

УДК 621.129.12

DOI 10.36910/6775-2313-5352-2020-17-25

**Шматко Д.З.** к.т.н., доцент, **Авер'янов В.С.** к.т.н., доцент, **Сасов О.О.** к.т.н., доцент, **Чернета О.Г.** к.т.н., доцент  
Дніпровський державний технічний університет

## МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ОЦІНЮВАННЯ ЗНОШУВАННЯ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

**Анотація.** В даній роботі розглядається метод шумо-акустичного неруйнівного контролю при проведенні діагностування підшипників кочення маточин коліс автомобілів. Запропонований неруйнівний метод контролю надає можливість перевірити ефективність обраного мастила, тим самим підвищити ресурс і працездатність підшипників. Створена лабораторна установка для діагностування підшипників кочення, яка дозволяє отримати їх акустичні параметри в залежності від навантаження підшипникового вузла, часу напрацювання і застосування різних видів мастильних матеріалів у підшипниках. Розроблена авторами математична модель спрямована на визначення ступеню зношування підшипників кочення та дозволяє прогнозувати їх можливий ресурс роботи на підставі отриманих шумо-акустичних параметрів.

**Ключові слова:** підшипник, неруйнівний контроль, діагностика, акустичні параметри, мастильні матеріали, лабораторна установка.

**Постановка проблеми.** Ресурс автомобілів визначається, в основному, ресурсом підшипників кочення. Дефекти виготовлення і експлуатації підшипників по різному впливають на сигнал вібрації і мають різні діагностичні ознаки. Це дозволяє виявити дефекти на етапі їх виникнення та прогнозувати подальший розвиток. До дефектів виготовлення відносяться: відхилення форми при виготовленні тіл кочення, неврівноваженість кілець, ексцентриситет обойми, радіальні зазори; порушення шорсткості поверхні кочення. До дефектів монтажу відносяться: дефекти посадки підшипників у гнізда; сильне затягування; неправильне центрування. Основні причини виходу підшипника з ладу складають: порушення змащення (40%); порушення монтажу (30%); інші причини (20%); природні зношування (10%)[1]. Акустичний метод неруйнівного контролю заснований на використанні хвиль і пружних коливань. При акустичному контролі зазвичай використовують коливання з частотою 0,5...25 МГц (ультразвукові)[2]. Тому більшість акустичних методів є ультразвуковими, хоча відомі випадки використання і коливань звукової частоти. У даний час в практиці використовуються чотири методи ультразвукової оцінки технічного стану підшипників кочення: Пік-чинника, прямого спектру, спектрогінаючих і ударних імпульсів.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Багато науковців займаються процесами діагностування деталей та вузлів автомобілів за допомогою неруйнівних методів контролю. Велику увагу приділяють діагностуванню підшипників кочення.

Так у роботі [3] авторами запропонований метод діагностування підшипників передбачає використання вимірів деформації, які отримані за допомогою волоконно-оптичних датчиків, що дозволяє оцінювати uszkodження завдяки виміру розміру невеликих відколів в обоймах підшипників. Використовуючи даний метод не можливо визначити ступінь спрацювання підшипника, а тільки оцінити ступінь uszkodження його внутрішньої і зовнішньої обойми.

Робота[4] присвячена методу оцінювання якості мастильних матеріалів, а саме визначення забруднень в мастилі підшипників кочення з використанням сигналів акустичної емісії. Автори у статті доводять, що сигнатура забрудненого мастильного матеріалу значно сильніша, ніж вплив на звичайні індикатори стану, такі як RMS. Проте провести комплексне оцінювання застосування того чи іншого мастила в підшипнику кочення запропонований метод не передбачає.

