УДК 621.822-752(031) DOI: 10.18372/0370-2197.3(112).21630

П. О. СЕМЕНОВ

Одеський національний морський університет, м. Одеса, Україна

ВІБРАЦІЯ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ В МАШИНОБУДУВАННІ

Теоретичні та експериментальні дослідження підшипникових вузлів у механізмах та агрегатах при оцінці їх роботоздатності в портальній підйомно-транспортній техніці дозволили спрогнозувати та встановити таке. Розроблено модель факторів для підшипникових вузлів, для яких існують інтервали часу квазіустановленого режиму роботи, коли параметри залишаються постійними при статичній та динамічній їхній навантаженості. Виявлено причинно-наслідковий зв'язок між змінними ознаками підшипникових вузлів та процесом утворення діагностичних параметрів амплітудно-частотного характеру вібрацій, що дало змогу вибрати структуру математичної моделі функціональних залежностей. Отримано спектрограми вібрацій підшипникового вузла, що випробовується, в осьовому і радіальному напрямках і довговічності, за якою представляється можливим його вибраковування.

Ключові слова: *підшипниковий вузол, підшипники кочення, статична та динамічна навантаженість, спектри вібрацій.*

Вступ. Безперервний розвиток низки найважливіших галузей техніки, зокрема, авіаційної, ракетної, приладобудівної, верстатобудівної, автомобільної, електромашинобудівної та інших пов'язаний із застосуванням великої кількості вузлів з підшипниками кочення як опори різних деталей та вузлів механізмів. У більшості випадків якість роботи всього пристрою залежить від статичної та динамічної навантаженості його елементів, спричинених конструктивними їх особливостями.

У числі першорядних завдань, висунутих практикою, знаходиться дослідження динамічних параметрів, у тому числі взаємозв'язку між параметрами підшипників, що визначають їх геометричну точність до динамічних параметрів віднесені, зокрема, момент опору обертанню і просторові коливання підшипника, відцентровий момент і параметри масляної плівки та ін. Знання взаємозв’язку між статичними і динамічними параметрами підшипникових опор дає можливість проєктувальнику правильно оцінити можливий рівень нестабільності роботи опори або, у стадії проєктування, розумно задати необхідну точність параметрів підшипників, виходячи з граничних значень рівнів просторових вібрацій та моменту опору обертання вузла.

Аналіз літературних даних та постановка проблеми. У роботі [1] запропоновано діагностику вузлів з підшипниками кочення за запропонованим методом логарифмічного декременту коливань. Це сприяє зниженню точності отриманих експериментальних даних. Крім того, критерій Пірсона, або χ^2 (хі-квадрат) застосований для оцінки спектру вібрацій, але має недолік у тому, що відбувається втрата частини первинної інформації, пов'язана з необхідністю угруповання результатів спостережень в інтервали та об'єднання окремих інтервалів з малою кількістю спостережень. У зв'язку з цим рекомендується доповнювати перевірку відповідності розподілів за критерієм χ^2 іншими

критеріями. Особливо це необхідно за порівняно малого об'єму вибірки (n = 100).

У роботах [2,3,4] виконано оцінку вібрацій підшипникових вузлів у механізмах та агрегатах портової підйомно-транспортної техніки. Проте в них не були виділені зовнішні та внутрішні дії, які діють на елементи підшипників.

У роботі [5] виділено вібраційні сигнали при пошкодженні деталей та вузлів техніки, але нічого не сказано про їхню стохастичну модуляцію.

У роботі [6] не було проаналізовано причини утворення складових моменту опору обертанню: диференціальне проковзування, гіроскопічне обертання, пружний гістерезис, геометричні похибки, дія сепаратора, змащування, робоче середовище та температура і не було здійснено узагальнення результатів.

Мета роботи – визначити статичну та динамічну навантаженість підшипникового вузла та оцінити його спектральні вібрації.

Статична навантаженість підшипників кочення. Статична ненавантаженість елементів підшипників є фундаментом їх динамічної навантаженості. Особливості підшипникового вузла наведено на рис. 1.

