

УДК 621.3-1/-8
ВІБРОАКУСТИЧНЕ ДІАГНОСТУВАННЯ ПОШКОДЖЕНЬ
ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ НА СТАДІЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГЕТИЧНИХ
РОТОРНИХ ВУЗЛІВ

Марчук В.І., Клепацький Г.В. (ЛНТУ, м.Луцьк, Україна)

Practical importance must extend the operative monitoring, and also estimate and register in the “on-line” mode. To conduct permanent control of operating parameters of rotation. It is expedient to use the methods of vibro acoustic emission for localization and exposure of parameters of defects and supervision of their development. Connection of technological factors with the parameters of quality of the surfaces of friction must be explored on the stage of production, when influencing of instrument and cutting modes substantially influences on the parameters of quality of surfaces.

Відомо[1], що в процесі монтажу та складання енергетичних роторів з підшипниками кочення можливі локальні пошкодження тіл кочення, кілець та сепаратора підшипників через перекошування, ударів або надмірного зусилля при монтажі. Пошкодження мають вид задирів, рисок, вм'ятин, сколів.

Таким чином, пошкодження отримані під час монтажу та складання негативно впливають на експлуатаційні характеристики як енергетичного ротора в цілому, так і підшипникового вузла зокрема. Експлуатація тяжких роторів з такими пошкодженнями є небезпечною, а усунення вчасно не виявлених дефектів на стадії експлуатації зібраних роторів пов'язане зі значними витратами часу та ресурсів. Діагностування пошкоджень вузлів роторів на даний час не можливо без попереднього розбирання та демонтажу. В зв'язку з цим розроблення технології діагностування таких складально-монтажних пошкоджень підшипників без розбирання машини являється актуальною.

Об'єктом дослідження став роликовий підшипник ротора, встановленого в умовах складального цеху підприємства на балансувальному стенді типу ВМ300, рис 1. Основні технічні параметри підшипника приведені в таблиці 1.

Таблиця 1.

Тип підшипника	6.32132 БТ2
Число роликів	24
Діаметр ролика, мм	20
Довжина ролика, мм	20
Робоча довжина ролика, мм	18
Різномірність роликів по ТУ, мм	< 0,002
Вагове навантаження на підшипник, кг	619
Радіальний зазор підшипника після посадки внутрішнього кільця, мм	0,04- 0,099
Посадка зовнішнього кільця	вільна
Змащування підшипника	рідке

Зовнішнє кільце підшипника встановлене в корпус, виготовлений у вигляді стакану. Стакан консольно закріплений на плоскій опорі стенда, що має форму пластини товщиною 30 мм. Акселерометри встановленні вертикально на цій пластині. До місця вимірювання сигнал від підшипника проходить через декілька з'єднань. Це достатньо складний шлях, довжина якого становить близько 0,5 метра. Основні

підшипникові частоти мають наступні значення: $FTF = 0.45 \times f_b$, $BPFI = 13.2 \times f_b$, $BPFO = 10.8 \times f_b$, $BSF = 4.95 \times f_b$.



Рис. 1. Загальний вид ротора на балансувальному стенді зі сторони випробувального підшипника. Видно акселерометри на люльці стенда

Робота проводилася з одним й тим же новим підшипником. В підшипнику заміняли один новий ролик на пошкоджений ролик. Ролики на які наносилися пошкодження були взяті від підшипника, який попередньо експлуатувався. Всі вони мали зношення по краях. На ці ролики були нанесені додаткові пошкодження, характерні при монтажі. Фотографії пошкоджень роликів і їх обґрунтування по даним вимірюванням до та після випробувань вказані в таблиці 2.

