbert spectrum for nonlinear and non-stationary time series analysis. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*. 1998. Vol. 454(1971). P. 903 — 995. <https://doi.org/10.1098/rspa.1998.0193>
88. Hyndman R. J., Athanasopoulos G. *Forecasting: Principles and Practice*. 2nd edition: OTexts, 2018. P. 382.
89. Junsheng C., Dejie Y., Yu Y., The application of energy operator demodulation approach based on EMD in machinery fault diagnosis. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2007. Vol. 21(2). P. 668 — 677. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2005.10.005>
90. Kandanand K. Forecasting electricity demand in Thailand with an Artificial Neural Network approach. *Energies*. 2011. Vol. 4(8). P. 1246 — 1257. <https://doi.org/10.3390/en4081246>
91. Kankar P. K., Sharma S. C., Harsha S. P. Rolling element bearing fault diagnosis using wavelet transform. *Neurocomputing*. 2011. Vol. 74(10). P. 1638 — 1645. <https://doi.org/10.1016/j.neucom.2011.01.021>
92. Kosasih B. Y., Caesarendra W., Tieu K., Widodo A., Moodie C. A. S., Tieu A. K. Degradation trend estimation and prognosis of large low speed slewing bearing lifetime. *Applied Mechanics and Materials*. 2014. Vol. 493. P. 343 — 348. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.493.343>
93. Lei Y., Lin J., He Z., Zuo M. J. A review on empirical mode decomposition in fault diagnosis of rotating machinery. *Mechanical Systems and*

Signal Processing. 2013. Vol. 35 (1 — 2). P. 108 — 126. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymsp.2012.09.015>

94. Leite G. N. P., Araújo A. M., Rosas P. A. C., Stosic T., Stosic B. Entropy measures for early detection of bearing faults // *Physica A: Statistical Mechanics and its Applications*. 2019. Vol. 514. P. 458 — 472. <https://doi.org/10.1016/j.physa.2018.09.052>

95. Li J., Li M., Zhang J., Jiang G. Frequency-shift Multiscale Noise Tuning Stochastic Resonance Method for Fault Diagnosis of Generator Bearing in Wind Turbine. *Measurement*. 2019. Vol. 133. P. 421 — 432. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2018.10.054>

96. Li J., Zhang J. Adaptive multiscale noise control enhanced stochastic resonance method based on modified EEMD with its application in bearing fault diagnosis. *Shock and Vibration*. 2016. Vol. 2016. ID 1485412. <https://doi.org/10.1155/2016/1485412>

97. Li Z., Jiang Y., Hu C., Peng Z. Difference equation based empirical mode decomposition with application to separation enhancement of multi-fault vibration signals. *Journal of Difference Equations and Applications*. 2016. Vol. 23(1-2). P. 457 — 467. <http://dx.doi.org/10.1080/10236198.2016.1254206>

98. Liu T, Luo Z., Huang J., Yan S. A Comparative Study of Four Kinds of Adaptive Decomposition Algorithms and Their Applications. *Sensors*. 2018. Vol. 18(7). 2120. <https://doi.org/10.3390/s18072120>

99. Liu Z., Zhang L., Carrasco J. Vibration analysis for large-scale wind turbine blade bearing fault detection with an empirical wavelet thresholding method. *Renewable Energy*. 2020. Vol. 146. P. 99 — 110. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.06.094>

100. Lu Y., AbouRizk S. M. Automated Box-Jenkins forecasting modelling *Automation in Construction*. 2009. Vol. 18(5). P. 547 — 558. <https://doi.org/10.1016/j.autcon.2008.11.007>

101. Mallat S. A wavelet tour of signal processing. 3rd edition. Amsterdam: Elsevier, 2009. P. 832. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-374370-1.X0001-8>