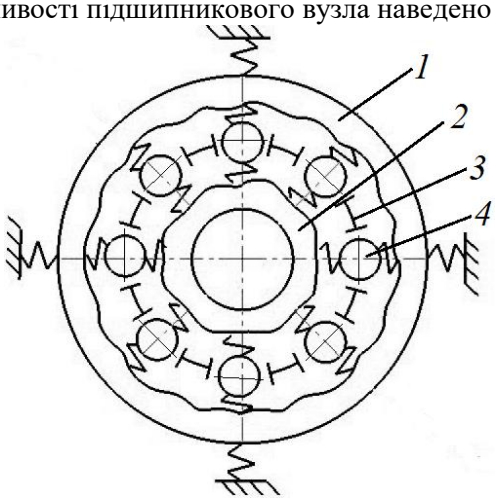


Рис. 1. Особливості конструкції підшипникового вузла: 1, 2 – зовнішнє та внутрішнє кільце; 3 – кульки; 4 – сепаратор

Проаналізуємо статичні характеристики підшипника (типу 202) за різної частоти обертання, представлені на рис. 2 [1]. Вібраційні процеси, що мають номери 1, 2 і 3 носять стохастичний характер і не мають послідовності. Під номерами 4,5 та 6 представлені спектральні густини при частоті вібрацій до 200,0 Гц, а в інтервалі від 200,0 до 500,0 Гц спостерігається квазістійкий режим коливань.

Стосовно законів розподілу параметрів спектрограм вібрацій (номери 7, 8 та 9) вводиться коефіцієнт асиметрії та ексцесу. Перший показує «скошеність» низки розподілу A_i щодо його центру, а другий – «крутість» розподілу E_S [7].

Для даного методу розрахунку: якщо $A_i < 0$, у розподілі спостерігається правостороння (позитивна асиметрія), якщо $A_i > 0$ у розподілі має місце лівостороння (негативна асиметрія) [8, 9, 10].

