

ДІАГНОСТИЧНІ ОЗНАКИ РУЙНУВАННЯ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ КРАНОВИХ ЕЛЕКТРОДВИГУНІВ У ВИСОКОЧАСТОТНОМУ ДІАПАЗОНІ ВІБРОАКУСТИЧНОГО СИГНАЛА

Погребняк А.В., доцент (ХНАДУ)
Євтушенко А.В., доцент (УкрДАЗТ)
Бережний О.В., магістр (ХНАДУ)

Проблема підвищення надійності козлових кранів, є дуже актуальною. Електродвигуни кранів МТФ та МТКФ, які використовуються на цих кранах чинять суттєвий вплив на експлуатаційні показники кранів у цілому і організацію системи їх обслуговування і ремонту. Розробка сучасних методик діагностування підшипникових вузлів кранових електродвигунів дозволяє оптимізувати технологію обслуговування і ремонту, підвищити надійність крану у цілому.

Розвитку комплексної механізації навантажувально-розвантажувальних робіт на залізничному транспорті багато в чому сприяє широке впровадження козлових електричних кранів, за допомогою яких виконується близько половини всього об'єму вантажопереробки на станціях (це відноситься і для перевантаження деревини).

Для приводу козлових кранів (механізмів) переважно застосовуються асинхронні електродвигуни серії МТФ підвищеної перевантажувальної здатності, які характеризуються великою кількістю відмов.

Правильна організація ремонтних робіт електродвигунів є одним з основних умов нормальної роботи останніх. Проте у зв'язку з поганою матеріально-технічною базою ремонт електродвигунів проводиться украй погано, і найголовніше неякісний. Тому питання діагностування даного типу електродвигунів, є першорядним, оскільки вихід з ладу цього вузла приводить до зупинки всього крана.

Прагнення попередити відмови зумовило розробку планово-запобіжної системи обслуговування і ремонту електродвигунів кранів. Інтервали між обслуговуваннями і ремонтами, їх об'єм і зміст формується на основі статистичних даних. При цьому не враховуються особливості конструкції, роботи і так далі. Заснована на такому підході (методі статистичного діагностування) система обслуговування і ремонту має недоліки: ремонтно-регулювальним роботам піддається електродвигун, що знаходиться в задовільному стані і не потребує таких робіт; прихована відмова, що наступила в період експлуатації усувається тільки під час регламентних робіт.

При такій системі обслуговування є суб'єктивний підхід до оцінки інтервалу експлуатації між обслуговуваннями і ремонтами електродвигунів, обсягу і змісту робіт. В результаті, у ряді випадків можуть бути прийняті заходи, які не сприяють поліпшенню технічного стану вузла, агрегату, системи і електродвигуна в цілому.

Одним із основних вузлів, який впливає на працездатність електродвигуна – є підшипниковий вузол. Відмови підшипникових вузлів великої вибірки електродвигунів серії А, А1, АТ, АО2, АОЛ, АОЛ2, МТФ і їх модифікацій об'ємом від 20 до 3435 зразків (всього 5524 двигуна) складають 16,3%, а по серії МТФ - 13%.

Це обумовлено наступними причинами: зміна параметрів технічного стану самого підшипника у зв'язку із зміною зазорів і посадок між деталями підшипників і опорами ротора; пошкодження від підвищеного зносу, втоми матеріалу; недостатньої подачі або припинення подачі змащувального матеріалу; резонансні режими роботи ротора; резонансні режими роботи підшипникових опор; циклічні осьові навантаження значної величини; недосконалість конструкції підшипникових опор.

Крім того, до цих причин відносяться технологічні, монтажні і експлуатаційні дефекти, коливання невірноважених роторів і підшипникові вібрації [1]. Вказані недоліки можуть бути усунені при використанні методів діагностування, що забезпечує індивідуалізацію оцінки стану об'єкту в перебігу всього терміну його експлуатації. Таким чином можуть бути забезпечені своєчасні заходи по підтримці крана, який експлуатується на високому технічному рівні в перебігу тривалого терміну.