Запропоновано у роботі[5] методологія для діагностування підшипників кочення використовує вейвлет-переутворення пакетів, відстеження порядку і підхід до моделювання ознак для генерації діагностичної метрики у вигляді міри розходження. До недоліків даного методу діагностування відноситься його велика складність (необхідно провести оцінювання розподілення вірогідності діагностичної метрики, яка статистично обумовлена у відповідних

умовах експлуатації), а також деяка неточність при оцінюванні спрацювання підшипників з застосуванням або без мастильних матеріалів.

Запропонований у праці [6] метод діагностування підшипників передбачає отримання параметрів за допомогою методу вібрації. Даний метод змінної структури був використаний для підвищення надійності оцінки несправностей при одночасному зменшенні невизначеностей у спостерігачеві лінеаризації зворотного зв'язку. Основним недоліком діагностування за допомогою метода лінеаризації є те, що еквівалентність початкової нелінійної системи і її лінійного наближення зберігається лише для певних процесів, а якщо система переходить з одного режиму роботи на інший, необхідно змінювати і її лінеаризовану модель, тобто це унеможливорює врахування зміни навантажень на підшипниковий вузол.

Метод діагностування підшипників кочення у праці [7] передбачає визначення і усунення дефектів підшипників ще на стадії збиральних робіт їх у підшипникові вузли. Автори досліджують геометрію і сигнали вібрації, які генеруються діючими підшипниками. Запропонована методика не дає можливості оцінити ресурс підшипника після певного його періоду напрацювання, а також оцінити ефективність застосованого в ньому мастильного матеріалу.

**Формування мети дослідження.** Метою роботи являється розробка методики проведення досліджень працездатності підшипників кочення методом акустичного неруйнівного контролю та отримання залежностей акустичних показників роботи підшипників від їх напрацювання, а також застосування в них мастильних матеріалів. Розробка математичної моделі, яка передбачає оцінювання спрацювання підшипника кочення в залежності від його акустичних параметрів.

**Результати роботи.** Експериментальні дослідження проводилися на лабораторній установці (рис. 1) для діагностування підшипників кочення за допомогою шумо-акустичного методу з використанням програмного забезпечення GoldWave та Spectrogram. Для дослідження вибрано підшипник маточини переднього колеса автомобіля Mercedes Vito.

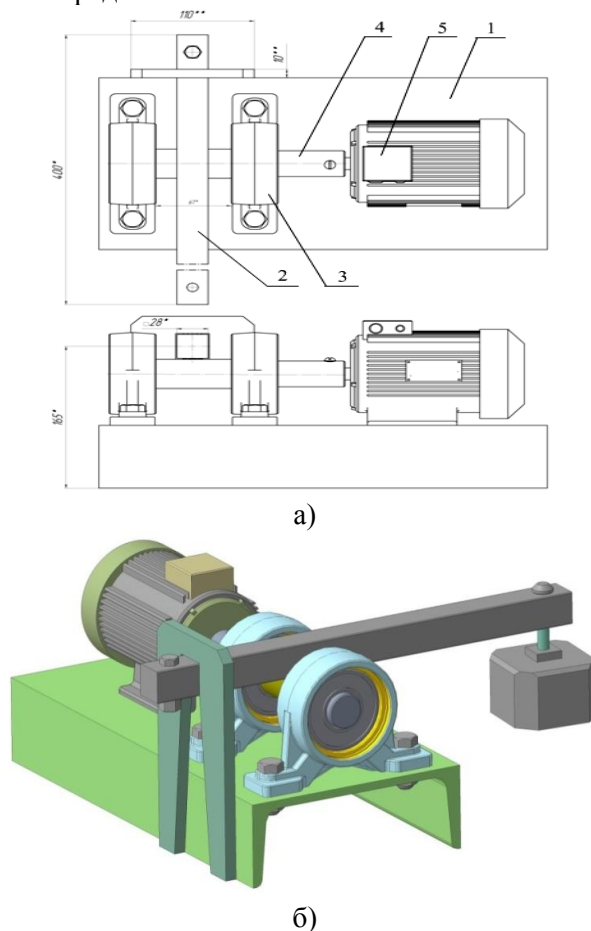


Рис. 1. Установка для діагностування підшипників кочення: а) схема установки; б) тривимірний модель установки; 1 – рама; 2 – навантажувальний механізм; 3 – опора підшипника; 4 – проміжний вал; 5 – електродвигун

Експеримент по дослідженню шумо-акустичних показників підшипника кочення проводився у декілька етапів.