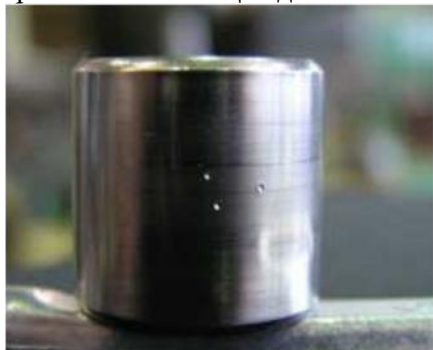
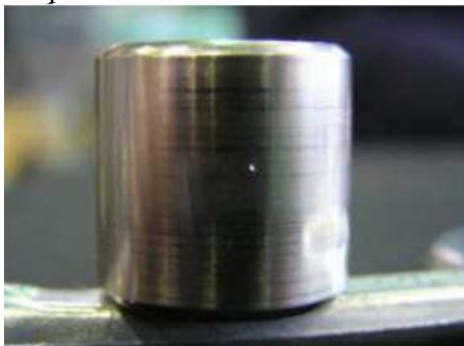
Для експериментальних досліджень використовувалися акселерометри типів КД-41, ВК- 315, РА- 032 та інші. Для первинної обробки використовувалася вібраційна апаратура компанії National Instruments- плата складається з восьми одночасно працюючих каналів. Кожний з каналів має власний 24-х розрядний АЦП. Для запису й обробки вібраційних сигналів використовується програмний комплекс VibroNET R2.1, написаний на мові LabVIEW 6.1.

Тривалість тимчасових реалізацій на відстабілізованих режимах складає від 30 до 40 секунд. Частота дискретизації по кожному каналу – 10 кГц.

Експериментальні випробування проводились за два етапи . На першому етапі проводилися попередні випробування для оцінювання умов діагностування. Оцінювалися вібраційні, акустичні, електромагнітні перешкоди від діючого в цеху обладнання, а також виконувався аналіз проходження слабких віброакустичних сигналів від роликового підшипника до місця вимірювання вібрації. На другому етапі проводилися заміри сигналів від підшипників при частоті обертання ротора 180 об/хв. (режим 1) та 240 об/хв. (режим 2). Точність підтримування частоти обертання складала 1%.

Акселерометри та апаратура являються чутливими до взаємодії зі сторони обладнання, яке працює в цеху. Найбільш сильний вплив проявився на низьких частотах до 10 Гц, на 50 Гц та її гармоніках.

Таблиця 2.

Лиска по всій довжині ролика  Глибина 0,015-0,025 мм	Коротка лиска по довжині ролика  Глибина 0,018 мм Длина 4,5 мм
Риска по всій довжині ролика  Глибина 0,046 мм Ширина 0,64 мм	Коротка риска по довжині ролика  Глибина 0,023 мм Довжина 5 мм Ширина 0,3-0,5 мм. Вивертання матеріалу з країв риски до випробувань 0,063 мм, після випробувань 0,018 мм
Три проколювання + ще одне  Діаметр проколювання 0,3-0,5 мм Глибина 0,064 мм Вивертання матеріалу з країв проколу 0,006 мм Одиночний прокол розміщений при куті 215° по кулястості відносно зони трьох проколів	Одне проколювання  Діаметр проколу 0,5 мм. Глибина 0,053 мм

Проходження слабких віброакустичних сигналів від підшипника до місця вимірювання сигналу випробували ударним тестом на стенді без ротора. Простукували дерев'яною киянкою близько 80 грамів легкими вдараннями по циліндричній поверхні

одиначного ролика, який встановлювався в нижній частині зовнішньої доріжки підшипника з відстані приблизно 30 мм. Частота вдарянь складала близько 1 удару в секунду. При простукуванні по ролику в спектрах сигналів давача виділось декілька резонансних зон (таблиця 3). Максимальна амплітуда відкликів на вдаряння при резонансних частотах в 5- 10 разів перевищувала рівень суцільного спектру.

Таблиця 3.

Резонансна частота, Гц	260	700	760	1050	2500	4300
Амплітуда, мм/сек	0,0002	0,00017	0,0004-0,0007	0,00015-0,0006	0,0003	0,0002
Амплітуда, g	0,033			0,0004		

Осцилограми не фільтрованих сигналів роликового підшипника в цілому мають шумовий характер, рис.2.

