

## АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ВІБРОДІАГНОСТИКИ ПРИВОДУ РОТОРА ЕКСКАВАТОРА ЕРШРД-5250

*Выполнена оценка качества изготовления и монтажа привода ротора экскаватора с использованием узкополосного частотного анализа результатов натурных исследований вибрации корпусов редуктора и двигателя, который позволяет выделить как частотные компоненты, так и дефекты вследствие которых они возникли. Определен общий уровень вибраций и уровень отдельных компонент. Установленные уровни спектральных линий на частотах основных повреждающих факторов могут быть использованы как базовые при проведении диагностики привода в дальнейшем. По результатам полученных данных сформированы рекомендации, которые могут способствовать повышению долговечности привода в целом и отдельных его деталей. Определена роль в эксплуатации приводов анализа технического состояния приводов за их вибрационной активностью.*

*Evaluated the quality of production and editing gear excavator rotor using narrow-band frequency analysis of field vibration reducer chassis and engine that allows you to select the frequency components, or defects which they arose. Determined the overall vibration level and the level of individual components. Prescribed levels of spectral lines at frequencies of the main damaging factors can be used as a base for diagnosing the drive in the future. According to the results of the data generated recommendations that may contribute to the longevity of the drive as a whole and its individual components. Defined role in the operation analyzes the technical state drives for their vibratory activity.*

Елементи приводу ротора постачаються заводом-виробником збірними одиницями (корпус редуктора, кришка корпусу, вал-шестірні, вали в зібраному стані, підшипники, півмуфти, двигуни, гальма та ін.). При цьому в паспортах на електродвигуни мають бути вказані вібраційні характеристики, що відповідають стандартам [1].

Рівень збалансованості решти обертових мас приводу, як і точність розміщення опор валопроводу редуктора, невідомі. Похибки, допущені під час монтажу приводу (неспіввісність та непаралельність валів), похибки в геометрії зубчастих коліс, та незбалансованість обертових мас приводу обумовлюють появу певного рівня вібрації корпусів двигунів та редуктора під час холостого ходу приводу.

Якість виготовлення та монтажу приводу може бути оцінена згідно з нормами німецького стандарту VDI 2056 або міжнародних стандартів ISO 2372, ISO 3945. Причини виникнення підвищеного рівня вібрації в новому приводі при цьому не встановлюються.

Наближена оцінка вібраційних характеристик приводу по методиці РД 12.16.118-88, зорієнтованої на використання третинооктавного або октавного аналізу вібрації, дозволяють наближено визначити дефекти, які генерують компоненти вібрації підвищеного рівня.

Найбільш високий рівень точності оцінки якості виготовлення та монтажу елементів приводу забезпечує застосування вузькосмугового частотного аналізу вібрації корпусів редуктора та двигуна, який дозволяє виділити як частотні компоненти, так і дефекти, внаслідок яких вони виникли [3].

Під час проведення натурних випробувань экскаватора ЕРШРД-5250 були зроблені записи віброшвидкості інформаційних точок приводу ротора на холостому ході для одержання пробних оцінок якості виготовлення та монтажу приводу.

Використовувалась вимірювальна апаратура фірми «Брюль і К'єр»: віброметр моделі 2511 та п'єзоелектричний віброперетворювач моделі 4370, смуга лінійності АЧХ якого складає 0,2...3600 Гц. Використання відстроєного фільтру моделі 1621 дало можливість визначити загальний рівень середнього квадратичного значення (СКЗ) віброшвидкості в смузі пропускання фільтра віброметра 1...1000 Гц. В якості апаратури реєстрації використаний осцилограф Н-117 з гальванометром М 1013-1200. Робоча смуга частот 0...700 Гц.

Привід ротора та його кінематична схема показані на рис. 1: він вміщує редуктор, корпус якого виконує функцію рами приводу, дві муфти граничного моменту, тахогенератор, гальма та два двигуни АКДЕ-16-62-10У2, з потужністю та частотою обертання валів  $P = 1000$  кВт,  $n = 590$  об/хв.