Перший етап проводився наступним чином: підшипник маточини колеса змащували мастилом №158, та встановлювали на лабораторну установку (рис.1), тобто корпус з підшипником встановлювали з натягом на вал та приєднували до електродвигуна; через систему важелів змінювали навантаження на валу, на якому посаджено підшипник кочення, тим самим змінюючи навантаження на сам підшипник.

За допомогою акустичних датчиків та комп'ютерної техніки з відповідним програмним забезпеченням записували аудіо-файли; після вимикання установки, проводилось її часткове розбирання з метою заміни підшипників з іншим мастилом. Далі проводився наступний запуск установки з підшипниками у яких застосовувалось мастило ЛІТОЛ-24 та ЦІАТИМ-201 і проводився запис аудіо-файлів. Змінювання навантаження на підшипник також відбувалось з застосування контрвантажів.

Було проведено декілька циклів запису файлів напрацювання підшипників з різними мастилами і різними навантаженнями на підшипниковий вузол, після чого за допомогою програм GoldWave та Spectrogram було проведено аналіз цих файлів.

Отримані данні (спектрограми, діаграми та показники шуму) дають змогу наглядно побачити та проаналізувати стан зносу підшипника та розвиток дефекту в ньому, а також вплив змащувального матеріалу на поведінку шумо-акустичних показників.

Аналіз аудіо файлів (рис. 2) дав змогу побачити, як зміниться поведінка вібро-акустичних показників підшипника при використанні різних мастильних матеріалів.

