

галузей техніки зв'язаний з використанням в установках та механізмах різноманітних видів підшипників та підшипникових вузлів, якість роботи яких залежить від явищ, що виникають у процесі роботи підшипника і всього механізму. Тому проблема вібродіагностики підшипників кочення є дуже актуальною на сьогоднішній день.

**Аналіз досліджень.** Вібраційна діагностика підшипників кочення є однією з найбільш важливих у системі діагностування. На сьогоднішній день існує багато розробок для діагностики підшипників та їх вузлів, проведено багато досліджень властивостей підшипників. Наприклад, тільки питаннями вібродіагностики займалася велика кількість вчених: Барков А.В., Спрішевський А.І., Рагульскіс К.М. та інші. На сьогоднішній день визначені такі основні методи діагностування стану підшипників, як: діагностика підшипників кочення за спектром огинаючої вібросигналу, порівняння потужності сигналу в двох частотних діапазонах, акустична діагностика підшипників кочення, діагностика підшипників за інтенсивністю вібраційних коливань тощо [1, 6].

Всі акустичні методи діляться на активні та пасивні. Активні методи засновані на збудженні та прийнятті хвиль за допомогою спеціальних перетворювачів. Пасивні методи діляться на шумовібраційні та акустичні емісії. Всі пасивні методи засновані на реєстрації та аналізі пружних хвиль, що виникають у самих виробках. Під час використання шумовібраційних методів використовуються шуми або вібрації, що виникають під час роботи підшипників. При цьому можуть вимірюватися різноманітні параметри сигналу, але для цілей діагностики найбільш широке застосування отримали аналіз спектру коливань та дослідження законів розподілу амплітуд вібрацій [2]. Метод акустичної емісії заснований на реєстрації пружних хвиль, що виникають у момент виникнення та розвитку тріщин. При цьому джерелом ультразвукових хвиль є сам дефект. Таким чином, метод акустичної емісії, на противагу шумовібраційному методу, дозволяє прогнозувати виникнення внутрішніх дефектів.

У багатьох діагностичних пристроях у якості перетворювача характеристик використовуються п'єзоелектричні елементи.

Аналізуючи широку вібродіагностичну апаратуру, можна сказати наступне. Для оцінки дефектів або діагностики об'єктів, що мають частини на підшипниках кочення, що обертаються, найбільш загальним методом аналізу є спостереження за змінами середньоквадратичного рівня та спектральної потужності віброакустичного сигналу. Однак ці параметри залежать від навантаження на підшипник, частоти обертання, щільності посадки підшипника, кількості змащувальної речовини тощо [3]. При вимірюванні імовірних характеристик віброакустичного сигналу, таких, як математичне очікування, дисперсія, ексцес тощо, моменти імовірності дають інформацію про стан об'єкту, що не залежить від частоти обертання чи навантаження на підшипник.

УДК 62.233.27

**Г.О. ПАВЛОВА**, канд.техн.наук, **О.В. ЧЕРНИШЕНКО**, аспірант,  
**М.Є. ФЕДОСЕЄВА**, магістр, Українська інженерно-педагогічна академія, м. Харків

### **ДО ПИТАННЯ ВИЯВЛЕННЯ ДЕФЕКТІВ, ЩО ВИНΙΚАЮТЬ ПІД ЧАС РОБОТИ У ПІДШИПНИКАХ КОЧЕННЯ**

Розглядається проблема вібродіагностики підшипників кочення та пропонується нова методика вимірювання шумів підшипника кочення та діагностування його стану за допомогою вібродатчиків та спеціальної установки.

The problem of rolling bearing vibration monitoring is examined and the new method of measuring of rolling bearing' noises and its state diagnosis is offered by vibration detectors and the special equipment.

**Постановка проблеми.** В наш час безперервний розвиток різних

У пристроях для діагностики стану підшипників кочення у зібраному об'єкті або окремо за діагностичний параметр найчастіше приймається віброакустичний сигнал.

Діагностування в основному проводиться шляхом порівняння амплітуд спектру віброакустичного сигналу, що досліджується, зі спектром еталонного підшипника або з завданими граничними значеннями теоретичного спектру. Особливо складно вирішуються „протиріччя” відносно оптимальних галузей частот для діагностування підшипникових вузлів.