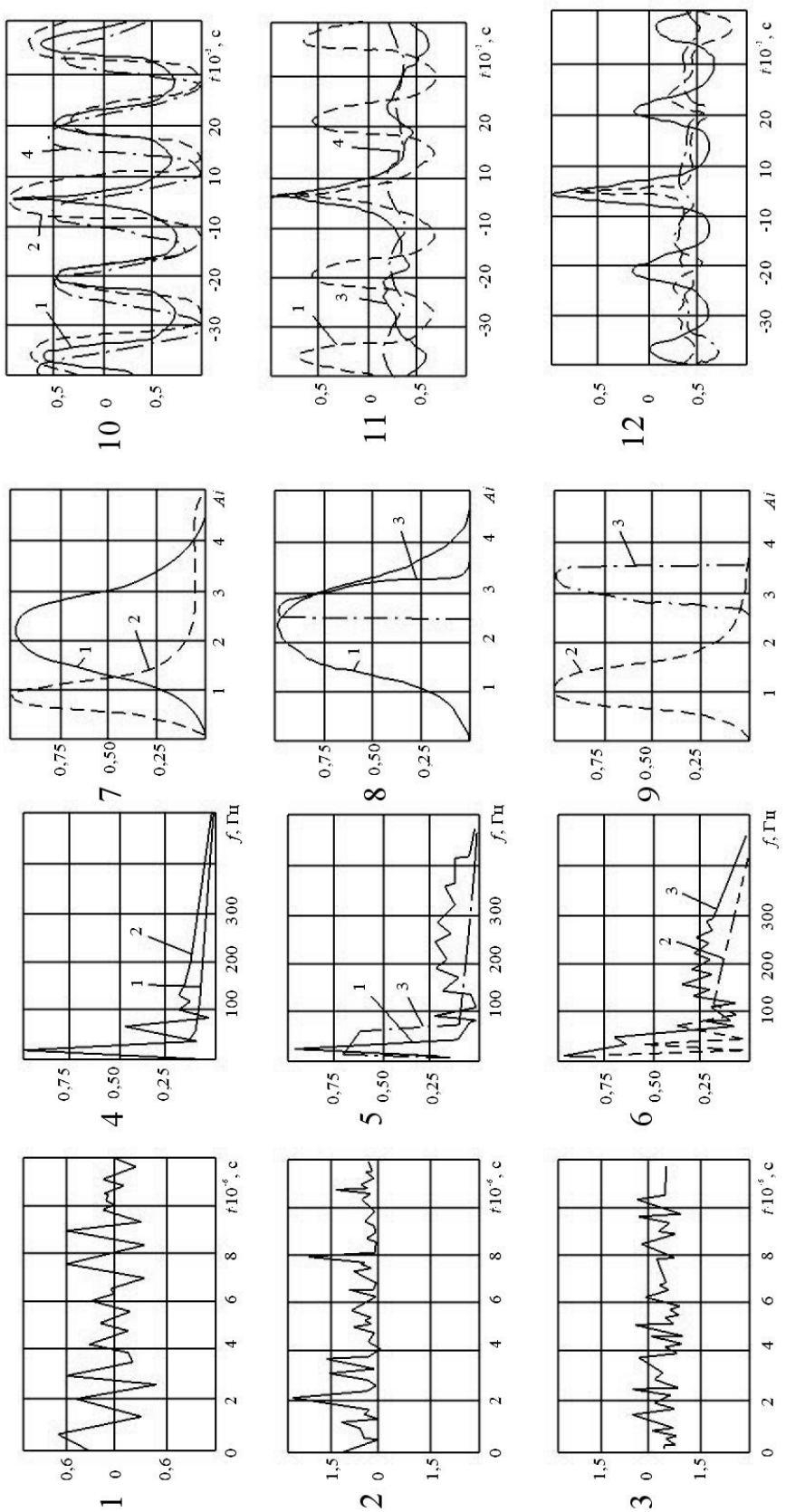


Рис.2. Статичні характеристики навантаженого підшипника (тип 202) за різної частоти обертання: 1, 2, 3 – вібраційні процеси; 4, 5, 6 – спектральні густини; 7, 8, 9 – гістограми розподілу; 10, 11, 12 – авто і взаємно кореляційні функції. Криві: 1 – момент опору обертанню; 2 – електричний опір масляної плівки; 3 – вібрації; взаємнокореляційна функція

Якщо $E_S > 0$, у розподілі виникає ***гостровершинність*** – ексцес позитивний, якщо $E_S < 0$, у розподілі спостерігається ***плосковершинність*** – ексцес негативний (рис. 3).

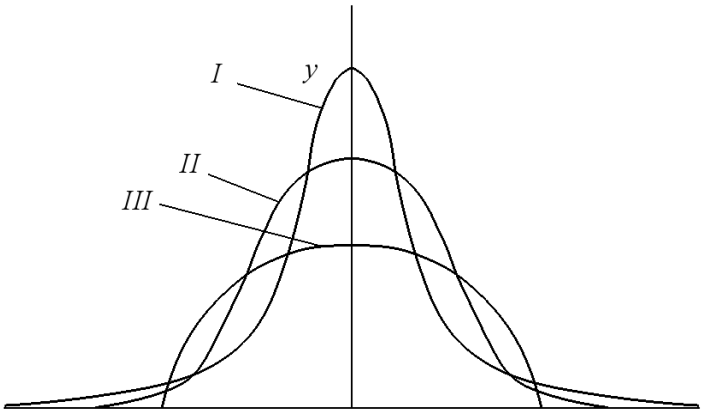


Рис. 3. Ексцеси розподілу: I – гостровершинність; II - плосковершинність

Авто і взаємокореляційні функції (номера 10, 11, 12) підтверджують закономірності розподілу гістограм

Динамічна навантаженість підшипників кочення.

Динамічні впливи в підшипникових вузлах поділяються на зовнішні та внутрішні чинники, що оцінюються критеріями процесів.