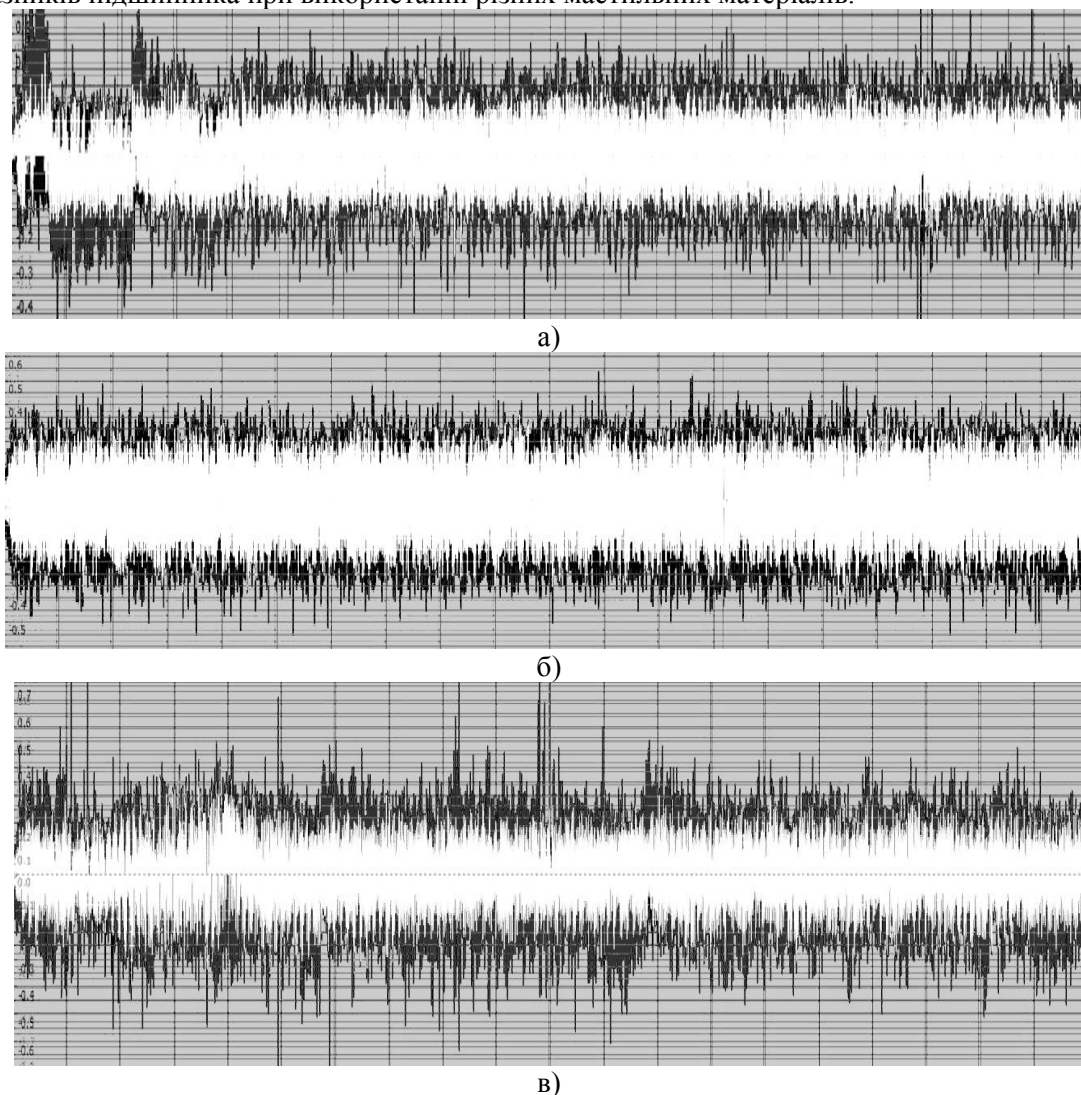


Рис. 2. Діаграми шумо-акустичних показників підшипників з застосуванням різних мастильних матеріалів: а) мастило №158; б) мастило ЛІТОЛ-24; в) мастило ЦІАТИМ-201.

Діаграми дають змогу наглядно побачити розвиток дефекту та загальну картину стану дослідного підшипника та залежність стану від змащувального матеріалу.

Білим кольором на діаграмі показаний початковий стан дослідного підшипника, а чорним – граничний стан.

Для експерименту використовувався електретний мікрофон з принципом дії подібним з мікрофонами конденсаторного типу, що використовує в якості нерухомої обкладки конденсатора і джерела постійної напруги пластину з електрету.

У таблиці 1 наведено данні по величині шумового діапазону, який фіксувався на протязі кожного циклу експерименту при різних мастильних матеріалах.

Таблиця 1

Результати заміру рівня шуму

Час роботи, год.		100	200	300	400	500	600	800	1000
Кількість обертів підшипника, млн. об.		6	12	18	24	30	36	48	60
Величина звукових коливань, дБ	№158	47,2	47,2	48,1	50,5	56,4	61,3	70,4	75,1
		47,5	47,3	48,3	50,4	56,6	61,7	70,5	75,2
		47,3	47,5	48,6	50,9	56,4	61,2	70,3	75,5
	ЛИТОЛ-24	45,3	46,4	49,4	55,3	61,1	69,6	77,7	78,3
		45,5	46,1	49,7	55,7	61,2	69,2	77,4	78,6
		45,4	46,3	49,5	55,8	61,5	69,4	77,9	78,4
	ЦИАТИМ-201	42,3	50,4	56,2	64,6	68,3	74,3	78,4	80,3
		42,5	49,5	56,7	64,5	68,6	74,4	78,8	80,4
		42,6	49,8	56,3	64,2	68,4	74,5	78,4	80,5