Частоти основних джерел вібрації (незбалансованість валів, зубчасті передачі) наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Частота основних джерел вібрації (число обертів ротора 6,5 об/хв.)

Номер колеса	Число зубців	Номер вала	Обертова частота і її кратні гармоніки, Гц				Зубцева частота і її кратні гармоніки, Гц			
			I	II	III	IV	I	II	III	IV
1	28	1	10	20	30	40	280	560	840	1120
2	104	2	2,7	5,4	8,1	10,8	64,8	129,6	194,4	259,2
3	24									
4	112	3	0,58	1,16	1,74	2,32	13,92	27,84	41,76	55,68
5	24									
6	120	4	0,12	0,23	0,35	0,46				

Четверта гармоніка обертової частоти першого вала та третя гармоніка зубцевої частоти (частоти переспряжень зубців) третього ступеня редуктора практично співпадають, що може підсилювати компоненти гармонік окіл частоти 40 Гц. Крім того гармоніка обертової частоти другого вала близька по значенню, а четверта - майже співпадає з обертовою частотою першого вала редуктора.

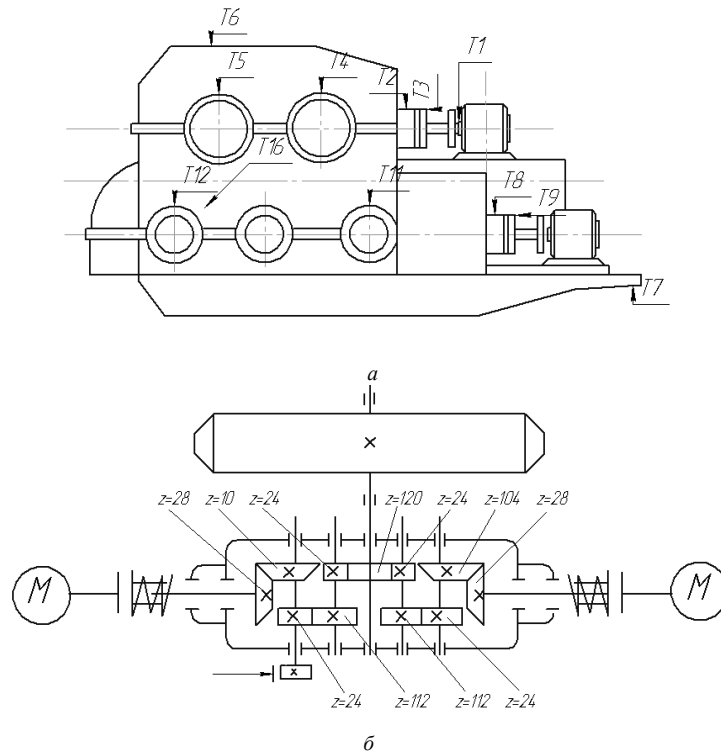


Рис. 1. Привід ротора: а – загальний вид з позначенням точок розміщення п'єзоелектричних віброперетворювачів; б – кінематична схема

Порівняння частот власних згинальних коливань валів редуктора і вала двигуна з обертовими та зубцевими частотами і їх кратними гармоніками вказує лише на близькість четвертої гармоніки третього ступеня редуктора 55,68 Гц до власної частоти вала електродвигуна (49,7 Гц). Це свідчить про малу імовірність збудження резонансних згинальних коливань валів.

Статистична обробка віброшвидкості точок приводу передбачає одержання оцінок:

- загального рівня СКЗ процесу;
- ступеня регулярності процесу [4];
- частотного складу процесу з допомогою дискретного перетворення Фур'є (ДПФ), при цьому використовувалося трьохчленне спектральне вікно Блекмана-Херріса [5];
- рівень бокових ліній спектрів на обертових частотах відповідного вала та кратних обертовим частотам окіл зубцевих частот з допомогою смугового фільтрування, демодуляції і ДПФ.

Загальний рівень СКЗ віброшвидкості для точок приводу в смузі пропускання фільтра віброметра наведено в табл. 2.