Дискретні імпульси, що нерідко зв'язані з дефектом, виникають у різних частотних діапазонах з різним рівнем вираження. Ця характерна особливість може бути якісно пояснена шляхом розглядання відносних рівнів, зв'язаних з пошкодженням фонового шуму, та ефективність виявлення пошкодження залежить від рівня фонового шуму. Основні складності, що виникають під час створення апаратури віброакустичного діагностування, полягають у тому, що необхідно приймати дуже слабкі сигнали, а апаратура повинна мати велику швидкодюю. Окрім віброакустичного сигналу за діагностичний параметр приймається оммічний або індуктивний опір. Частина вібродіагностичних приладів для контролю стану підшипників кочення використовують зміну масляної плівки [4].

**Постановка задачі.** Існуючі методи дозволяють виміряти вібрацію підшипників та діагностувати їх стан, але розвиток рівня техніки вимагає нового підходу до вирішення цієї проблеми, тому вирішення питання в даному конкретному випадку полягає не в розробці чергового методу вібродіагностики, а нового підходу, тобто методики.

**Виклад основного матеріалу.** Пропонується нова методика вимірювання шумів підшипника кочення та діагностування його стану за допомогою вібродатчиків та спеціальної установки на основі методу ПНК-фактору.

Для контролю технічного стану підшипників методом ПНК-фактору необхідно мати простий віброметр, що дозволяє виміряти два параметра вібросигналу:

1. Середнє квадратичне значення рівня (СКЗ) вібрації, тобто енергії вібрації;

2. Пікову амплітуду (ПНК) вібрації.

Співвідношення цих двох параметрів ПНК/СКЗ називається ПНК-фактором.

В осцилограмі нового, добре змащеного підшипника присутній стаціонарний сигнал шумового характеру. З часом, по мірі появи дефектів на деталях підшипника, в сигналі почнуть з'являтися окремі короткі амплітудні піки, що відповідають моментам співударів дефектів. В подальшому, з розвитком дефекту, спочатку збільшуються амплітуди піків, потім поступово збільшується і їхня кількість. Наприклад, дефект, з'являючись на одному з роликів, створює в подальшому забоїну на кільці, з нього вона переноситься на інший ролик, дефекти роликів починають випрацьовувати сепаратор і

тощо до повного руйнування. Спочатку по мірі появи і розвитку дефекту наростає функція ПНК, а СКЗ змінюється дуже мало, оскільки окремі, дуже короткі амплітудні піки практично не змінюють енергетичні характеристики сигналу.

В подальшому, по мірі збільшення амплітуд і кількості піків, починає збільшуватись енергія сигналу, виростає СКЗ вібрації. Співвідношення ПНК временного зсув між ними має явно виражений максимум на часовій вісі. На цьому і базується метод ПНК-фактору. Експериментально було встановлено, що момент проходження функції ПНК-фактор через максимум відповідає залишковому ресурсу підшипника порядку двох-трьох тижнів. Перевага методу ПНК-фактору – простота. Для реалізації потрібен звичайний віброметр загального рівня. Недоліки: слабка поміхозахисність методу і необхідність проводити багатократні вимірювання в процесі експлуатації. Установити датчик безпосередньо на зовнішній обоймі підшипника практично неможливо, тому сигнал вібрації характеризує не тільки підшипник, але й інші вузли механізму, що в даному випадку розглядається як перешкода. Чим далі встановлений датчик від підшипника і складніша кінематика самого механізму, тим менше достовірність методу. Отримати оцінку стану по одному замірюванню неможливо.

Вимірювання шумів підшипника за допомогою метода, що пропонується, проводиться в наступній послідовності. Два датчики ДН-4 підводяться до зовнішнього кільця підшипника, що знаходиться в мостовому крані. Коли кран починає рухатися і виникають шуми, коливання грузу під час цих шумів змінюють ЕДС самоіндукції магнітного поля, в якому він знаходиться. Датчик за допомогою дротів передає отриманий аналоговий сигнал на ПНЧ, який приєднується до комп'ютера, в звуковій платі якого знаходиться 12-розрядний АПЦ, який перетворює отриманий аналоговий сигнал у цифровий та представляє отриману інформацію на моніторі комп'ютеру, а потім цю інформацію можна обробляти за допомогою програми Power Graf 2.1 і за результатами діагностувати стан підшипника.