На рисунку 3 приведена залежність величини звукових коливань від напрацювання підшипників та мастильних матеріалів

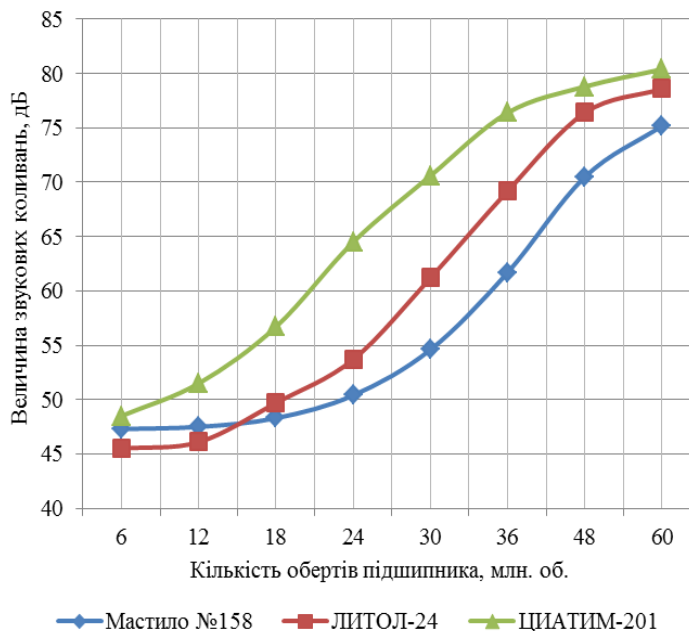


Рис.3. Залежність величини звукових коливань від напрацювання підшипників та мастильних матеріалів

На другому етапі проводились дослідження залежності радіального биття підшипників маточини колеса від їх загального напрацювання та вимірювали відповідну величину звукових коливань. Для визначення показників радіального биття підшипників кочення використовували індикатор годинникового типу, що встановлювався на магнітній стійці. Значення радіального биття підшипників від їх загального напрацювання приведено в таблиці 2.

Таблиця 2

Радіальне биття підшипників від їх загального напрацювання									
Кількість обертів підшипника, млн. об.	6	12	18	24	30	36	48	60	
Радіальне биття підшипників, мкм	9,5	11,2	12,1	15,4	18,2	25,4	32,6	41,3	
Величина звукових коливань, дБ	42,3	49,4	56,2	64,6	68,3	74,3	78,4	85,3	

На рисунку 4 наведено залежність радіального биття підшипників від величини звукових коливань. Для підшипника маточини колеса, який досліджувався були встановлені допустимі значення радіального биття, які складають для нижньої межі 10 мкм, а для верхньої – 35 мкм. В залежності від величини звукових коливань встановлюємо ступінь спрацювання підшипника та його ресурс можливої роботи.