Функціональна схема впливових та оціночних факторів підшипникового вузла

ЗОВНІШНІ ФАКТОРИ	ВНУТРІШНІ ФАКТОРИ	КРИТЕРІЙ ОЦІНКИ ПРОЦЕСІВ
1. Навантаження 2. Зовнішні вібрації 3. Температура навколишнього середовища 4. Інші експлуатаційні фактори	1. Геометричні відхилення і похибки 2. Змащування 3. Монтажні перекоси 4. Пружній гестерезис 5. Гіоскопічне вертіння 6. Диференційне проковзування 7. Дія сепараторів	1. Вібрації 2. Момент опору обертанню 3. Шум 4. Температура 5. Гідродинамічна масляна плівка

Впливові фактори діляться на основні і додаткові. Вище основні чинники підкреслено суцільною лінією. Основні критерії оцінки процесів підкреслено пунктирною лінією.

Кожен із впливів на елементи підшипникового вузла має власну частку і входить до складу завдання багатофакторного характеру. У цій роботі зазначено, що основними ознаками працездатності підшипникових вузлів, характеризуючих зміну їх динамічних параметрів, які поступово призводять елементи підшипників до втомного викришування, підвищеного зносу деталей і поломок в результаті

збільшення рівня вібрацій, моменту опору обертанню, характеру електричного опору масляної плівки гідродинамічної, температурного рівня і шумових характеристик.

Внаслідок порушення зносостійкості, контактної витривалості відбувається руйнування елементів підшипників.

Аналіз спектрограм вібрацій підшипникового вузла при постійних амплітудах і частоті коливань показав наступне:

- в осьовому напрямку спостерігається зростання амплітуд коливань до 925,0 Гц, що характеризує припрацювання вузла;

- у радіальному напрямку має місце зростання амплітуд коливань до 1750,0 Гц через погіршення змащування вузла.

Що стосується зношування взаємодіючих пар елементів підшипникового вузла, воно буде більшим при високочастотних вібрацій, ніж при низькочастотних.