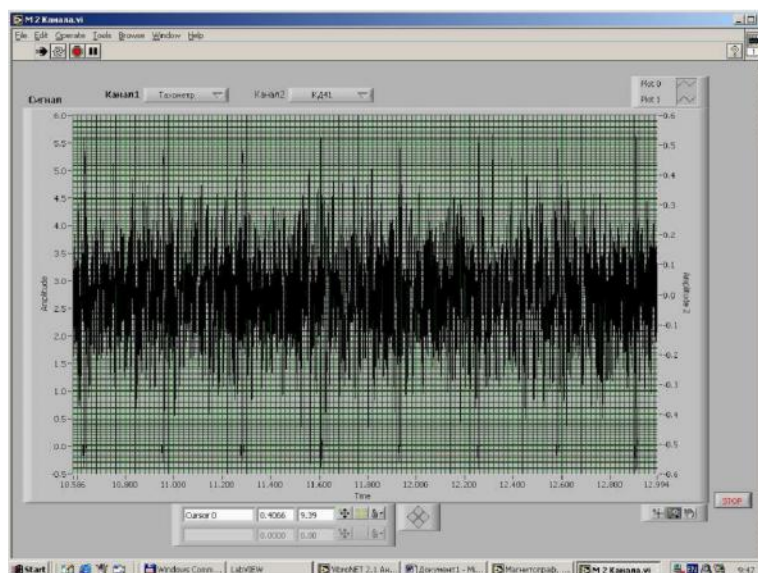


Рис. 2. Осцилограма роликового підшипника

Разом з тим в спектрах сигналів чітко спостерігалися складові з частотами BSF, BPFO та їх гармоніками, рис.3 та 4.

Амплітуда на частоті 2 BPFO вища за частоту BPFO. Слід наголосити, що частота BSF співпадає з 5-ю гармонікою частоти вібрацій ротора і тому виділяється сильніше інших підшипникових частот.

Під час випробування підшипника з роликом, який мав лиску по всій довжині фіксувалися відповідні сигнали. На рис. 5 наведена осцилограма віброакустичного сигналу при цьому пошкодженні. Як і очікувалося сигнал, який утворюється пошкодженим підшипником являє собою періодичну послідовність із декількох імпульсів. Якщо припустити, що амплітуди коливань малі щодо геометричного осьового натягу (для цього роликовий підшипник повинний бути навантажений досить великою осьовою силою F_0), то систему можна вважати близькою до лінійної, рівняння радіальної вібрації кільця може бути представлене у вигляді:

$$\chi = \sqrt{\sum_j A_j^2 \sum_{m=1}^l \frac{1}{[(\omega_m / \omega_j - 1)^2 + (2h_m \omega_j)^2]}} \quad (2)$$

де $A_j = F_j / K_x$.

Моделювання амплітудного спектра віброприскорень роликового [3] підшипника полягає в розрахунку значень χ за формулою (2) для кожної частотної смуги спектра, тобто в підсумовуванні по j -тих амплітуд гармонік віброприскорень, частоти ω_j яких попадають у відповідну смугу спектра. Невідомі коефіцієнти демпфірування h_m варто визначати в ході обчислювального експерименту шляхом порівняння результатів моделювання з результатами вимірювань і відповідного коректування значень h_m .

За формулою (2) визначають вібраційну модель роликового підшипника, зв'язуючи між собою два типи спектрів. На вході моделі - амплітудні спектри технологічних похибок кілець $\alpha_\lambda(\lambda)$, $\alpha_\chi(\chi)$ і роликів $\alpha_\xi(\xi)$. Апаратним засобом вимірювання цих спектрів є кругломіри типу "Талиронд-73" з гармонійним аналізом круглограм.

В інтервалі між імпульсами спостерігалось декілька (12-15) загасаючих коливань з частотою близько 1000 Гц, що добре видно на розширеній осцилограмі, рис. 6. Ці коливання повністю затухають до слідуючої появи імпульсу. Така картина характерна для відкликування на удар динамічної системи порівняно з слабким демпфуванням коли тривалість вдаряння значно менша періода власних коливань системи, а частота вдарянь мала.