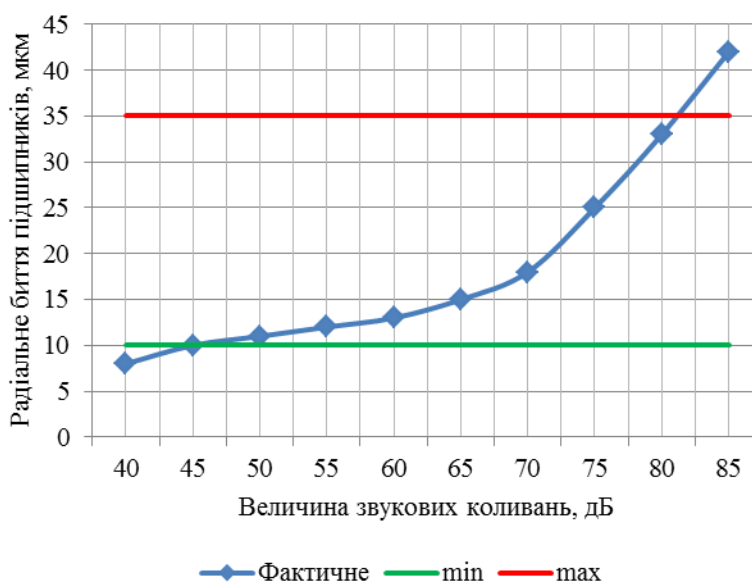


Рис. 4. Залежність радіального биття підшипників від величини звукових коливань

На третьому етапі було отримано математичну модель для визначення залежності акустичних параметрів підшипників від їх зношування. Дана модель враховує наступні параметри: кількість обертів підшипника; навантаження, що сприймає підшипник; тип мастила (число пенітрації). Рівні варіювання вище наведених параметрів представлені в таблиці 3.

Таблиця 3

Рівні варіювання факторів

Фактори	Позначення факторів	$x_i^* = -1,68$	$x_i = -1$	$x_i = 0$	$x_i = 1$	$x_i^* = 1,68$
Кількість обертів підшипника N, млн. об.	$x_1$	5	15	30	45	55
Навантаження, що сприймає підшипник G, кН	$x_2$	4,5	5,5	7	8,5	9,5
Число пенітрації мастила $\rho$ , мм-1	$x_3$	235	250	270	290	305

Кодування факторів здійснюємо за допомогою перетворення:

$$x_j = \frac{\tilde{x}_j - \tilde{x}_{j0}}{I_j}, \tag{1}$$

де  $x_j$  – кодоване значення фактора;  $\tilde{x}_j$  – натуральне значення фактора;  $\tilde{x}_{j0}$  – натуральне значення основного рівня;  $I_j$  – інтервал варіювання;  $j$  – номер фактора.

Відобразимо обраховані за формулою перетворення матрицю плану та відповідні отримані результати експерименту (табл. 4).

Таблиця 4

Матриця планування і результати дослідження

№ досліду	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_1x_2$	$x_1x_3$	$x_2x_3$	$x_1^2$	$x_2^2$	$x_3^2$	$y$	$y_p$	Похибка, %
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	78,2	77,3	1,15
2	1	1	1	-1	1	-1	-1	1	1	1	76,6	75,3	1,7
3	1	1	-1	1	-1	1	-1	1	1	1	65,8	66,5	-1,1
4	1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	67,3	66,5	1,19
5	1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1	52,4	53,3	-1,7
6	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1	1	53,8	53,3	0,93
7	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	45,1	45,5	-0,9
8	1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	46,4	45,5	1,94
9	1	1,68	0	0	0	0	0	2,83	0	0	80	81,1	-1,4
10	1	-1,68	0	0	0	0	0	2,83	0	0	45,2	44,5	1,55
11	1	0	1,68	0	0	0	0	0	2,83	0	64,6	65,6	-1,5
12	1	0	-1,68	0	0	0	0	0	2,83	0	52,7	51,6	2,09
13	1	0	0	1,68	0	0	0	0	0	2,83	57,2	58,4	-2,1
14	1	0	0	-1,68	0	0	0	0	0	2,83	58,8	58,4	0,68
15	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	57,6	58,4	-1,4
16	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	57,1	58,4	-2,3
17	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	58,8	58,4	0,68
18	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	59,3	58,4	1,52
19	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	59,1	58,4	1,18
20	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	59,6	58,4	2,01

В даному випадку математична модель для повного чотирьох факторного експерименту з ефектом взаємодії має вигляд:

$$y_p = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2. \quad (2)$$

Коефіцієнти моделі обчислюємо за формулою:

$$b_j = \frac{\sum_{i=1}^N x_{ji} \cdot y_i}{N}, \quad (3)$$

де  $j = 0, 1, 2, \dots, k$ ;  $N$  – кількість виконаних дослідів ( $N = 20$ ).