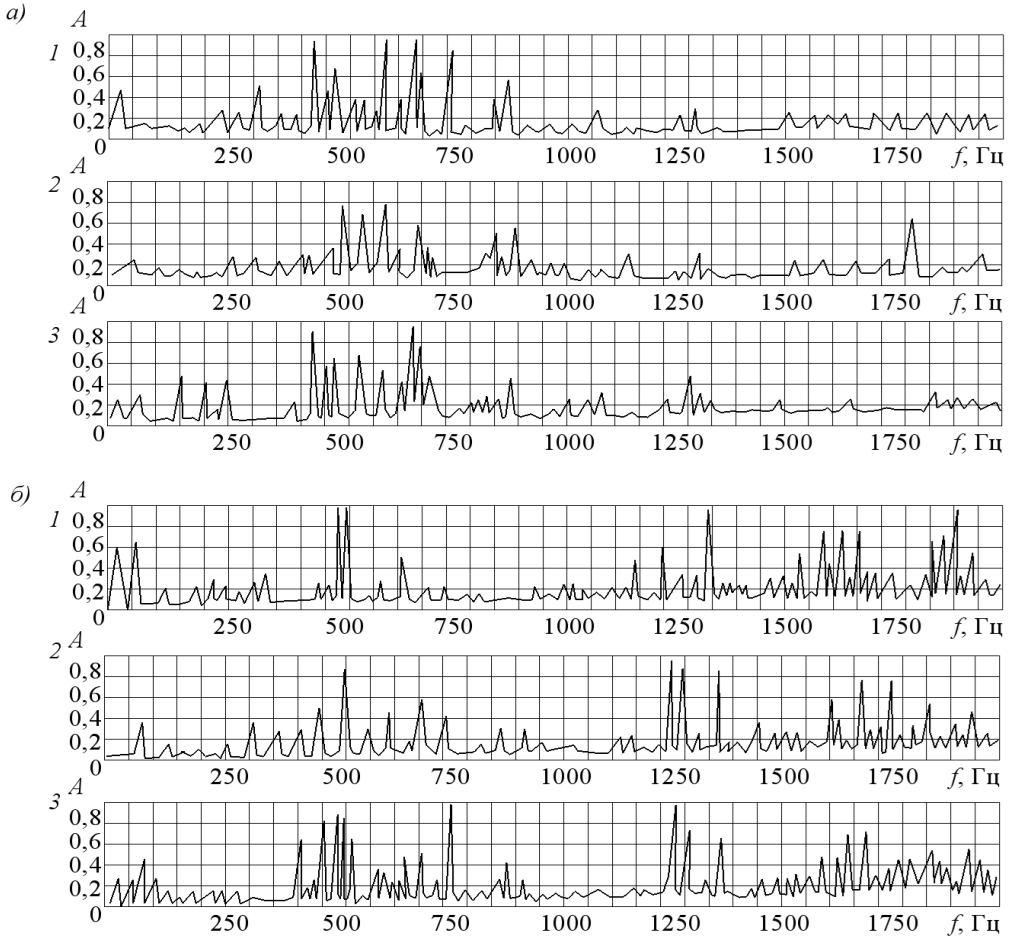


Рис. 4 *а*, *б* Спектрограми вібрацій випробуваного підшипникового вузла в напрямку осьовому (*а*) та радіальному (*б*) при однаковій частоті вібрацій після: 1 - 6724h; 2 – 7924h; 3 – 9124h довготривалої роботи; h – час експлуатації вузла

Спектрограми вібрацій підшипникового вузла. З використанням методів кореляційно-спектрального аналізу стаціонарних випадкових процесів

досліджено загальний стан підшипникового вузла. Встановлено, що оцінки кореляційних функцій при осьових та радіальних навантаженнях виглядають незагасаючими коливаннями, що свідчить про наявність у вібраціях детермінованих періодичних складових. При цьому спектр потужності вібрацій змішаний, він зосереджений у смузі до 2,5 кГц. Відношення між потужностями детермінованих та стохастичних вібрацій для різних підшипникових вузлів змінюється у межах інтервалу 0,2…0,8. Тимчасові ряди, для яких середньоквадратичне значення більше нормативного, відбиралися для наступного більш детального аналізу.

Аналіз вібрацій дефектного обертового вузла підйомного механізму проведено окремо в інтервалах [0кГц...1,0кГц] і [1,0кГц...2,5кГц], оскільки потужність вібрацій в нижньому інтервалі значно менше, ніж у верхньому. Першим завданням такого аналізу є поділ детермінованої та стохастичної складових. При використанні методу найменших квадратів базової частоти детермінованих коливань в нижньому інтервалі встановлено, що вона визначається частотою обертання валу. Проведено аналіз амплітудного спектра детермінованих коливань та виявлено, що їх потужність в основному визначається потужністю гармонік початкових порядків, найбільшою з яких є перша. Потужність детермінованої складової вібрацій становить близько третини потужності стохастичної складової. Встановлено, що тимчасові зміни в нижньому інтервалі малопотужні в малій смузі і ними можна знехтувати.

При використанні методу найменших квадратів і компонентного методу досліджена періодично випадкового сигналу нестаціонарного структура вібрацій відповідала появі локалізованого дефекту. Показано, що в порівнянні з розподіленим дефектом середньоквадратичне значення вібрацій зростає в 1,5 рази, при розширенні амплітудного спектра змін тимчасових дисперсії. Для оцінки зміни стану деталей та вузлів механізмів введено індикатор I_1, який визначає відношення суми амплітуд гармонік дисперсії та приросту середньої потужності до початкової потужності вібрацій. При розподіленому дефекті цей показник дорівнював 0,4, а при локальному - 1,91. На основі проведеного аналізу було встановлено, що стан деталей та вузлів механізму, при якому $I_1 > 1{,}0$ є початком розвитку локального дефекту.