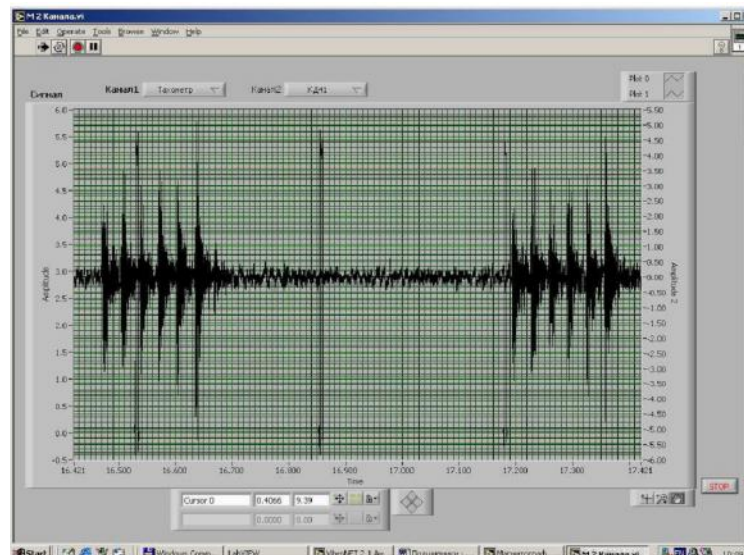


Рис. 5. Осцилограма сигналу підшипника з пошкодженням «Лиска по всій довжині ролика». Режим 1. Інтервал між мітками давача частоти обертання рівний одному оберту ротора

На рис. 7 наведенна спектрограма сигналу від підшипника з пошкодженим роликом для режиму 2.

Амплітуди основних резонансних складових спектра наведенні в табл. 4

Таблиця 4.

Частота Гц	Віброшвидкість, мм/сек	
	Режим 1	Режим 2
875	0,018	0,04
1350	0,024	0,065

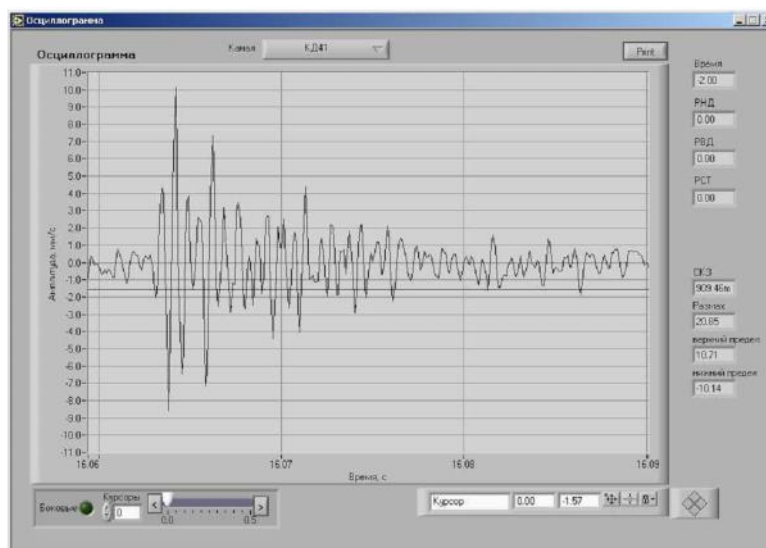


Рис. 6. Розширена осцилограма сигналу відклику на удар на рисунку 5

В табл. 5 наведені результати вимірювань на низьких частотах.

Таблиця 5.

Режим	Віброшвидкість, мм/сек							
	frot	FTF	BSF+5frot	2BSF	BPFO	2BPFO	BPFI	50 Гц
1	0,038	0,02	0,12	-	0,006	-	-	0,04
2	0,07	0,1	0,04	-	0,014	-	0,01	0,03

Риска по всій довжині ролика. Осцилограми та спектри при даному пошкодженні аналогічні осцилограмам та спектрам при пошкодженні «Лиска по всій довжині ролика».