102. Markovic D., Brodersen R. W. DSP architecture design essentials. New York: Springer, 2012. P. 351. <https://doi.org/10.1007/978-1-4419-9660-2>
103. Martinez-Alvarez F., Troncoso A., Asencio-Cortes G., Riquelme J. C. A survey on data mining techniques applied to electricity-related time series forecasting. *Energies*. 2015. Vol. 8(11). P. 13162 — 13193. <https://doi.org/10.3390/en81112361>
104. Matyjaszek M., Fernandez P. R., Krzemien A., Wodarski K., Valverfe G. F. Forecasting coking coal prices by means of ARIMA models and neural networks, considering the transgenic time series theory. *Resources Policy*. 2019. Vol. 61. P. 283 — 292. <https://doi.org/10.1016/j.resourpol.2019.02.017>
105. McFadden P. D. Detecting fatigue cracks in gears by amplitude and phase demodulation of the meshing vibration. *Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design*. 1986. Vol. 108(2). P. 165 — 170. <https://doi.org/10.1115/1.3269317>
106. McFadden P. D. Examination of a technique for the early detection of failure in gears by signal processing of the time domain average of the meshing vibration. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 1987. Vol. 1(2). P. 173 — 183. [https://doi.org/10.1016/0888-3270\(87\)90069-0](https://doi.org/10.1016/0888-3270(87)90069-0)
107. McFadden P. D., Smith J. D. Vibration monitoring of rolling element bearings by the high-frequency resonance technique — a review. *Tribology International*. 1984. Vol. 17(1). P. 3 — 10. [https://doi.org/10.1016/0301-679X\(84\)90076-8](https://doi.org/10.1016/0301-679X(84)90076-8)
108. Meer D. W., Shepero M., Svensson A., Widen J., Munkhammar J. Probabilistic forecasting of electricity consumption, photovoltaic power generation and net demand of an individual building using Gaussian Processes. *Applied Energy*. 2018. Vol. 213. P. 195 — 207. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.12.104>
109. Mills T. C., Markellos R. N. The economic modelling of financial time series. 3rd edition. New York: Cambridge University Press, 2008. P. 456.

110. Ming A. B., Qin Z. Y., Zhang W., Chu F. L. Spectrum auto-correlation analysis and its application to fault diagnosis of rolling element bearings. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2013. Vol. 41 (1 — 2). P. 141 — 154. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2013.08.004>

111. Ming A. B., Zhang W., Qin Z. Y., Chu F. L. Envelope calculation of the multi-component signal and its application to the deterministic component cancellation in bearing fault diagnosis. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2015. Vol. 50 — 51. P. 70 — 100. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2014.05.033>

112. Mohanty S., Gupta K. K., Raju K. S. Hurst based vibro-acoustic feature extraction of bearing using EMD and VMD. *Measurement*. 2018. Vol. 117. P. 200 — 220. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2017.12.012>

113. Montgomery D. C., Peck E. A., Vining G. G. Introduction to linear regression analysis. 5th edition. New Jersey: Wiley & Sons, 2012. P. 672.

114. Moumene I., Ouelaa N. Gears and Bearings Combined Faults Detection Using Hilbert Transform and Wavelet Multiresolution Analysis. Condition Monitoring of Machinery in Non-Stationary Operations Proceedings of the Second International Conference “Condition Monitoring of Machinery in Non-Stationary Operations” CMMNO’2012. (Hammamet, 2012). P. 319 — 328. https://doi.org/10.1007/978-3-642-28768-8_34

115. Nembhard A. D., Sinha J. K., Pinkerton A. J., Elbhah K. Condition monitoring of rotating machines using vibration and bearing temperature measurements. Proceedings of the 3rd International Conference on Condition Monitoring Of Machinery in Non-Stationary Operations CMMNO 2013 (Ferrara, 2013). Ferrara, 2014. P. 159 — 169. https://doi.org/10.1007/978-3-642-39348-8_13

116. Patel S. P., Upadhyay S. H. Euclidean distance based feature ranking and subset selection for bearing fault diagnosis. *Expert Systems with Applications*. 2020. Vol. 154. 113400. <https://doi.org/10.1016/j.eswa.2020.113400>

117. Photon+ dynamic signal analyzer. Naerum: Bruel & Kjaer, 2016. P. 8.

118. Poddar S., Tandon N. Detection of particle contamination in journal bearing using acoustic emission and vibration monitoring techniques. *Tribology*

International. 2019. Vol. 134. P. 154 — 164. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.01.050>

119. Prema V., Rao K. U. Time series decomposition model for accurate wind speed forecast. *Renewables: Wind, Water, and Solar*. 2015. Vol. 2(1). P. 18. <https://doi.org/10.1186/s40807-015-0018-9>

120. Pulse analyzers and solutions. Naerum: Bruel & Kjaer, 2017. P. 84.

121. Qin Y., Jia L. Active safety methodologies of rail transportation. *Advances in high-speed rail technology*. Singapore: Springer, 2019. P. 210. <https://doi.org/10.1007/978-981-13-2260-0>

122. Qiu H., Lee J., Lin J., Yu G. Wavelet filter-based weak signature detection method and its application on rolling element bearing prognostics. *Journal of Sound and Vibration*. 2006. Vol. 289(4 — 5). P. 1066 — 1090. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2005.03.007>