Досліджено структуру вібрацій, виникаючих при поширеному локальному дефекті підшипникового вузла електродвигуна підйомного механізму показало, що потужність сигналу в смузі [2,0 кГц…12,5 кГц] набагато перевищує його потужність у смузі [до 2,0 кГц], тому аналіз кожної зі смуг доцільно проводити окремо. Встановлено, що низькочастотний сигнал містить періодичну складову, потужність якої становить четверту частину потужності всього сигналу. Визначено її базову частоту, близьку до частоти обертання валу та оцінено гармонійний склад. Найбільшу амплітуду серед гармонік має перша, що перевищує амплітуду другої більше, ніж у дев'ять разів. Виявлено, що дисперсія сигналу, яка визначає потужність його стохастичної складової, також періодично змінюється з часом. Її базова частота практично не відрізняється від базової частоти детермінованих коливань. В амплітудному спектрі дисперсії визначальна частка потужності належить першим п'ятьом гармонікам. Індикатор нестаціонарності другого порядку дорівнює $I_1^{(н)} = 1{,}43$, що свідчить про високий рівень розвитку дефекту.

Виявлено, що оцінка кореляційної функції високочастотного сигналу володіє потужним незамикаючим хвостом, що свідчить про те, що високочастотні вібрації в основному сформовані детермінованими коливаннями. Оцінка спектральної густини має вигляд гребінки, а високі пікові значення обумовлені відповідними гармоніками детермінованих коливань, при цьому виділяються інтервали, зосереджені близько 2,5 кГц та 5,0 кГц. Характерною ознакою гребінок у цих інтервалах є однакова відстань між піками, що дорівнює подвоєній базовій частоті низькочастотного сигналу.

Встановлено спектральну структуру стохастичної складової високочастотного сигналу та показано, що в діапазоні виділено інтервали у зоні частот 2,5 кГц, 5,0 кГц та 7,5 кГц. Виявлено, що тимчасові зміни дисперсії є результатом корелюваності гармонік, що відносяться як до кожного з інтервалів, так і до різних, при цьому корелюються лише гармоніки, частоти яких відрізняються на величину mf_0 де m є цілим числом. Показано, що дисперсія високочастотного сигналу є біперіодичною функцією та визначено частоти складових гармонік та їх амплітуди. Знайдено значення індикатора біперіодичної нестаціонарності другого порядку $I_1^{(b)}$ =1,88. Оскільки це значення істотно менше $I_2^{(b)}$, можна стверджувати, що потужність детермінованих коливань є визначальним параметром при встановленні стану підшипникового вузла. Наявність нестаціонарності другого порядку сигналу є ознакою механічних пошкоджень елементів підшипника.

Обговорення результатів. Теоретичні та експериментальні дослідження підшипникових вузлів у механізмах та агрегатах при оцінці їх працездатності в портальній підйомно-транспортній техніці дозволили спрогнозувати та встановити таке:

- розроблено модель факторів для підшипникових вузлів, для яких існують інтервали часу квазіустановленого режиму роботи, коли параметри залишаються постійними при статичній та динамічній їхній навантаженості;
- виявлено причинно-наслідковий зв'язок між змінними ознаками підшипникових вузлів та процесом утворення діагностичних параметрів амплітудно-частотного характеру вібрацій, що дало змогу вибрати структуру математичної моделі функціональних залежностей;
- отримані спектрограми вібрацій підшипникового вузла, що випробовується, в осьовому і радіальному напрямках і довговічності, за якою представляється можливим його вибраковування;

Висновки. Таким чином, встановлені часові закономірності впливу низько- та високочастотних амплітудних вібрацій на довговічність підшипникового вузла.