Три проколи+ 1 прокол. При цьому пошкоджені амплітуда основної резонансної складової спектру на частотах 1250-1280 Гц складала 0,0012 мм/сек в режимі 1 та 0,0013 мм/сек в режимі 2, рис. 7.

В спектрі в зоні резонансу проявляються бічні комбінаційні спектральні складові з інтервалом по частоті, які змінюються пропорційно частоті обертання ротора (табл. 8).

При цьому відношення $\Delta f/2BSF$ приблизно рівне відношенню кутів зліва та справа між зонами розміщення пошкоджень по кулястості ролика $145^\circ / 215^\circ = 0,67$.

Це пояснює, що по інтервалу між бічними комбінаційними складовими спектра в високочастотних резонансних зонах можна судити про взаємне положення пошкоджень на поверхні ролика.

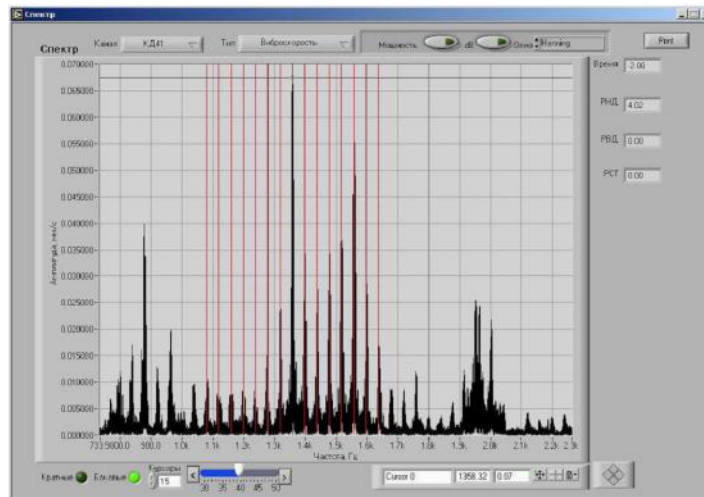


Рис.7. Спектрограма віброшвидкості. Режим 2. Виділенні бічні гармоніки з кроком 28 Гц

Таблиця 8.

	Режим 1	Режим 2
Інтервал по частоті між спектральними складовими, Δf , Гц	20,5	28
$\Delta f/2BSF$	0,68	0,7
$\Delta f/FTF$	15,5	17,5
$\Delta f/f_{rot}$	6,83	7