123. Rafiee J. M., Rafiee A., Tse P. W. Application of mother wavelet functions for automatic gear and bearing fault diagnosis. *Expert Systems with Applications*. 2010. Vol. 37(6). P. 4568 — 4579. <https://doi.org/10.1016/j.eswa.2009.12.051>

124. Rafiee J. M., Tse P. W. Use of autocorrelation of wavelet coefficients for fault diagnosis. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2009. Vol. 23(5). P. 1554 — 1572. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2009.02.008>

125. Randall R. B., Antoni J. Rolling element bearing diagnostics — A tutorial. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2011. Vol. 25(2). P. 485 — 520. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2010.07.017>

126. Sassi S., Badri B., Thomas M. Tracking surface degradation of ball bearings by means of new time domain scalar indicators. *International Journal of COMADEM*. 2008. Vol. 11(3). P. 36 — 45.

127. Scheffer C. Girdhar P. Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance. 1st edition. Oxford: Elsevier, 2004. P. 272.

128. Shakya P., Darpe A. K., Kulkarni M. S. Bearing diagnosis using proximity probe and accelerometer. *Measurement*. 2016. Vol. 80. P. 190 — 200. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2015.11.029>
129. Sharma V., Parey A. A review of gear fault diagnosis using various condition indicators. 12th International Conference on Vibration Problems, ICOVP 2015. *Procedia Engineering*. (Guwahati, 2015). Elsevier, 2016. Vol. 144. P. 253 — 263. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.05.131>
130. Shin K., Hammond J. K. Fundamentals of signal processing for sound and vibration engineers. New Jersey: Wiley & Sons, 2008. P. 403.
131. Si W., Qin B., Li Q., Liu H. A novel adaptive wavelet threshold estimation based on hybrid particle swarm optimization for partial discharge signal denoising. *Optik*. 2019. Vol. 181. P. 175 — 184. <https://doi.org/10.1016/j.ijleo.2018.12.030>
132. Smith W. A., Randall R. B. Rolling element bearing diagnostics using the Case Western Reserve University data: a benchmark study. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2015. Vol. 64-65. P. 100 — 131. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2015.04.021>
133. Strömbergsson D., Marklund P., Berglund K., Larsson P.-E. Bearing monitoring in the wind turbine drivetrain: A comparative study of the FFT and wavelet transforms. *Wind Energy*. 2020. Vol. 23(6). P. 1381 — 1393. <https://doi.org/10.1002/we.2491>
134. Tang Y. Y., Tao Y., Lam E. C. M. New method for feature extraction based on fractal behavior. *Pattern Recognition*. 2002. Vol. 35(5). P. 1071 — 1081. [https://doi.org/10.1016/S0031-3203\(01\)00095-4](https://doi.org/10.1016/S0031-3203(01)00095-4)
135. Tartakovsky E., Ustenko O., Puzyr V., Datsun Y. Systems Approach to the Organization of Locomotive Maintenance on Ukraine Railways. *Rail Transport-Systems Approach. Studies in Systems, Decision and Control*. 2017. Vol. 87. P. 217 — 236. https://doi.org/10.1007/978-3-319-51502-1_5

136. Tse P. W., Yang W-X., Tam H. Y. Machine fault diagnosis through an effective exact wavelet analysis // *Journal of Sound and Vibration*. 2004. Vol. 277(4 — 5). P. 1005 — 1024. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2003.09.031>
137. Vachtsevanos G., Lewis F. L., Roemer M., Hess A., Wu B. *Intelligent fault diagnosis and prognosis for engineering systems*. New Jersey: Wiley & Sons, 2006. P. 434.
138. Wang L., Gao R. X. *Condition Monitoring and Control for Intelligent Manufacturing*. London: Springer-Verlag, 2006. P. 400. <https://doi.org/10.1007/1-84628-269-1>
139. Wang W. Early detection of gear tooth cracking using the resonance demodulation technique. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2001. Vol. 15(5). P. 887 — 903. <https://doi.org/10.1006/mssp.2001.1416>
140. Wang Y-Z., Qin Y., Zhao X-J., Zhang S-J, Cheng X-Q. Bearing fault diagnosis with impulsive noise based on EMD and cyclic correntropy. *Lecture Notes in Electrical Engineering*. 2020. Vol. 617. P. 1477 — 1495. https://doi.org/10.1007/978-981-15-0644-4_112
141. Wen W., Fan Z., Karg D., Cheng W. Rolling Element Bearing Fault Diagnosis Based on Multiscale General Fractal Features. *Shock and Vibration*. 2015. Vol. 2015. P. 1 — 9. <https://doi.org/10.1155/2015/167902>
142. Zhang H., Chen X., Du Z., Yan R. Kurtosis based weighted sparse model with convex optimization technique for bearing fault diagnosis. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2016. Vol. 80. P. 349 — 376. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2016.04.033>
143. Zhang P-L., Li B., Mi S-S., Zhang Y-T., Liu D-S. Bearing fault detection using multi-scale fractal dimensions based on morphological covers. *Shock and Vibration*. 2012. Vol. 19(6). P. 1373 — 1383.
144. Zhang S., Tang J. Gearbox fault diagnosis based on time-frequency domain synchronous averaging and feature extraction technique. *Proceedings SPIE Smart Structures and Materials + Nondestructive Evaluation and Health*

