



УКРАЇНА

(19) UA (11) 5721 (13) U  
(51) 7 G01H17/00МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ  
І НАУКИ УКРАЇНИДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІОПИС  
ДО ДЕКЛАРАЦІЙНОГО ПАТЕНТУ  
НА КОРИСНУ МОДЕЛЬвидається під  
відповідальність  
власника  
патенту(54) СПОСІБ ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ ЗА ВІБРАЦІЙНИМИ ПАРАМЕ-  
ТРАМИ

1

(21) 20040806628

(22) 09.08.2004

(24) 15.03.2005

(46) 15.03.2005, Бюл. № 3, 2005 р.

(72) Дячук Володимир Володимирович, Сухоруков  
Ігор Васильович, Зарубін Микола Анатолійович(73) ДОЧІРНЕ ПІДПРИЄМСТВО "НАУКОВО-  
ДОСЛІДНИЙ ІНСТИТУТ НАФТОГАЗОВОЇ ПРО-  
МИСЛОВОСТІ" НАЦІОНАЛЬНОЇ АКЦІОНЕРНОЇ  
КОМПАНІЇ "НАФТОГАЗ УКРАЇНИ"

2

(57) Спосіб визначення технічного стану механічних систем за вібраційними параметрами, що включає виділення вібросигналів на резонансній частоті вібродатчика, їх нормування та виділення в них амплітудних груп, який відрізняється тим, що нормування вібросигналів проводять за обвідними, серед яких виділяють амплітудні групи, а у виділених амплітудних групах частоти сигналів, що повторюються, порівнюють з частотами власних обертових коливань рухомих елементів механічної системи.

Корисна модель відноситься до галузі діагностування машин і може бути використана при визначенні технічного стану механічних систем (наприклад, бурових комплексів у нафтогазовій галузі).

Відомий спосіб визначення технічного стану механічних систем за вібраційними параметрами, що включає виділення у вібросигналах груп, та їх нормування [патент Росії №2177607, МПК G01M13/04, публ. 27.12.2001р.]. При цьому у вібросигналах виділяють частотні групи, вимірюють амплітудні рівні складових, усереднюють їх три-п'ять разів та приймають за базові, а після наступних усереднень - за оновлені базові сигнали. Потім порівнюють усереднені рівні амплітуд складових вібросигналів з оновленими базовими сигналами по групах.

Недоліком відомого способу є значна тривалість визначення технічного стану механічної системи через необхідність проведення великої кількості вимірювань рівнів вібросигналів. Другим недоліком є обмежена сфера застосування цього способу через те, що тривалі вимірювання та їх неодноразові усереднення вимагають підтримання протягом тривалого часу стабільного режиму роботи механічної системи, технічний стан якої визначається, що не завжди можливо. Крім того, через неодноразові усереднення результатів стає неможливим ідентифікація конкретного дефектного вузла в складі механічної системи.

Найближчим аналогом є відомий спосіб визначення технічного стану механічних систем за вібраційними параметрами [патент Росії

№2133454, МПК G01M13/04, публ. 07.20.1999р.], що включає нормування вібросигналів та виділення в них амплітудних груп. За відомим способом попередньо перед проведенням визначення технічного стану механічної системи в вібросигналах виділяють амплітудні групи на резонансній частоті віброперетворювача за допомогою швидкого перетворення Фур'є з подальшим перемноженням на коефіцієнт, який обчислюється.

Недоліком відомого способу є його складність та довготривалість, через необхідність виділення амплітудних груп вібросигналів до початку діагностування механічної системи. Крім того, спосіб не дозволяє визначати кілька дефектних вузлів одночасно.

Задачею корисної моделі є підвищення оперативності діагностування та розширення функціональних можливостей за рахунок визначення декількох дефектних вузлів одночасно.

Поставлена задача вирішується тим, що у відомому способі визначення технічного стану механічних систем за вібраційними параметрами, що включає виділення вібросигналів на резонансній частоті вібродатчика, їх нормування та виділення в них амплітудних груп, згідно з технічним рішенням, що заявляється, що нормування вібросигналів проводять за огинаючими, серед яких виділяють амплітудні групи, а у виділених амплітудних групах частоти сигналів, що повторюються, порівнюють з частотами власних обертових коливань рухомих елементів механічної системи.

Технічним результатом запропонованого способу є більш оперативне та достовірне діагносту-

(19) UA (11) 5721 (13) U

вання за рахунок підвищення селективності вимірів датчика, що стає можливим завдяки використанню резонансного збудження, яке підвищує у декілька разів відношення сигнал/шум. Крім того, стає можливим визначення кількох дефектних вузлів в складі механічної системи одночасно, що досягається завдяки розподілу вібро сигналів в амплітудні групи за походженням.

Для пояснення наведений графік вібро сигналів дефектного підшипникового вузла після їх обробки з застосуванням резонансного фільтру і розподілом вібро сигналів по амплітудних групах.

Для реалізації заявленого способу виконують дії в такій послідовності:

1. За паспортними даними розраховують обертові частоти всіх рухомих елементів механічної системи.

2. Встановлюють вібродатчик поруч з рухомих елементом механічної системи.

3. Підключають послідовно фільтр, що налаштований на резонансну частоту вібродатчика та вузол детектування до виходу приладу знімання вібро сигналів.

4. В отриманих вібро сигналах будують огинаючи, проводять нормування вібро сигналів за огинаючими, серед яких виділяють амплітудні групи. У виділених амплітудних групах частоти сигналів, що повторюються, порівнюють з частотами власних обертових коливань елементів механічної системи, тим самим вилучаючи із суміші вібро сигналів ті, що стосуються конкретного елемента.

Запропонований спосіб був випробуваний на буровому комплексі типу "Уралмаш 4Э-76" при перевірці працездатності коробки передач КПЗ-900Э привода лебідки У2-2-5 і ротора Р560 бурового обладнання, яка обертається через пневматичну муфту 2МШ 500 електродвигуном АКБ-13-62-8 з номінальними оборотами 740об/хв. Перевірка коробки передач КПЗ-900Э проводилась на 4-й швидкості на опірному двоохрядному радіально-сферичному підшипнику 3620(100×215×73) з 15-ма роликами у ряду з боку глухого кінця 3-го валу. Розрахунки проводились у перерахуванні до обертів валу 740об/хв. (12,3Гц), при цьому роликова обертова частота дорівнювала 28Гц, зубцева частота робочої відомої 32-зубової шестерні - 172Гц і частота обертів сепаратору - 4,9Гц відповідно. На основі проведених вимірювань побудований графік (див. Фіг.), на осі абсцис відкладені значення частот вібро сигналів, на осі ординат - значення амплітуд вібро сигналів. За побудованим графіком було визначено ударне збудження вібро сигналу на обертовій частоті вала і сепаратора і зроблений висновок про руйнування сепаратора підшипника, який підтвердився результатом перевірки при розкритті підшипникового вузла. При цьому на протилежному консольному кінці 3-го валу КПЗ-900Э на підшипниковому вузлі рівень вібро сигналів ударного збудження був значно менший, а вібро сигнали з обертовою частотою сепаратора підшипника не спостерігалися взагалі. На інших бездефектних підшипникових вузлах КПЗ-900Э ударні збудження вібро сигналів не спостерігалися.