Список літератури

1. Степчин, Я. А., Отаманський, В. В., Малишев, І. П., & Пилипенко, О. М. (2023). Вібродіагностика підшипникових вузлів папероробних машин. *Технічна інженерія*, (1(91), 10–16. https://doi.org/10.26642/ten-2023-1(91)-10-16

2. Борисюк Д.В. Особливості вібродіагностики низькообертових підшипників кочення / Д.В. Борисюк, І.В. Твердохліб, Ю.А. Полєвода // Вібрації в техніці та технологіях. – Вінницький Національний аграрний університет. – 2013. – № 4 (72) – С. 56–60.

3. Яворський І.М. Математичні моделі та аналіз стохастичних коливань / І. М. Яворський // ФМІ ім. Г.В. Карпенка, 2013. – 800с.

4. Яворський І. М. Мацько І.Й., Юзефович Р.М. Семенов П.О., Черчик Г.Т. Застосування векторних періодично корельованих випадкових процесів у вібраційній діагностиці // Праці XXIV Міжнародної науково-технічної конференції “Приладобудування: стан і перспективи”. — Київ : Національний технічний університет України “Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського”, 2025.— С. 339-340.

5. Юзефович Р.М, Яворський І.М,, Личак О.В., Мацько І.Й. Семенов П.О. Застосування методів періодично корельованих випадкових процесів для аналізу вібраційних сигналів. / Матеріали 16-ого міжнародного симпозіуму українських інженерів-механіків у Львові. — Львів: Національний Університет “Львівська Політехніка”, 2023.- С. 124-125.

6. Семенов П. О., Яворський І. М., Личак О.В., Юзефович Р.М., Комарницький Б.Р. Переваги вібраційних методів діагностики механізмів портальних кранів // Матеріали XIV Міжнародної науково-практичної конференції “Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем”. — Чернігів: Національний університет “Чернігівська політехніка”, 2024. - С. 242

7. P. O. Semenov. The influence of extreme deformation conditions on the impact toughness of the exploited steel of the portal crane // Materials Science. - 2025. - Vol. 60-P. 607-613.

8. Медведєв М. Г. Теорія ймовірностей та математична статистика: підручник / М. Г. Медведєв, І. О. Пащенко. – К.: Кондор, 2008. – 536 с.

9. Методи вібраційної діагностики початкових стадій пошкодження обертових систем / І.М. Яворський, П.П. Драбич, І.Б. Кравець, І.Й. Мацько // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – Львів : Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України. – 2011. – № 2 – С. 134–140.

10. Harmouche J. Improved fault diagnosis of ball bearings based on the global spectrum of vibration signals / J.Harmouche, C.Delpha, D.Diallo // IEEE Transactions on Energy Conversion. – 2014. – Vol. 30 (1). – P. 376–383.

Отримано: 14 вересня 2026
Прийнято: 16 вересня 2026
Опубліковано: 18 жовтня 2026

Семенов Павло Олександрович – канд. техн. наук, доцент кафедри «Підйомно-транспортні машини та інжиніринг портового перевантажувального обладнання», Одеський національний морський університет, вул. Мечникова, 34, м. Одеса, 65029, тел.: +38 063 604 26 63, e-mail: semenov.onmu@ukr.net, https://orcid.org/0000-0003-4121-6011

Semenov Pavlo Oleksandrovych – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of “Lifting and Transport Machinery and Engineering of Port Handling Equipment”, Odessa National Maritime University, Mechnikova St., 34, Odessa, 65029, тел.: +38 063 604 26 63, e-mail: semenov.onmu@ukr.net, https://orcid.org/0000-0003-4121-6011

P. O. SEMENOV

VIBRATION OF ROLLING BEARINGS IN MECHANICAL ENGINEERING

Theoretical and experimental studies of bearing assemblies in mechanisms and units during performance assessment in portal lifting and transport equipment allowed us to predict and establish the following. A model of factors was developed for bearing assemblies with quasi-steady-state operating time intervals, where the parameters remain constant under static and dynamic loading. A cause-and-effect relationship was identified between the variable characteristics of bearing assemblies and the process of generating diagnostic parameters of the amplitude-frequency vibration nature, which made it possible to select the structure of a mathematical model of functional dependencies. Vibration spectrograms of the tested bearing assemblies in the axial and radial directions and their service life were obtained, which makes it possible to reject them.