Monitoring (Las Vegas 08 Apr. 2016). Las Vegas, 2009. 98040K. <https://doi.org/10.1117/12.2219460>

145. Zhao J., Xu L., Liu L. Equipment fault forecasting based on ARMA model. International Conference on Mechatronics and Automation (Harbin, 05 — 08 Aug. 2007). Harbin, 2007. P. 3514 — 3518. <https://doi.org/10.1109/ICMA.2007.4304129>

146. Zheng K., Li T., Zhang B., Zhang Y., Luo J., Zhou X. Incipient fault feature extraction of rolling bearings using autocorrelation function impulse harmonic to noise ratio index based SVD and Teager energy operator // *Applied Sciences*. 2017. Vol. 7(11). P. 1117 — 1135. <https://doi.org/10.3390/app7111117>

Додаток А

Реалізація коду для моделювання несправностей підшипника кочення передньої кришки тягового редуктора електропоїзда в програмному забезпеченні GNU Octave

```

%% Bearing geometry
d = 20; % bearing roller diameter [mm]
D = 180; % pitch circle diameter [mm]
n = 17; % number of rolling elements
contactAngle = 9*pi/180; % contact angle
faultType = 'inner';

%% Speed profile
N = 2048; % number of points per revolution
Ltheta = 10000*N; % signal length
theta = (0:Ltheta-1)*2*pi/N;
fc = 12.4;
fd = 0.08*fc;
fm = 0.5*fc;
fr = fc + 2*pi*fd.*(cumsum(cos(fm.*theta)/N));

%% Localized fault
varianceFactor = 0.04;
fs = 46000; % sample frequency [Hz]
k = 2e13;
zita = 5/100;
fn = 6e3; % natural frequency [Hz]
Lsdof = 2^8;
SNR_dB = 0.5;
qAmpMod = 0.3;
[tLocal ,xLocal ,xNoiseLocal ,frTimeLocal ,meanDeltaTLocal ,varDeltaTLocal ,
meanDeltaTimpOverLocal ,varDeltaTimpOverLocal ,errorDeltaTimpLocal] =
bearingSignalModelLocal(d,D,contactAngle ,n,faultType ,fr ,fc ,fd ,fm ,N,
varianceFactor ,fs ,k,zita ,fn ,Lsdof ,SNR_dB ,qAmpMod);

```

```

%% Distributed fault
fs = 46000; % sample frequency [Hz]
SNR_dB = 10;
qFault = 6;
qStiffness = 0.1;
qRotation = 0.1;
[tDist ,xDist ,xNoiseDist ,frTimeDist] = bearingSignalModelDist (d,D,
contactAngle ,n,faultType ,fc ,fd ,fm ,fr ,N,fs ,SNR_dB ,qFault ,qStiffness ,
qRotation);
function [t,x,xNoise ,frTime ,meanDeltaT ,varDeltaT ,meanDeltaTimpOver ,
varDeltaTimpOver ,errorDeltaTimp] = bearingSignalModelLocal(d,D,
contactAngle ,n,faultType ,fr ,fc ,fd ,fm ,N,varianceFactor ,fs ,k,zita ,fn ,Lsdof
,SNR_dB ,qAmpMod)
%% Generation of a simulated signal for localized fault in rolling element bearing
%
% Input:
% d = bearing roller diameter [mm]
% D = pitch circle diameter [mm]
% contactAngle = contact angle [rad]
% n = number of rolling elements
% faultType = fault type selection: inner , outer , ball [string]
% fr = row vector containing the rotation frequency profile
% fc = row vector containing the carrier component of the speed
% fm = row vector containing the modulation frequency
% fd = row vector containing the frequency deviation
% N = number of points per revolution
% varianceFactor = variance for the generation of the random
contribution (ex. 0.04)
% fs = sample frequency of the time vector
% k = SDOF spring stiffness [N/m]
% zita = SDOF damping coefficient
% fn = SDOF natural frequency [Hz]
% Lsdof = length of the in number of points of the SDOF response