Технічна діагностика дає можливість своєчасно усувати несправності, що з'являються в роботі окремих вузлів крана, що сприяє подальшому підвищенню ефективності їх використання, прискоренню перевантажувального процесу, підвищенню продуктивності праці і зниженню собівартості переробки вантажів.

У відповідності з імовірно-детерміністським підходом до розробки методів вібродіагностики, спектр вібрації в точці вимірювання представляється набором дискретних частотних складових, амплітуди яких – є вібраційними ознаками стану підшипникових вузлів. Тому при аналізі отриманих спектрів на сам перед розглядалися частотні складові, які відображають основні джерела вібрації у самому підшипнику. Крім того, спектри містить велику кількість складових які зумовлені численними резонансами деталей конструкції самих електродвигунів і вібраційними шумами. Велика виборча здатність частотного аналізатора 2034 фірми «Брюль і К'єр» дозволила успішно вирішити завдання виділення інформативних спектральних складових і при подальшому аналізі порівняти їх з розрахунковими (табл. 1).

Слід також зазначити, що частотні складові які виявлені у спектрі можуть незначно відрізнятися від розрахункових із-за флуктуації частоти обертання ротора електродвигуна при різних навантаженнях, напрямках обертання ротора, а також із-за роздільної здатності аналізатора спектрів 2034 в заданому частотному діапазоні [2].

Таблиця 1. Розрахункові частоти підшипника 309 в електродвигуна МТФ-211-6

Навантажувальні оберти електродвигуна $n, \text{ хв}^{-1}$	Частота обертів ротора $f_p, \text{ Гц}$	Частота обертів сепаратора $f_{\text{сеп.}}, \text{ Гц}$	Частота обертів тіл кочення $f_{\text{т.к.}}, \text{ Гц}$	Частота миготіння тіл кочення по зовнішньому кільцю $f_n, \text{ Гц}$	Частота миготіння тіл кочення по внутрішньому кільцю $f_b, \text{ Гц}$
855	14,25	5,6	31,1	40,4	59,4

Як правило, характеристики віброакустичних процесів у тимчасовій або частотній області є параметрами, що мають розмірність зсувів, віброшвидкості або віброприскорення. Прив'язка до абсолютних значень вимірюваних параметрів небажана в силу неінваріантності діагностичних ознак які представлені у такому вигляді. Залежність абсолютного значення розмірної ознаки від різноманіття чинників не дозволяє розробити рекомендації, однаково підходящих для підшипників різного типу, що мають схожі дефекти. Крім того, встановлення граничних значень рівнів вібрації вельми утруднено в наслідку великого розкиду абсолютних значень розмірних параметрів навіть для однотипних підшипників. Пропонується для діагностики використовувати безрозмірні параметри віброакустичних сигналів, які мають назву – амплітудні дискримінанти [3]. Ми будемо застосовувати метод який заснован на статистичному аналізі вібрацій. Головною є оцінка статистичного моменту четвертого порядку – **ексцесу** у трьох частотних діапазонах вібрації корпусу підшипника з середніми частотами і діапазонами частот відповідно: $f_{\text{cp1}} = 960 \text{ Гц}$; $f_{\text{cp2}} = 2,6 \text{ кГц}$; $f_{\text{cp3}} = 11,2 \text{ кГц}$; $\Delta f_1 = \Delta f_2 = 1,6 \text{ кГц}$; $\Delta f_3 = 3,2 \text{ кГц}$. Перший частотний діапазон назвемо *низькочастотним*, а два других – *високочастотними*. За відсутності дефекту **ексцес** близький до нуля у всіх полосах частот (закон розподіл амплітуд – гаусівський). Початкове пошкодження може викликати зміни головним чином в смугах низьких частот, а більш розвинене пошкодження в найбільшій мірі впливає на високі частоти, повертая ексцес до початкового значення в області низьких частот [3]. Головною перевагою цього способу є те, що він нечутливий до змін швидкості і навантаження пошкодженого підшипника.