Key words: bearing unit, rolling bearings, static and dynamic loading, vibration spectra.

References

1. Stepchyn, Ya. A., Otamans′kyy, V. V., Malyshev, I. P., & Pylypenko, O. M. (2023). Vibrodiahnostyka pidshypnykovykh vuzliv paperorobnykh mashyn. Tekhnichna inzheneriya, (1(91), 10–16. https://doi.org/10.26642/ten-2023-1(91)-10-16.

2. Borysyuk D.V. Osoblyvosti vibrodiahnostyky nyz′koobertovykh pidshypnykiv kochennya / D.V. Borysyuk, I.V. Tverdokhlib, YU.A. Polyevoda // Vibratsiyi v tekhnitsi ta tekhnolohiyakh. – Vinnyts′kyy Natsional′nyy ahrarnyy universytet. – 2013. – № 4 (72) – S. 56–60.

3. Yavors′kyy I.M. Matematychni modeli ta analiz stokhastychnykh kolyvan′ / I. M. Yavors′kyy // FMI im. H.V. Karpenka, 2013. – 800s.

4. Yavors′kyy I. M. Mats′ko I.Y., Yuzefovych R.M. Semenov P.O., Cherchyk H.T. Zastosuvannya vektornykh periodychno korel′ovanykh vypadkovykh protsesiv u vibratsiyniy diahnostytsi // Pratsi KHKHIV Mizhnarodnoyi naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi “Pryladobuduvannya: stan i perspektyvy”. — Kyyiv : Natsional′nyy tekhnichnyy universytet Ukrayiny “Kyyivs′kyy politekhnichnyy instytut imeni Ihorya Sikors′koho”, 2025.— S. 339-340.

5. Yuzefovych R.M, Yavors′kyy I.M,, Lychak O.V., Mats′ko I.Y. Semenov P.O. Zastosuvannya metodiv periodychno korel′ovanykh vypadkovykh protsesiv dlya analizu vibratsiynykh syhnaliv. / Materialy 16-oho mizhnarodnoho sympoziumu ukrayins′kykh inzheneriv-mekhanikiv u L′vovi. — L′viv: Natsional′nyy Universytet “L′vivs′ka Politekhnika”, 2023.- S. 124-125.

6. Semenov P. O., Yavors′kyy I. M., Lychak O.V., Yuzefovych R.M., Komarnyts′kyy B.R. Perevahy vibratsiynykh metodiv diahnostyky mekhanizmiv portal′nykh kraniv // Materialy KHIV Mizhnarodnoyi naukovo-praktychnoyi konferentsiyi “Kompleksne zabezpechennya yakosti tekhnolohichnykh protsesiv ta system”. — Chernihiv: Natsional′nyy universytet “Chernihivs′ka politekhnika”, 2024. - S. 242.

7. P. O. Semenov. The influence of extreme deformation conditions on the impact toughness of the exploited steel of the portal crane // Materials Science. - 2025. - Vol. 60-R. 607-613

8. Medvedyev M. H. Teoriya ymovirnostey ta matematychna statystyka: pidruchnyk / M. H. Medvedyev, I. O. Pashchenko. – K.: Kondor, 2008. – 536 s.

9. Metody vibratsiynoyi diahnostyky pochatkovykh stadiy poshkodzhennya obertovykh system / I.M. Yavors′kyy, P.P. Drabych, I.B. Kravets′, I.Y. Mats′ko // Fizyko-khimichna mekhanika materialiv. – L′viv : Fizyko-mekhanichnyy instytut im. H.V. Karpenka NAN Ukrayiny. – 2011. – № 2 – S. 134–140.

10. Harmouche J. Improved fault diagnosis of ball bearings based on the global spectrum of vibration signals / J. .Harmouche, C. .Delpha, D. .Diallo // IEEE Transactions on Energy Conversion. – 2014. – Vol. 30 (1). – P. 376–383.