```

```

% SNR_dB = signal to noise ratio [dB]
% qAmpMod = amplitude modulation due to the load (ex. 0.3)
%
% Output:
% t = time signal [s]
% x = simulated bearing signal without noise
% xNoise = simulated bearing signal with noise
% frTime = speed profile in the time domain [Hz]
% meanDeltaT = theoretical mean of the inter -arrival times
% varDeltaT = theoretical variance of the inter -arrival times
% menDeltaTimpOver = real mean of the inter -arrival times
% varDeltaTimpOver = real variance of the inter -arrival times
% errorDeltaTimp = generated error in the inter -arrival times
%
% G. D'Elia and M. Cocconcelli
if nargin < 14,
qAmpMod = 1;
end
switch faultType
case 'inner '
geometryParameter = 1 / 2 * (1 + d/D*cos(contactAngle)); % inner
race fault
case 'outer '
geometryParameter = 1 / 2 * (1 - d/D*cos(contactAngle)); % outer
race fault
case 'ball '
geometryParameter = 1 / (2*n) * (1 - (d/D*cos(contactAngle))^2)
/(d/D); % outer race fault
end
Ltheta = length(fr);
theta = (0: Ltheta -1) *2*pi/N;
deltaThetaFault = 2*pi/(n*geometryParameter);
numberOfImpulses = floor(theta(end)/deltaThetaFault);

```

```

meanDeltaTheta = deltaThetaFault;
varDeltaTheta = (varianceFactor*meanDeltaTheta)^2;
deltaThetaFault = sqrt(varDeltaTheta)*randn ([1 numberOfImpulses -1]) +
meanDeltaTheta;
thetaFault = [0 cumsum(deltaThetaFault)];
frThetaFault = interp1(theta ,fr ,thetaFault ,'spline ');
deltaTimp = deltaThetaFault ./ (2*pi*frThetaFault (2: end));
tTimp = [0 cumsum(deltaTimp)];
L = floor(tTimp(end)*fs); % signal length
t = (0:L-1)/fs;
frTime = interp1(tTimp ,frThetaFault ,t,'spline ');
deltaTimpIndex = round(deltaTimp*fs);
errorDeltaTimp = deltaTimpIndex/fs - deltaTimp;
indexImpulses = [1 cumsum(deltaTimpIndex)];
index = length(indexImpulses);
while indexImpulses(index)/fs > t(end)
index = index - 1;
end
indexImpulses = indexImpulses (1: index);
meanDeltaT = mean(deltaTimp);
varDeltaT = var(deltaTimp);
meanDeltaTimpOver = mean(deltaTimpIndex/fs);
varDeltaTimpOver = var(deltaTimpIndex/fs);
x = zeros(1,L);
x(indexImpulses) = 1;
% amplitude modulation
if strcmp(faultType , 'inner')
if length(fc) > 1,
thetaTime = zeros(1,length(fr));
for index = 2: length(fr),
thetaTime(index) = thetaTime(index - 1) + (2*pi/N)/(2*pi*
fr(index));
end

```

```

fcTime = interp1(thetaTime ,fc ,t,'spline ');
fdTime = interp1(thetaTime ,fd ,t,'spline ');
fmTime = interp1(thetaTime ,fm ,t,'spline ');
q = 1 + qAmpMod * cos (2*pi*fcTime .*t + 2*pi*fdTime .* ( cumsum(cos
(2*pi*fmTime .*t)/fs)));
else
q = 1 + qAmpMod * cos (2*pi*fc*t + 2*pi*fd*(cumsum(cos (2*pi*fm*t)
/fs)));
end
x = q .* x;
end
[sdofRespTime] = sdofResponse(fs ,k,zita ,fn ,Lsdof);
x = fftfilt(sdofRespTime ,x);
L = length(x);
rng('default '); %set the random generator seed to default (for
comparison only)
SNR = 10^( SNR_dB /10); %SNR to linear scale
Esym=sum(abs(x).^2) /(L); %Calculate actual symbol energy
N0 = Esym/SNR; %Find the noise spectral density
noiseSigma = sqrt(N0); %Standard deviation for AWGN Noise when x is real
nt = noiseSigma*randn(1,L);%computed noise
xNoise = x + nt; %received signal
function [t,x,xNoise ,frTime] = bearingSignalModelDist(d,D,contactAngle ,n,
faultType ,fc ,fd ,fm ,fr ,N,fs ,SNR_dB ,qFault ,qStiffness ,qRotation)
%% Generation of a simulated signal for distributed fault in rolling
element bearing
%
% Input:
% d = bearing roller diameter [mm]
% D = pitch circle diameter [mm]
% contactAngle = contact angle [rad]
% n = number of rolling elements
% faultType = fault type selection: inner , outer , ball [string]