Нами досліджена партія електродвигунів із справними (здоровими) підшипниками і дефектними підшипниками, поломка яких відбулася за декілька хвилин до руйнування.

Низькочастотний спектр віброшвидкості в діапазоні частот 160 – 1760 Гц і щільність вірогідності сигналу в цьому частотному діапазоні для бездефектного агрегату наведен на рис. 1. Щільність вірогідності [5] обчислювалася за допомогою аналізатора спектру 2034 у вигляді гістограми розподілу миттєвих значень віброшвидкості. Із спектрограм видно, що загальний рівень (*total*) для

бездефектного агрегату в низькочастотній смузі не перевищує 3 мм/с, а вид функції щільності вірогідності співпадає з нормальним розподіленням [5] (рис. 1).

На рис. 2 наведені автоспектри і щільність вірогідності віброшвидкості дефектного підшипника в низькочастотному діапазоні відповідно за 39 хвилин та 15 хвилин до руйнування. У низькочастотному діапазоні $f_{cp,1}=960$ Гц і $\Delta f_1=1,6$ кГц загальний рівень віброшвидкості збільшується до величини 5,3 мм/с і 8,6 мм/с відповідно за 39 хвилин і 15 хвилин до руйнування. Щільність вірогідності миттєвих значень віброшвидкості не змінюється і відповідає нормальному закону розподілення із зміною характеристик розподілу (математичного очікування і дисперсії) [4].

У високочастотному діапазоні $f_{cp,2}=2,6$ кГц и $\Delta f_2=1,6$ кГц відбувається інша картина (рис. 3). Тут рівень віброшвидкості не змінюється у часі аж до величини яка дорівнює 39 хвилинам до руйнування підшипника (рис. 4) і складає 0,5 мм/с. За 15 хвилин до руйнування рівень віброшвидкості вже зріс до величини 1,6 мм/с.

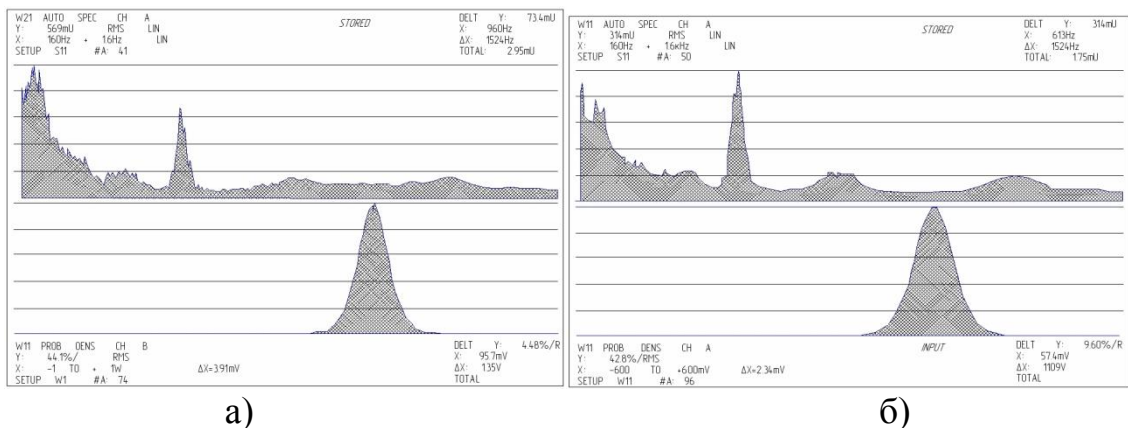


Рис. 1. Автоспектр та щільність вірогідності віброшвидкості бездефектного підшипника у частотному діапазоні 160–1760 Гц: а – обертання ротора за годинниковою стрілкою; б – обертання ротора проти годинникової стрілки