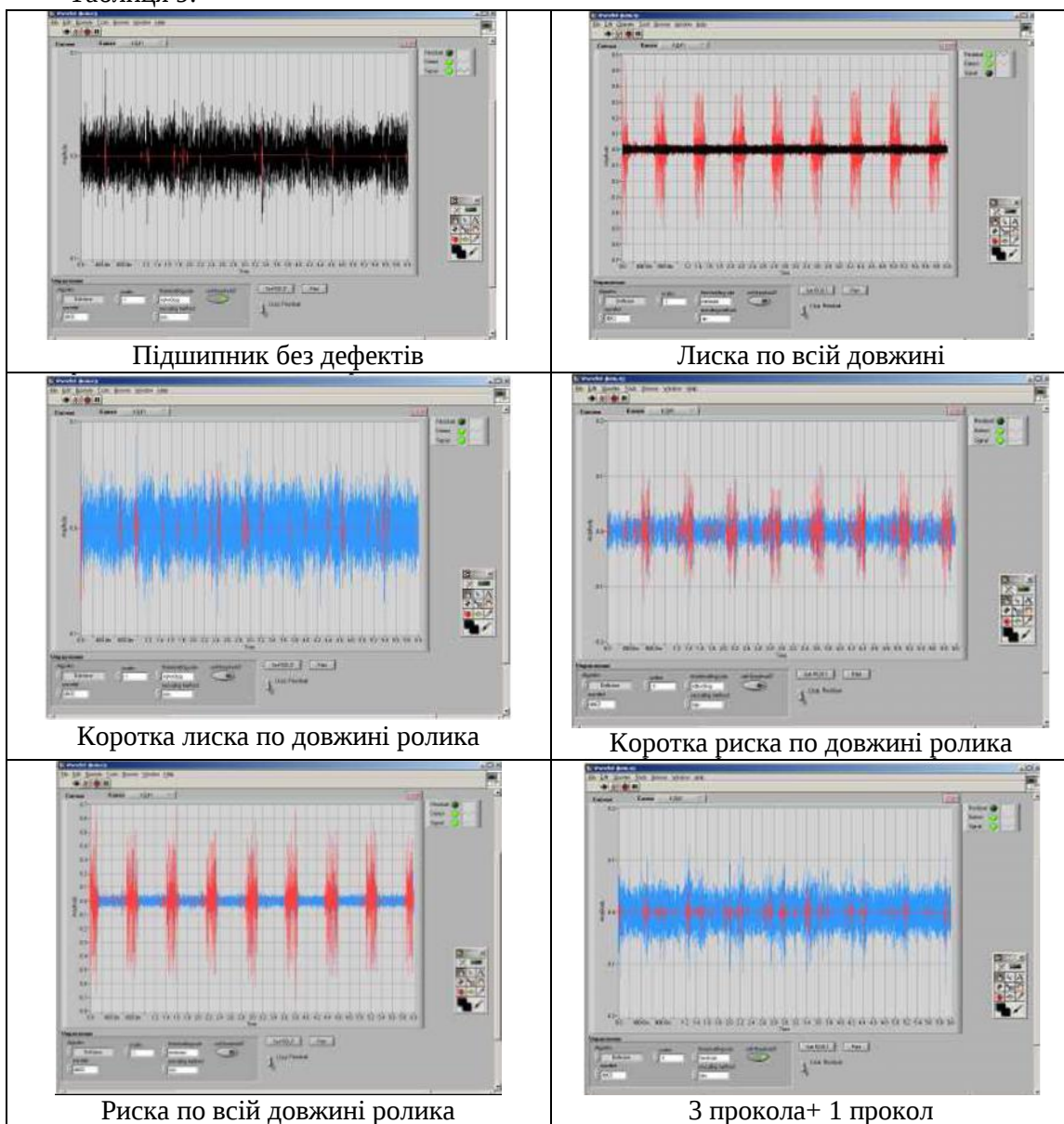
Сигнали при пошкодженнях «коротка лиска по довжині ролика» та « коротка риска по довжині ролика» за характером осцилограм та спектрів практично не відрізняються від сигналів справного підшипника. Це зв'язано не тільки з їхньою значно меншою віброактивністю в порівнянні з з пошкодженнями «лиска по всій довжині ролика» та «риска по всій довжині ролика», а також з бочкоподібним зношуванням ролика. Зменшення діаметра ролика складає 20 мкм і більше, що перевищує максимальну кантактну деформацію ролика та кілець. Тому значна частина протяжності пошкодження не приймає участі в контакті.

Сигнали при пошкодженні «один прокол» за характером осцилограм та спектру також практично не відрізняються від сигналу справного підшипника. Це зв'язано з дуже малою вібраційною активністю пошкодження у вигляді одиночної вм'ятини без вивертання матеріалу...

Слід також відмітити, що низькочастотні спектри (на частотах FTF, BSF, BPFO, BPFI та їх гармоніки) при всіх пошкодженнях ролика практично не відрізняються від спектрів роликового підшипника.

В цілому за результатами аналізу спектрів можна зробити заключення, що спектральний аналіз віброакустичного сигналу в зоні відносно високочастотних інформативних резонансів конструкції являється інформативним для оцінювання розмірів шорсткості та положення пошкоджень роликів у вигляді досить протяжних лиск та малорозмірних рисок, а також вм'ятин з деформуванням та викришуванням матеріалу.

Таблиця 9.