Таблиця 2

Параметр	Загальний рівень вібрації в точках приводу ротора											
	Точка реєстрації параметру											
	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T8	T9	T10	T12	T16	T17
СКЗ віброшвидкості, мм/с	4,2	3,3	2,7	2,8	3,5	3,2	3,3	2,65	2,7	3,7	4	3,5

Смуга пропускання фільтра виходить за межі смуги 10...1000 Гц, в якій рівень СКЗ віброшвидкості нормується стандартом VDI 2056 (недопустимий стан при 18 мм/с, 145 дБ), тому вимоги цього стандарту можна вважати більш жорсткими ніж це необхідно для оцінки одержаних результатів. Аналіз рівня СКЗ віброшвидкості свідчить про задовільний стан приводу ротора.

В коливаннях точок корпусу редуктора вздовж осей валів (T3, T16) переважають випадкові компоненти (коефіцієнти регулярності дорівнюють нулю), а в коливаннях, спрямованих перпендикулярно до осей валів (в радіальному напрямі) переважають гармонічні компоненти ( $1,39 < a_2 < 2,35$ ), обумовлені розбалансованістю обертових мас.

При проведенні вузькосмугового аналізу для розширення динамічного діапазону СКЗ віброшвидкості та полегшення пошуку малопотужних гармонік використана логарифмічна шкала СКЗ віброшвидкості. За базовий рівень СКЗ віброшвидкості прийнятий сигнал  $1 \cdot 10^{-6} \frac{MM}{c}$ , як і в стандарті VDI 2056.

Фрагменти вузькосмугових спектрів у смузі 0...200 Гц показані на рис. 2.

Вибірка рівнів ліній спектрів на частотах основних джерел збуджень з компенсацією деяких простежуваних змін швидкості, обертання першого вала редуктора наведені в табл. 3.

Таблиця 3

Результати вузькосмугового спектрального аналізу віброшвидкості точок приводу						
Характеристики частот	Номер гармоніки, табл. 1	Рівні ліній спектра в точках установки віброперетворювача, дБ				
		T2	T3	T4	T5	T16
Обертova частота першого вала редуктора і її кратні гармоніки	I	121,6	119	123	126	103
	II	101,4	104,1	104	101	
	III	105,3	98	96	99	
Обертova частота другого вала редуктора і її кратні гармоніки	I	107,7	96	108	110	107
	II	104,4	110	100	106	103,5
	III					
Зубцева частота першого ступеня редуктора і її кратні гармоніки	I	93,6	94	93	88	
	II					
	III					
Зубцева частота другого ступеня редуктора і її кратні гармоніки	I	102	106	112,5	106	112
	II	94,4	100	98,4	100	106
	III	91,7	94	93,5	90	106
Зубцева частота третього ступеня редуктора і її кратні гармоніки	I	114	105	111	114,5	100
	II	107	104	103	110	107
	III	119,7	108	101	98	107
Бічні частоти віддалені від несучої зубцевої частоти першого ступеня на обертову частоту першого валу і її кратні гармоніки	I	92,2	89,5	94,4		
	II	93,3	81	84,6		
	III		88,8			
Бічні частоти віддалені від несучої зубцевої частоти другого ступеня на обертову частоту другого валу і її кратні гармоніки	II		98,3		94,6	
	III		96	100,3	94,2	
	IV			103,5		
	V		93,5	101	93,12	

Сумарний вплив розбалансованості, несвівності вала ротора і третього вала редуктора оцінюється рівнем найбільш низькочастотних компонент, який є найбільшим в точці T16 і не перевищує 123 дБ, що в свою чергу свідчить про задовільну якість виконання монтажу валів останнього ступеня редуктора. Розбалансованості першого та другого валів редуктора незначні, лінії спектрів на їх обертових частотах мають рівні, відповідно, 121,6 дБ (T2) і 108 дБ (T4). Посилення цих ліній в спектрі для точки T5 до рівнів, відповідно, 126 дБ і 110 дБ обумовлене накладанням вібровпливів від двох потоків потужності на шестірню 6, рис. 2.