Коефіцієнти моделі (2), які розраховано за формулою (3), становлять:

$$b_0 = 58,5; b_1 = 10,9; b_2 = 4,1; b_3 = -0,83; b_{12} = 1,5; b_{13} = 0,25; b_{23} = 0,75;$$

$$b_{11} = 1,55; b_{22} = 0,14; b_{33} = -0,4.$$

Дисперсію  $S_y^2$  відтворюваності визначаємо по результатам досліджень в центрі плану. Дисперсії, що характеризують помилки в визначенні коефіцієнтів рівняння регресії, згідно [8] при  $k = 4$  становлять:

$$S^2\{b_0\} = 0,5833; S^2\{b_i\} = 0,2563; S^2\{b_{ij}\} = 0,1375; S^2\{b_{ii}\} = 0,0433.$$

При перевірці коефіцієнтів за критерієм Ст'юдента (при 5 %-му рівні значимості та числі ступеню свободи  $f = 5$ ) встановлено, що всі коефіцієнти значимі і виключено до моделі (2).

Підставивши знайдені коефіцієнти в рівняння (2), отримаємо наступне співвідношення:

$$y = 58,5 + 10,9 \cdot \tilde{x}_1 + 4,1 \cdot \tilde{x}_2 - 0,83 \cdot \tilde{x}_3 + 1,5 \cdot \tilde{x}_1 \cdot \tilde{x}_2 + 0,25 \cdot \tilde{x}_1 \cdot \tilde{x}_3 + 0,75 \cdot \tilde{x}_2 \cdot \tilde{x}_3 +$$

$$+ 1,55 \cdot \tilde{x}_1^2 + 0,14 \cdot \tilde{x}_2^2 - 0,4 \cdot \tilde{x}_3^2. \quad (4)$$

Перевірка гіпотези адекватності моделі (4) за критерієм Фішера при 5 %-му рівні значущості і числах ступенів свободи дисперсії адекватності

$f_{ad} = N - k - (n_0 - 1) = 20 - 4 - (6 - 1) = 11$  і дисперсії відтворюваності  
 $f_y = n_0 - 1 = 6 - 1 = 5$  показала, що отримані моделі адекватні, оскільки розрахункове значення  
 критерію менше табличного  $F_{cal} = 1,54 < F_T(0,05; 11; 5) = 3,2$ .

У рівнянні (4) змінні значення  $\tilde{x}_1, \tilde{x}_2, \tilde{x}_3$  є кодовані величини:

$$\begin{aligned}\tilde{x}_1 &= \frac{N-30}{15} = 0,067 \cdot N - 2; \\ \tilde{x}_2 &= \frac{G-7}{1,5} = 0,67 \cdot G - 4,67; \\ \tilde{x}_3 &= \frac{\rho-270}{20} = 0,05 \cdot \rho - 13,5.\end{aligned}\quad (5)$$

де  $N$  – кількість обертів підшипника, млн. об;  $G$  – навантаження, що сприймає підшипник, кН;  $\rho$  – число пенітрації мастила, мм-1.

Для зручності обчислень математичну модель (4) переведемо в натуральну величину:

$$\begin{aligned}\partial B &= 33,15 - 0,381 \cdot N - 6,92 \cdot G + 0,3 \cdot \rho + 0,067 \cdot N \cdot G + 0,00084 \cdot N \cdot \rho + 0,025 \cdot G \cdot \rho + \\ &+ 0,007 \cdot N^2 + 0,063 \cdot G^2 - 0,001 \cdot \rho^2.\end{aligned}\quad (6)$$

#### Висновки:

На основі проведеного експерименту та аналізу отриманих даних, можна зробити висновок, що застосований метод неруйнівного шумо-акустичного контролю підшипників кочення з застосуванням різних мастильних матеріалів, дозволяє отримати найбільш достовірні данні про ступінь зношення підшипників кочення, їх спрацювання та попередити руйнування всього вузла в цілому.