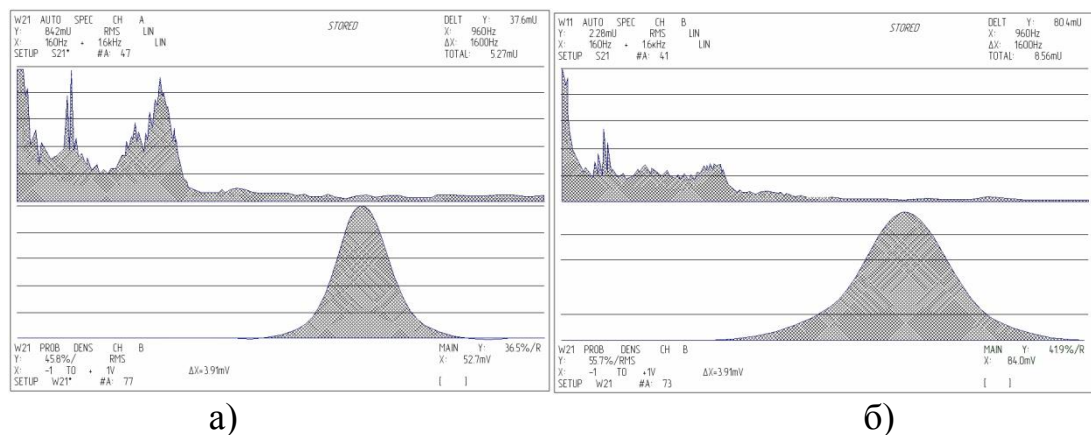


Рис. 2. Автоспектр та щільність вірогідності віброшвидкості корпусу підшипника 309 у частотному діапазоні 160–1760 Гц: а – 39 хвилин до руйнування; б – 15 хвилин до руйнування

Вид щільності вірогідності при цьому поступово змінюється від нормального закону трансформується у закон, характерною особливістю якого є збільшення ординат для значень відповідних абсцисі яка дорівнює математичному очікуванню сигналу (тобто витягується по вертикалі) [5].

Аналогічна картина спостерігається і в *другому високочастотному діапазоні*, $f_{cp,3}=11,2 \text{ кГц}$ і $\Delta f_3=3,2 \text{ кГц}$. Тут загальний рівень віброшвидкості не змінюється у часі аж до величини яка дорівнює 39-ти хвилинам до руйнування підшипника (рис. 5 та рис. 6) і складає 0,12 мм/с. За 15 хвилин до руйнування рівень віброшвидкості збільшується до величини 0,15 мм/с.