Даний підшипник працює в мостовому крані, тому для повного аналізу необхідно знати паспортні дані цього крану. Вантажопідйомність крану  $Q=200-3000$  кг. Підкрановий шлях механічного цеху в осях розрахований на роботу двох кранів, вантажопідйомність яких складає 10000 та 5000 кг. Кран переміщується надземною колією, допускається його використання в районах, де температура повітря складає не менше  $20^{\circ}$  С. Режим роботи крану – 3М, клас навантаження – В1 (робота при навантаженнях, значно менших номінальних, рідко – за номінальних навантажень), завантаженість в зміну – 25% робочого часу (власний рух крану).

Підшипник 73630, стан якого необхідно діагностувати за його шумами, встановлений у мостовому крані. Даний експеримент проводився в умовах переміщення крану по цеху з чотирма різними вантажами, тобто можна сказати, що підшипник працює в різних умовах. За допомогою установки необхідно виміряти рівень шуму, що виникає під час роботи встановленого

підшипника: вібрдатчики передають на установку отримані шуми та вібрації, і в результаті обробки комп'ютером цих даних ми отримуємо числові дані шумів власне підшипника та сторонніх шумів, які потім представляємо у вигляді спектрограм. Вимірювання проводилися тільки під час руху крану, тобто не враховується час на завантаження та розвантаження.

Для даного експерименту проведений розрахунок кінематики підшипників кочення. Згідно з таблицями характеристик підшипників [5] діаметр доріжок кочення внутрішнього кільця підшипника ( $d_B$ ) – 0,15 м, діаметр доріжок кочення зовнішнього кільця підшипника ( $d_3$ ) – 0,34 м, в підшипнику 14 роликів у одному ряду, тобто всього 28 роликів, діаметр кожного ролика ( $d_p$ ) – 39 мм. Згідно з паспортними даними крану швидкість руху крану ( $V_{кр}$ ) складає 1,2 м/с, діаметр колеса ( $D_{кол}$ ) – 0,5 м.

Для спрощення розрахунків приймаємо, що ролики в підшипнику розташовані не під кутом, а перпендикулярно осьовій лінії, при цьому похибка розрахунку складе не більше, ніж 2 – 3%.

Розраховуємо кутову швидкість руху  $\omega = 4,8 \text{ рад/с}$ , число обертів підшипника  $n = 0,764 \text{ об/с}$ .

З огляду на те, що зовнішнє кільце підшипника нерухоме, частота обертання внутрішнього кільця підшипника дорівнює частоті обертання самого підшипника.

Розраховуємо радіус підшипника (відстань від внутрішнього до зовнішнього кільця)  $R_n = 0,095 \text{ м}$ , відстань від поверхні кільця підшипника до середньої вісі ролика  $R_{ср} = 0,0475 \text{ м}$ , середній діаметр центрів роликів  $R_{ср.p} = 0,123 \text{ м}$ .

Швидкість обертання внутрішнього колеса підшипника залежить від швидкості обертання колеса, тому  $V_{руху} = 0,5 \text{ м/с}$ .

Далі обчислюємо час однієї вібрації з частотою 100 Гц (з огляду на те, що вібрації власне підшипника спостерігаються саме в діапазоні від 50 до 100 Гц) за 1 секунду  $t_B = 0,01 \text{ с}$ .

Загальна швидкість перекочування роликів на зовнішньому та внутрішньому кільцях підшипника складає  $V_{заг} = 1 \text{ м/с}$ , шлях відповідно –  $S_{заг} = 1 \text{ м}$ , отже  $\kappa = V_{заг} * t_B = 1 * 0,01 = 0,01 \text{ м}$ .

Розрахунок показує, що на доріжках кочення спостерігаються незначні дефекти (хвилястість) розміром 10 мм ( $\kappa$ ). При цьому даний підшипник можна експлуатувати і надалі, бо він має середній рівень зношеності, а виникнення вказаних дефектів пов'язане з відбитками на доріжках роликів під дією навантаження. Якби підшипник був у незадовільному стані і потребував заміни, тобто на доріжках кочення були б раковини, то пік частот на спектрограмі був би в районі 2000 – 3000 Гц. Якщо поглянути на

спектрограму у вказаному діапазоні, то можна упевнитися в тому, що шуми підшипника носять затухаючий характер. Невеликий пік частот виникає в точці 2250 Гц, але він вказує на те, що тільки починається процес викрошування поверхні підшипника, а отже, підшипник може перебувати в експлуатації ще досить довгий час (рис. 1).