```



```

% fr = row vector containing the rotation frequency profile
% fc = row vector containing the carrier component of the speed
% fm = row vector containing the modulation frequency
% fd = row vector containing the frequency deviation
% N = number of points per revolution
% SNR_dB = signal to noise ratio [dB]
% qFault = amplitude modulation at the fault frequency
% qStiffness = amplitude value of the deterministic component related to
the stiffness variation
% qRotation = amplitude value of the deterministic component related to
the bearing rotation
%
% Output:
% t = time signal [s]
% x = simulated bearing signal without noise
% xNoise = simulated bearing signal with noise
% frTime = speed profile in the time domain [Hz]
%
% G. D'Elia and M. Cocconcelli
switch faultType
case 'inner '
geometryParameter = 1 / 2 * (1 + d/D*cos(contactAngle)); % inner
race fault
case 'outer '
geometryParameter = 1 / 2 * (1 - d/D*cos(contactAngle)); % outer
race fault
case 'ball '
geometryParameter = 1 / (2*n) * (1 - (d/D*cos(contactAngle))^2)
/(d/D); % outer race fault
end
Ltheta = length(fr);
theta = (0: Ltheta -1) *2*pi/N;
thetaTime = zeros(1,length(fr));

```

```

for index = 2: length(fr),
thetaTime(index) = thetaTime(index - 1) + (2*pi/N)/(2* pi*fr(index));
end
L = floor(thetaTime(end)*fs); % signal length
t = (0:L-1)/fs;
frTime = interp1(thetaTime ,fr ,t,'spline ');
% generating rotation frequency component
xRotation = qRotation * cos(fc./fc.*theta + fd./fc.*( cumsum(cos(fm./fc.*
theta)/N)));
xRotationTime = interp1(thetaTime ,xRotation ,t,'spline ');
% generating stiffness variation
tauStiffness = n / 2 * (1 - d/D*cos(contactAngle));
xStiffness = qStiffness * cos(fc./fc*tauStiffness .* theta + fd./fc*
tauStiffness .*( cumsum(cos(fm./fc*tauStiffness .* theta)/N)));
xStiffnessTime = interp1(thetaTime ,xStiffness ,t,'spline ');
% amplitude modulation
tauFaultl = n*geometryParameter;
q = 1 + qFault * sin(fc./fc*tauFaultl .* theta + fd./fc*geometryParameter
.*( cumsum(cos(fm./fc*geometryParameter .*theta)/N)));
qTime = interp1(thetaTime ,q,t,'spline ');
xFaultTime = randn(1,L);
xFaultTime = xFaultTime .* qTime;
% adding therms
x = xFaultTime + xStiffnessTime + xRotationTime;
% Adding noise with given SNR
rng('default '); %set the random generator seed to default (for
comparison only)
SNR = 10^( SNR_dB /10); %SNR to linear scale
Esym=sum(abs(x).^2) /(L); %Calculate actual symbol energy
NO = Esym/SNR; %Find the noise spectral density
noiseSigma = sqrt(NO); %Standard deviation for AWGN Noise when x is real
nt = noiseSigma*randn(1,L);%computed noise
xNoise = x + nt; %received signal

```

```

function [sdofRespTime] = sdofResponse(fs ,k,zita ,fn ,Lsdof)
%% Acceleration of a SDOF system
% [sdofRespTime] = sdofResponse(fs ,k,zita ,fn ,Lsdof)
%
% Input:
% fs = sample frequency [Hz]
% k = spring stiffness [N/m]
% zita = damping coefficient
% fn = Natural frequency [Hz]
% Lsdof = desired signal length [points]
%
% Output:
% sdofRespTime = acceleration (row vector)
%
% G. D'Elia and M. Cocconcelli
m = k/(2*pi*fn)^2;
F = 1;
A = F/m;
omegan = 2*pi*fn;
omegad = omegan*sqrt(1- zita ^2);
t = (0:Lsdof-1)/fs;
% system response
xt = A/omegad * exp(-zita*omegan*t).*sin(omegad*t); % displacement
xd = [0 diff(xt)*fs]; % velocity
sdofRespTime = [0 diff(xd)*fs]; % acceleration

```

Додаток Б

Список публікацій здобувача за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації

Наукові праці, в яких опубліковані основні результати дисертації:

Публікації у виданнях України, які включені до міжнародних наукометричних баз:

1. Babanin O., Bulba V. Designing the technology of express diagnostics of electric train's traction drive by means of fractal analysis. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016. Vol. 4, 9(82). P. 45 — 54. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.76520> (видання індексується у базі Scopus)

2. Михалків С. В., Бульба В. І., Ходаківський А. М. Виділення бічних смуг на спектрах потужності вібрації тягових редукторів електропоїздів. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. 2018. № 179. С. 26 — 39. <https://doi.org/10.18664/1994-7852.179.2018.147711> (видання індексується у базі Index Copernicus)

3. Михалків С. В., Фалендиш А. П., Бульба В. І., Ходаківський А. М. Застосування спектрального ексцесу для вібродіагностування тягового редуктора електропоїзда. *Технічні науки та технології*. 2019. № 1(15). С. 73 — 79. [https://doi.org/10.25140/2411-5363-2019-1\(15\)-73-79](https://doi.org/10.25140/2411-5363-2019-1(15)-73-79) (видання індексується у базі Index Copernicus)

4. Пузир В. Г., Михалків С. В., Ходаківський А. М., Бульба В. І. Обчислення частотних смуг вібрації підшипників тягового редуктора електропоїзда кратномасштабним аналізом. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. 2019. № 185. С. 32 — 44. <https://doi.org/10.18664/1994-7852.185.2019.180784> (видання індексується у базі Index Copernicus)

5. Бульба В. І., Михалків С. В. Моделювання пошкоджень елементів підшипників кочення тягового редуктора електропоїздів. *Вісник Хмельницького національного університету. Серія «Технічні науки»*. 2019.

№ 5(277). С. 295 — 301. <https://doi.org/10.31891/2307-5732-2019-277-5-295-301> (видання індексується у базі *Index Copernicus*)

6. Михалків С. В., Бульба В. І. Прогнозування технічного стану тягових редукторів електропоїздів дискретними стохастичними моделями. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. 2019. № 188. С. 23 — 35. <https://doi.org/10.18664/1994-7852.188.2019.206182> (видання індексується у базі *Index Copernicus*)

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

7. Бабанін О. Б., Бульба В. І. Отримання віброакустичного сигналу для експрес-віброакустичного моніторингу тягових редукторів електропоїздів. Тези доповідей 78-ої міжнародної науково-технічної конференції УкрДУЗТ «Розвиток наукової та інноваційної діяльності на транспорті» (м. Харків, 26 — 28 квітня 2016 р.). Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту. № 160. С. 32 — 33.

8. Михалків С. В., Бульба В. І., Ходаківський А. М. Визначення індикаторів технічного стану колісно-редукторних блоків електропоїздів. Матеріали XIX-МНТК «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта», (м. Київ, 19 — 22 червня 2018 р. Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського»). С. 70 — 73.

9. Михалків С. В., Ходаківський А. М., Бульба В. І. Визначення інформа-тивного частотного діапазону для вібраційного діагностування тягового редуктора електропоїзда. Матеріали 79 Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» (м. Дніпро, 16 — 17 травня 2019 р. Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна). С. 36 — 37.

10. Михалків С. В., Бульба В. І., Ходаківський А. М. Діагностування тягового редуктора електропоїзда квадратичним спектром обвідної вібрації. Матеріали XX-МНТК «Прогресивна техніка, технологія та інженерна

освіта», (м. Херсон, 10 — 13 вересня 2019 р. Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського»). С. 350 — 353.

11. Бульба В. І., Михалків С. В., Ходаківський А. М. Обчислення точності прогнозування несправностей тягових редукторів електропоїздів. Матеріали XV МНТК «Проблеми механіки залізничного транспорту», (м. Дніпро, 22 — 23 жовтня 2020 р. Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна). С. 21 — 25.

12. Пузир В. Г., Михалків С. В., Ходаківський А. М., Бульба В. І. Прогнозування технічного стану тягових редукторів електропоїздів нейромережею довгої короткострокової пам'яті. Матеріали XXI-МНТК «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта», (м. Київ, 06 — 09 жовтня 2020 р. Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського»). С. 129 — 132.