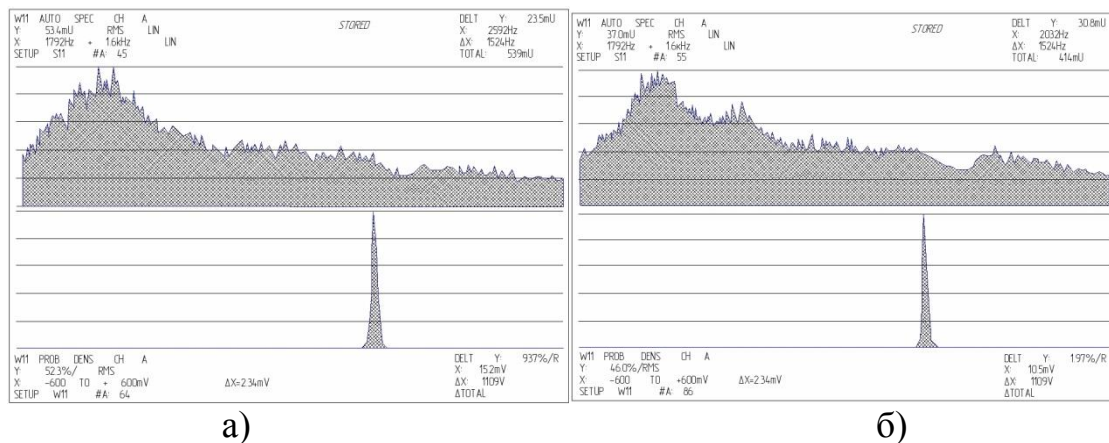


Рис.3. Автоспектр та щільність вірогідності віброшвидкості бездефектного підшипника у частотному діапазоні 1792–3392 Гц: а – обертання ротора електродвигуна за годинниковою стрілкою; б – обертання ротора проти годинникової стрілки

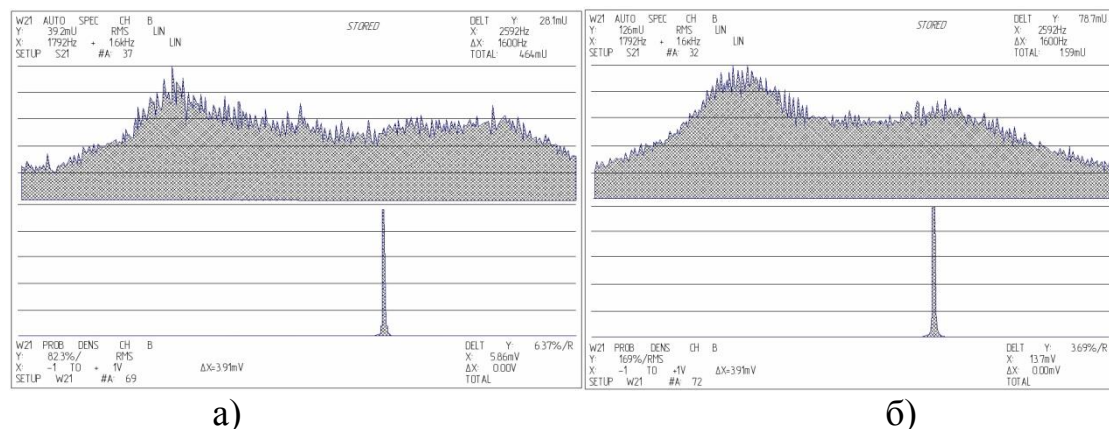
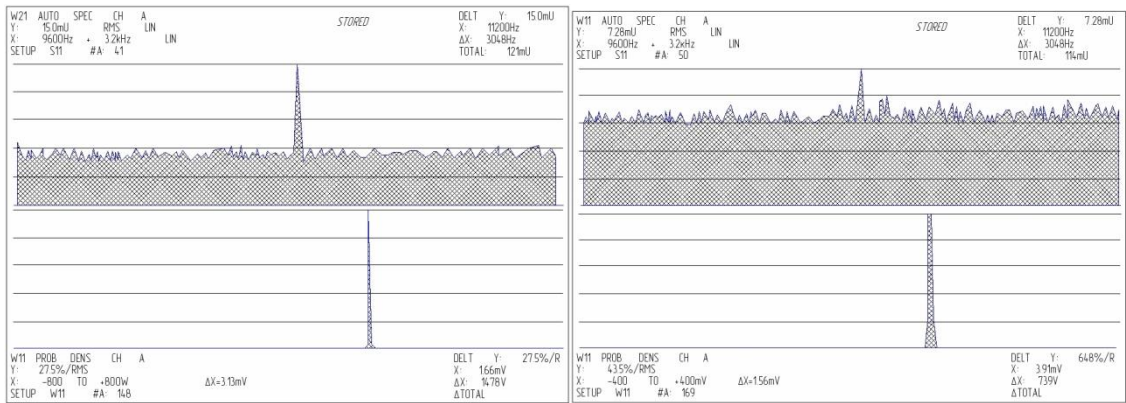