Кратні обертовим частотам першого та другого валів гармоніки характеризуються зменшенням рівня на 10...20 дБ.

Аналіз стану першого ступеня редуктора складно виконати із-за сильного затухання спектральних компонент віброшвидкості на низьких частотах – друга та третя гармоніки зубцевої частоти не проявляються. Спектр обвідної окіл зубцевої частоти першого ступеня редуктора, рис. 3, а, містить лінії на обертовій та кратних її частотах першого вала.

Рівень цих ліній такий самий, як і на несучій частоті, що може свідчити про наявність значних похибок в геометрії коліс, нерівномірну зношеність зубців шестерні або тріщин в них. Рівні першої, другої і третьої гармоніки зубцевої частоти другого ступеня редуктора, відповідно, складають 112,5 дБ; 98,4 дБ; 93,6 дБ в точці T4 і свідчать про

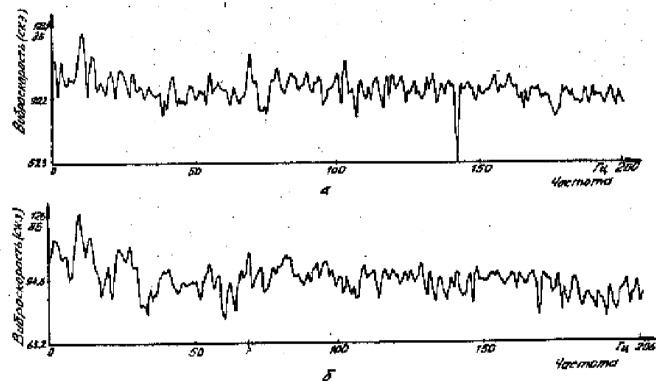


Рис. 2. Амплітудні спектри віброшвидкості корпусу редуктора: а – точка T4, б – точка T5

задовільний стан передачі по фактору загальної зношеності зубців коліс. Рівень ліній спектра на бічних частотах, кратних обертовій частоті другого вала, окіл зубцевої частоти другого ступеня редуктора на 10 дБ менший за рівень лінії на зубцевій частоті, рис. 3, б.

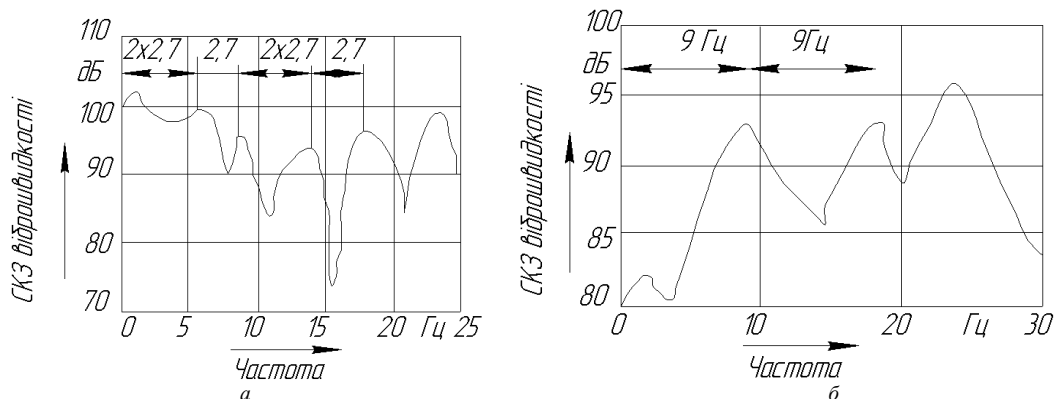


Рис. 3. Амплітудні спектри обвідної віброшвидкості корпусу редуктора: а – для точки Т2 в смузі частот 250...310 Гц; б – для точки Т3 в смузі частот 40...90 Гц

Це свідчить про достатньо рівномірний характер зносу зубців коліс, незначні похибки в геометрії коліс, допущені під час виготовлення їх та про відсутність місцевих дефектів у зубцях.