Для виділення імпульсних складових в сигналах з підвищеною шумовою перешкодою ефективний метод вейвлет-аналізу [2]. Як і очікувалося вейвлет-аналіз виявився корисним для виявлення вдарень зі значно малими пошкодженнями підшипника, наприклад коротких рисок або невеликих вм'ятин. В таблиці 9 наведенні результати обробки сигналу отриманого при випробуваннях підшипника з різноманітними пошкодженнями. Згідно з рекомендаціями роботи приблизно вейвлет-перетворення з використанням функцій Добеші типу “db02”. Параметри вейвлета оптимізували автоматично. Імпульсні складові вібросигналів, які були виділені в результаті вейвлет-фільтрації показані червоним кольором. Чорним та горубим показана шумова складова сигналу. Можна також побачити, що число та амплітуда

імпульсів сигналу які залишилися після вейвлет перетворень навіть у випадку слабких пошкоджень ролика, значно більші ніж у нового роликового підшипника.

Показано, що експериментано підтверджено, що методом віброакустичної діагностики можна виявити локальні пошкодження роликів (виникнені при монтажі та складанні підшипника в складі ротора), що мають вигляд лисок, рисок, а також вм'ятин(проколів). Також показано, що різноманітні діагностичні ознаки локальних пошкоджень ролика містяться в осцилограмі та спектрі сигналу акселерометра ті, що отримуємо при повільному обертанні ротора.

Ознаки пошкоджень можуть бути виділенні смуговою фільтрацією сигналу в діапазоні інформативних резонансів. Найкращий результат виділення сигналу від пошкодження ролика дає вейвлет- фільтрація, що дозволяє отримати показники навіть для дуже слабких пошкоджень роликів підшипника. Можна зробити заключення, що для виявлення та оцінювання пошкоджень підшипника корисна комплексна обробка сигналу за розглянутими алгоритмами.

Список літератури: 1. Неразрушающий контроль. Справочное издание под ред. В.В. Клюева, том 7, книга 2 «Вибродиагностика» М., Машиностроение, 2005, стр. 828. 2. Кузеев И.Р., Закиричная М.М., Корнишин Д.В., Пономарев М.В. Определение технического состояния насосных агрегатов с применением вейвлет-анализа. ОАО «Издательство «Машиностроение». Журнал «Контроль. Диагностика», №06 2004. 3. Марчук В.І., Заблоцький В.Ю., Лапченко Ю.С. Віброакустичне діагностування експлуатаційних характеристик роликопідшипників//збірник наукових праць V науково-технічної конференції Приладобудування 2006: Київ «КПІ», 2006.- 296 с.

Надійшла до редколегії 06.05.2010 р.

ВІБРОАКУСТИЧНЕ ДІАГНОСТУВАННЯ ПОШКОДЖЕНЬ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ НА СТАДІЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГЕТИЧНИХ РОТОРНИХ ВУЗЛІВ

Марчук В.І., Клепацький Г.В. (ЛНТУ, м.Луцьк, Україна)

Анотація. В статті приведені результати експериментальної роботи по дослідженню можливостей виявлення складально – монтажних пошкоджень підшипників енергетичних роторів методами вібраційної діагностики з використанням сигналів акселерометрів, які встановленні зовні на корпусних деталях на значній відстані від підшипника, при низькому обертанні ротора.

Ключові слова. Ротор, діагностика, вібрація, складально – монтажні пошкодження.

ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЕ ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ПОВРЕЖДЕНИЙ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ НА СТАДИИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РОТОРНЫХ УЗЛОВ

Марчук В.И., Клепацкий Г.В. (ЛНТУ, м. Луцк, Украина)

Аннотация. В статье приведены результаты экспериментальной работы по исследованию возможностей выявления сборочно – монтажных повреждений подшипников энергетических роторов методами вибрационной диагностики с использованием сигналов акселерометра, которые установлены снаружи на корпусных деталях на значительном расстоянии от подшипника, при низком вращении ротора.

Ключевые слова. Ротор, диагностика, вибрация, сборочно – монтажные повреждения.