Рис.4. Автоспектр та щільність вірогідності віброшвидкості корпусу підшипника 309 у частотному діапазоні 1792–3392 Гц: а – 39 хвилин до руйнування; б – 15 хвилин до руйнування

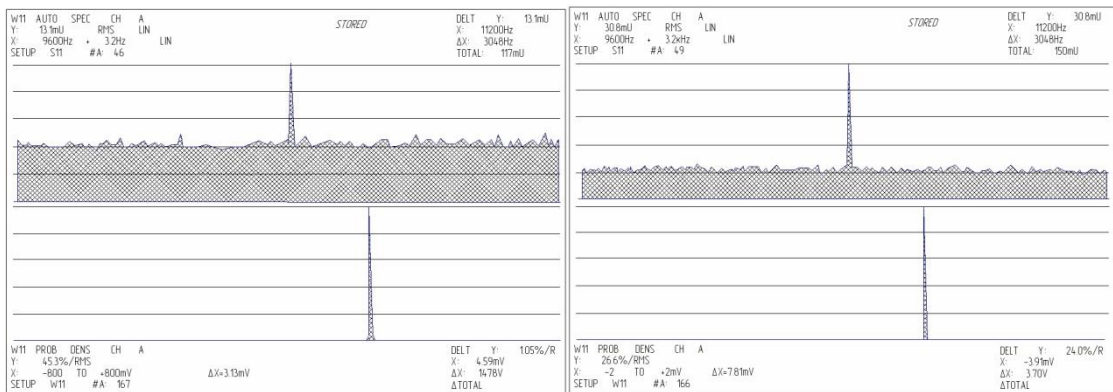
Вид щільності вірогідності при цьому ще сильніше трансформується від нормального закону по мірі виникнення і розвитку дефекту (рис. 4).



а)

б)

Рис. 5. Автоспектр та щільність вірогідності віброшвидкості бездефектного підшипника в частотному діапазоні 9600–12800 Гц: а – обертання ротора електродвигуна за годинниковою стрілкою; б – обертання ротора проти годинникової стрілки



а)

б)

Рис. 6. Автоспектр та щільність вірогідності віброшвидкості корпусу підшипника в частотному діапазоні 9600–12800 Гц: а – 39 хвилин до руйнування; б – 15 хвилин до руйнування

Наступним етапом досліджень є розрахунок усіх імовірнісних моментів і характеристик віброакустичного сигналу в трьох частотних діапазонах за допомогою розробленої для ЕОМ програмою.

З результатів розрахунків бездефектного підшипника виходить, що **коефіцієнт асиметрії** віброшвидкості для різних діапазонів і підшипників малий і свідчить про незначний нахил функції щільності вірогідності вліво або управо залежно від знаку. Значення **підфактору** в основному дорівнює ≈ 3 , що свідчить про близькість закону розподілення щільності вірогідності і нормального закону. **Коефіцієнт варіації** практично постійний. Основна характеристика віброактивності підшипника – **коефіцієнт ексцесу** у всіх трьох частотних діапазонах близький до нуля, що підтверджує нормальний закон щільності вірогідності сигналу і відсутність дефектів в підшипнику.

Результати розрахунків з використанням ЕОМ для дефектного підшипника за 39 хвилин та 15 хвилин до руйнування підшипників показує, що **коефіцієнт**

асиметрії віброшвидкості для різних діапазонів малий і свідчить про незначний нахил функції щільності вірогідності вліво або управо залежно від закону. Значення **підфактора** в основному дорівнює ≈ 3 , а **коефіцієнт варіації** збільшується у міру наближення у часі до руйнування. Проте, прийняти **коефіцієнт варіації**, як діагностичну ознаку недоцільно, оскільки немає стабільності в його зміні. Найбільш сильною діагностичною ознакою є **коефіцієнт ексцесу**. У низькочастотній частині спектру $f_{cp,1} = 960$ Гц практично не змінюється у міру зростання дефекту і навіть трохи зменшується. Проте у високочастотних діапазонах для $f_{cp,2} = 2,6$ кГц та $f_{cp,3} = 11,2$ кГц у міру розвитку дефекту відбувається різке збільшення коефіцієнта. Наприклад в діапазоні $f_{cp,2} = 2,6$ кГц, збільшення відбулося від 0,26 до 9,36, а в діапазоні $f_{cp,3} = 11,2$ кГц – від величини 1,2 до величини 3,8. Таким чином набуті діагностичні ознаки руйнування підшипників у двох частотних діапазонах у вигляді коефіцієнтів ексцесу [4].