Відомості про апробацію результатів дисертації:

1. 78-а Міжнародна науково-технічна конференція «Розвиток наукової та інноваційної діяльності на транспорті» (м. Харків, 26 — 28 квітня 2016 р.) (очна участь);

2. XIX-а Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта», (м. Київ, 19 — 22 червня 2018 р.) (заочна участь);

3. 79-а Міжнародна науково-технічна конференція «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» (м. Дніпро, 16 — 17 травня 2019 р.) (заочна участь);

4. XX-а Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта», (м. Херсон, 10 — 13 вересня 2019 р.) (заочна участь);

5. XV-а Міжнародна науково-технічна конференція «Проблеми механіки залізничного транспорту», (м. Дніпро, 22 — 23 жовтня 2020 р.) (заочна участь);

6. XXI-а Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта», (м. Київ, 06 — 09 жовтня 2020 р.) (заочна участь).

Додаток В

Акти впровадження результатів дисертації

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Проректор з науково-
педагогічної роботи
Українського державного
університету залізничного



Д. І. Мкртчян
_____ 2021 р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи
Бульби Владислава Ігоровича «Удосконалення технології
вібродіагностування тягових редукторів електропоїздів» в навчальний процес
Українського державного університету залізничного транспорту

До основних результатів дисертації Бульби В. І., які використовуються в навчальному процесі університету для студентів денної та заочної форми навчання спеціальності 273 «Залізничний транспорт» освітніх програм «Локомотиви та локомотивне господарство», «Високошвидкісний рухомий склад» упродовж вивчення дисциплін «Системи діагностування рухомого складу», «Технологія ремонту локомотивів» належать:

- методи визначення технічного стану механічних вузлів ТРС, МВРС із використанням нових скалярних індикаторів;
- способи діагностування КМБ, КРБ на стендах і в оглядових стійлах депо;
- методи прогнозування технічного стану обладнання ТРС, МВРС.

В. о. завідувача кафедри
експлуатації та ремонту
рухомого складу,
д. т. н., проф.

В. Г. Пузир

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Начальник служби
приміських пасажирських
перевезень

О. М. Куропатенко

«20» січня 2020 р.

АКТ

використання результатів дисертаційної роботи
здобувача наукового ступеня кандидата технічних наук
Бульби Владислава Ігоровича

Комісія у складі:

Голова — начальник моторвагонного депо Люботин С.С. Гаврилюк

Члени комісії — в.о. головного інженера депо В.М. Євгенєв

начальник технічного відділу В.В. Бровченко

Склали цей акт про те, що працівниками моторвагонного депо Люботин під час виконання непланових ремонтів колісно-редукторних блоків електропоїздів серії (EP2 354,355,373,406) на випробувальному стенді із використанням засобів вібродіагностування були використані такі результати наукових досліджень Бульби В. І.:

— методика класифікації технічного стану тягових редукторів завдяки розрахованій фрактальній розмірності;

— методи прогнозування видів несправностей тягових редукторів дискретними стохастичними моделями, зокрема таких несправностей:

- 1) недостатня кількість мастила в редукторі;
- 2) знос ролика підшипника передньої кришки редуктора;
- 3) тріщина кільця підшипника передньої кришки редуктора;
- 4) відкол зуба шестерні редуктора;
- 5) руйнування підшипника передньої кришки редуктора й тріщина зуба шестерні.

Голова комісії

Начальник моторвагонного
депо Люботин



С.С. Гаврилюк

Члени комісії:

В.о. головного інженера депо

В.М. Євгенєв

Начальник технічного відділу

В.В. Бровченко

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Начальник служби
приміських пасажирських
перевезень

О. М. Куропатенко

« 29 » Січня 2020 р.

АКТ

використання результатів дисертаційної роботи
здобувача наукового ступеня кандидата технічних наук
Бульби Владислава Ігоровича

Комісія у складі:

Голова—начальник моторвагонного депо Харків О.В.Олійник

Члени комісії — заступник начальника депо з ремонту П.В.Козир
начальник технічного відділу А.Ф.Ісаєв

Склали цей акт про те, що працівниками моторвагонного депо Харків упродовж виконання непланових ремонтів колісно-редукторних блоків електропоїздів серії (EP2P 7071,7034,7036,7073) на стенді для післяремонтного випробування колісно-редукторних блоків із використанням діагностичних засобів були використані такі результати наукових досліджень Бульби В. І.:

— технологія вібродіагностування тягових редукторів, яка використовує процедуру вейвлет-перетворення й дозволяє розділяти вібраційні складові, які викликані зубчастим зачепленням та обертаннями елементів підшипників кочення;

— метод визначення технічного стану тягових редукторів завдяки залученню нових індикаторів часової форми вібрації, що використовують комбінації ексцесу і середньоквадратичного значення.

Голова комісії,
Начальник моторвагонного
депо «Харків»



Члени комісії:

Заступник начальника депо
з ремонту

Начальник технічного відділу

О.В.Олійник

П.В.Козир

А.Ф.Ісаєв