Одержане при аналізі розділення по частоті не дозволяє оцінити рівні ліній на бічних частотах, кратних обертовій частоті третього вала окіл зубцевої частоти третього ступеня редуктора. Відстані між бічними лініями по частоті складають 0,58 Гц, а забезпечене розділення по частоті - 1,28 Гц.

Рівні ліній спектра першої, другої та третьої гармонік зубцевої частоти третього ступеня редуктора в точці Т5 складають, відповідно, 114,5 дБ; 110 дБ; 98 дБ.

Передача перебуває в задовільному стані з точки зору загального зносу зубців. Перевищення третьою гармонікою зубцевої частоти третього ступеня редуктора і рівня першої гармоніки при вимірюваннях в точках Т2 і Т3 обумовлене співпадінням частот третьої гармоніки зубцевої частоти третього ступеня редуктора та четвертої гармоніки обертової частоти першого вала редуктора.

На частоті 55 Гц збільшення віброшвидкості могло бути викликано дефектами тіл кочення підшипників 1097992, 10979/630, 10979/800 тихохідного вала редуктора, на частотах 86 Гц, 117 Гц; перекосами кілець підшипників 3530, 3644. Аналіз тенденції розвитку цих частотних компонент (в порівнянні зі спектрами, одержаними в процесі експлуатації приводу) дозволить ідентифікувати їх походження.

Таким чином, загальний рівень вібрації та рівень окремих компонент свідчать про задовільний стан приводу ротора.

Рівні спектральних ліній на частотах основних пошкоджуючих факторів можуть бути використані як базові при проведенні діагностики приводу в подальшому.

Одержані результати дають можливість сформулювати наступні рекомендації.

Розбалансованість муфт, які з'єднують вали двигунів з валами редуктора, є джерелом найпотужніших компонент, які проявляються на обертовій частоті швидкохідного вала. Обов'язкове динамічне балансування муфт після монтажу приводу дозволить підвищити довговічність підшипників двигунів та швидкохідного вала редуктора.

Неспіввісність підшипникових опор та викривлення осі вала ротора обумовлюють появу високої вібраційної активності приводу ротора в горизонтальній площині по низькочастотних компонентах, що погіршує умови роботи підшипників тихохідного вала редуктора.

Підвищення точності виготовлення корпусу редуктора, вала ротора та ретельне регулювання зазорів у підшипниках тихохідного ступеня редуктора дозволить підвищити довговічність їх.

Необхідно розробити нормативи, які регламентують рівень низькочастотних (0...3) Гц компонент вібрації шарнірно спертого приводу в горизонтальній площині.

Виятково висока трудомісткість аналізу технічного стану приводів за їх вібраційною активністю може бути подолана в разі використання системи моніторингу механічних коливань 3542 на базі вузькосмугового аналізатора спектру 2033 або системи моніторингу, яка складається із віброаналізатора 2515, пакету програм 7616 та ЕОМ типу ІВМ РС АТ (обидві системи виготовляються фірмою "Брюль і К'єр", Данія).

### Список літератури

- ГОСТ 20815 – 93. Машины электрические вращающиеся. Механическая вибрация некоторых видов машин с высотой оси вращения 56 мм и более. Измерения, оценка и допустимые значения. – М.: Изд-во стандартов, 1993. – 11 с.
- РД 12.16.118 – 83. Эскавационно-транспортное оборудование непрерывного действия для добычи угля открытым способом. Методика установления шумовых и вибрационных характеристик. – М.: Изд-во Минуглепрома СССР, 1988. – 81 с.
- Мартин Анжело. Мониторизация механических колебаний машинного оборудования. (Перевод технического обзора № 1, 1987). Изд-во фирмы Брюль и Кьер, Нэрум, Данія.
- Добрынин С.А., Фельдман М.С., Фирсов Г.И. Методы автоматизированного исследования вибраций машин: справочник. – М.: Машиностроение, 1987. – 224 с.
- Гольденберг Л.М., Мапошкин Б.Д., Поляк М.Н. Цифровая обработка сигналов: справочник. – М.: Радио и связь, 1985. – 312с.