Розглянутий шумо-акустичний метод дозволяє розробити рекомендації по застосуванню тих чи інших видів мастильних матеріалів у підшипниках кочення.

Розроблена математична модель дозволяє на підставі акустичних параметрів підшипників, які були отримані при проведенні експериментальних досліджень, визначити ступінь зношування та прогнозувати можливий ресурс роботи підшипника кочення.

#### References

1. Korobochka O., Skornyakov E., Sasov O. (2007) Fundamentals of calculation, design and operation of technical equipment for motor transport. Dneprodzerzhinsk: DSTU, 226 p.
2. Kanevsky I., Sampikova I. (2007) Non destructive methods of control. Vladivostok: DVSTU, 243 p.
3. Alian H., Konforty S., Ben-Simon U., Klein R., Tur M., Bortman J. (2019) Bearing fault detection and fault sizes estimation using fiber-optic sensors. Mechanical Systems and Signal Processing, 120(1), 392–407.
4. Martin-del-Campo S., Schnabel S., Sandin F., Marklund P. (2019) Detection of particle contaminant in rolling element bearings with unsupervised acoustic emission feature learning. Tribology International, 63(1), 30–38.
5. Schmidt S., Heyns, P., Gryllias K. (2019) A discrepancy analysis methodology for rolling element bearing diagnostics under variable speed conditions. Mechanical Systems and Signal Processing, 116, 40–61.
6. Piltan F., Kim, J. (2018) Bearing fault diagnosis using an extended variable structure feedback linearization observer. Sensors (Switzerland), 18(12), 43–59.
7. Jakubek, B., Jakubowicz, M., Smulek, W. (2018) Comparison of rolling bearings diagnosing methods – Procedures of damage introduction. Vibrations in Physical Systems, 29, 11–19.
8. Shklyar V. N. (2010). Planirovanie eksperimenta i obrabotka rezultatov. Tomsk: TPU, 90 p.

UDK 621.129.12

**Shmatko D., Averyanov V., Sasov A., Cherneta O.**

Dniprovskiy State Technical University, Kamianske, Ukraine,

**MATHEMATICAL MODELING OF WEAR ASSESSMENT ROLLING BEARINGS**

*In the given work the method of noise-acoustic non-destructive control during carrying out of diagnostics of bearings of rolling of mats of wheels of cars is considered. The proposed non-destructive method of control provides an opportunity to check the efficiency of the selected lubricant, thereby increasing the life and performance of the bearings. A laboratory installation for the diagnosis of roller bearings has been created, which allows to obtain their acoustic parameters depending on the load of the bearing unit, the time of application and application of different types of lubricants in bearings. The mathematical model developed by the authors is aimed at determining the degree of wear of bearing shafts and allows them to predict their possible work life based on the received noise-acoustic parameters.*

**Key words:** bearing, non-destructive control, diagnostics, acoustic parameters, lubricants, laboratory setting.

УДК 621.129.12

**Шматко Д.З., Аверьянов В.С., Сасов А.А., Чернета О.Г.**

Днепропетровский государственный технический университет

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ОЦЕНКИ ИЗНАШИВАНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ**

*В данной работе рассматривается метод шумо-акустического неразрушающего контроля при проведении диагностирования подшипников качения ступиц колес автомобилей. Предложенный неразрушающий метод контроля позволяет проверить эффективность выбранного масла, тем самым повысить ресурс и работоспособность подшипников. Создана лабораторная установка для диагностики подшипников качения, которая позволяет получить их акустические параметры в зависимости от нагрузки подшипникового узла, времени наработки и применения различных видов смазочных материалов в подшипниках. Разработанная авторами математическая модель направлена на определение степени износа подшипников качения позволяет прогнозировать их возможный ресурс работы на основании полученных шумо-акустических параметров.*

**Ключевые слова:** подшипник, неразрушающий контроль, диагностика, акустические параметры, смазочные материалы, лабораторная установка.