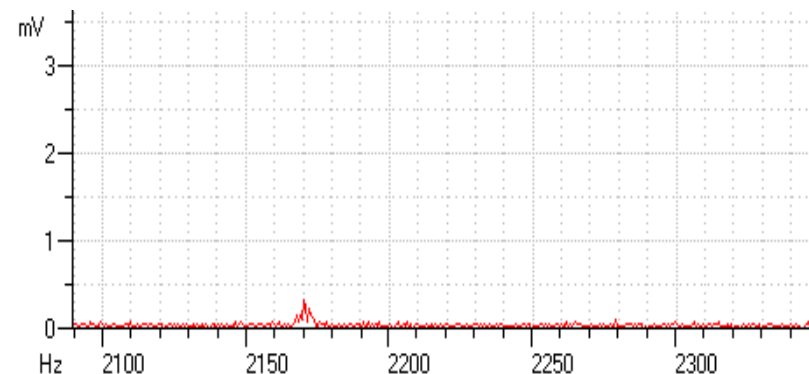


Рис. 1. Спектрограма інтенсивності звуку підшипника в діапазоні від 2000 до 2500 Гц

За даними спектрограм (рис. 2) можна зробити висновок, що в діапазоні частот до 50 Гц представлені шуми, що отримані на початку руху крану, основним чином від вібрації крану від кочення колеса по колії, на спектрограмі ця ділянка відрізняється інтенсивним підвищенням шумів. Шуми власне підшипника знаходяться в діапазоні частот від 50 до 100 Гц. Після позначки в 100 Гц представлені сторонні шуми, тобто шуми апаратури, що поступово зменшуються.

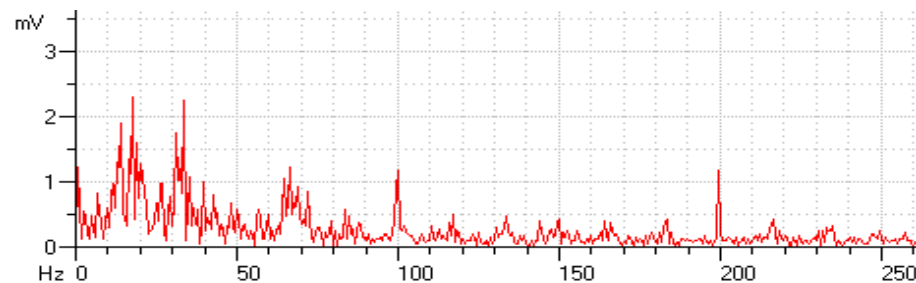


Рис.2 Спектрограма інтенсивності звуку підшипника

З огляду на те, що всі спектрограми мають ці характеристики, можна зробити висновок, що зміна умов роботи об'єкту не відобразилась на

показниках шумів підшипників, отже, підшипник знаходиться в задовільному стані та може експлуатуватись і надалі.

**Висновок.** Запропонована методика базується на контролі вібрацій підшипників та дозволяє визначити їх можливі дефекти, а своєчасне виявлення цих дефектів дозволить уникнути зайвих витрат у процесі роботи та виходу з ладу цілого вузла.

**Перспективи подальших досліджень.** Подальшої розробки потребує питання визначення діапазону дійсних шумів від дефектів підшипників, що дозволить вдосконалити та уточнити запропонований метод діагностування.

**Список літератури:** 1. Барков А.В. Диагностика и прогноз состояния подшипников качения по сигналу вибрации // Судостроение. – 1985, №3. – С.21-23. 2. Александров А.В., Барков Н.А., Баркова В.А. Вибрация и вибродиагностика судового электрооборудования. – Ленинград: Судостроение, 1986. – 343с. 3. Хрущев М. М., Беркович Е. С. Точное определение износа деталей машин // АН СССР. Ин-т машиноведения – М.: АН СССР, 1953 – 116с. 4. Марченко Б. Г., Мыслович М. В. Вибродиагностика подшипниковых узлов электрических машин – Киев: Наук. думка, 1992. – 195 с. 5. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник. Изд. 6-е перераб. и доп. – М: Машиностроение, 1975. – 572 с. 6. Добрынин С. А., Фельдман М. С., Фирсов Г. И. Методы автоматизированного исследования вибрации машин. Справочник. – М.: Машиностроение, 1987. – 224 с.

*Поступила в редколлегию 09.10.08*

-