Результати розрахунків для бездефектного підшипника за 39 хвилин і за 15 хвилин до руйнування першого підшипника з використанням ЕОМ показує, що усі імовірнісні характеристики практично не змінюються і що для діагностування підшипника, вимірювання необхідно проводити на кожному з досліджуваних підшипників.

Таким чином встановлено, що високою чутливістю до швидких змін параметрів руйнування підшипників є **коефіцієнт ексцесу**. Одним з методів виявлення дефектів є порівняння поточного миттєвого значення діагностичної ознаки (коефіцієнта ексцесу) з поточним середнім попереднім значенням ознаки [4]. При різкому експоненціальному зростанні коефіцієнта ексцесу у часі при порівнянні проводиться відбракування підшипників.

Список літератури

1 Оценка состояния крановых электродвигателей [Электронный ресурс]: информация /ООО «Крановые двигатели. Россия». – Режим доступа: [http:// crane-motors.rus.html](http://crane-motors.rus.html).

2 Шубов И.Г. Шум и вибрация электрических машин [Текст]: издание / И.Г. Шубов. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 206 с.

3 Генкин М.А. Виброакустическая диагностика машин и механизмов [Текст]: издание / М.А. Генкин, А.Г. Соколова. – М.: Машиностроение, 1987. - 283 с.

4 Тартаковский Э.Д. Совершенствование технологии диагностирования подшипниковых подшипников качения по вибрационным характеристикам [Текст] / Э.Д. Тартаковский, Е.А. Игуменцев, А.В. Погребняк; ХИИТ – Харьков, 1990. 20 с. – Деп. ЦНИИТЭИ МПС, № 5135.

5 Белдай Дж. Применение корреляционного и спектрального анализа [Текст] / Дж. Белдай, А.Пирсол; пер. з англ. В.Таратута. – М.: Мир, 1972. - 197 с.

Аннотация

ДИАГНОСТИЧЕСКИЕ ПРИЗНАКИ РАЗРУШЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ КРАНОВЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ В ВЫСОКОЧАСТОТНОМ ДИАПАЗОНЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОГО СИГНАЛА

Погребняк А.В., Евтушенко А.В., Бережной А.В.

Проблема повышения надежности козловых кранов, является очень актуальной. Электродвигатели кранов МТФ и МТКФ, которые используются на этих кранах оказывают существенное влияние на эксплуатационные показатели кранов в целом и организацию системы их обслуживания и ремонта. Разработка современных методик диагностирования подшипниковых узлов крановых электродвигателей позволяет оптимизировать технологию обслуживания и ремонта, повысить надежность крана в целом.

Abstract

DIAGNOSTIC SIGNS OF DESTRUCTION OF BEARING OF WOUBLING OF FAUCET ELECTRIC MOTORS ARE IN THE HIGH-FREQUENCY RANGE OF VIBROACOUSTIC SIGNAL

Pogrebnyak A.V., Evtuschenko A.V., Beregnoy A.B.

Problem of increase of reliability of gantry faucets, is very actual. Electric motors of faucets of MTF and MTKF, which are used on these faucets render substantial influence on the operating indexes of faucets on the whole and organization of the system of their service and repair. Development of modern methods of diagnosing of bearing knots of крановых electric motors allows to optimize technology of service and repair, promote reliability of faucet on the whole.