

боковые зазоры в гнездах, но и несоответствие углового размера зоны радиального нагружения подшипника с угловым размером между центрами нагруженных тел качения.

2. Наиболее благоприятной для эксплуатации подшипника является такая конструкция подшипникового узла, когда величина углового расстояния зоны нагружения подшипника кратна величине углового расстояния между центрами нагруженных тел качения.

3. Для известных распределений нагрузки между телами качения в цилиндрических роликоподшипниках типа 2726 букс грузовых и пассажирских вагонов наилучшей по критерию нагруженности сепаратора является его конструкция с 16<sup>го</sup> гнездами.

**Список литературы:** 1. *Комиссар А.Г.* Опоры качения в тяжелых режимах эксплуатации: справочник. –М.: Машиностроение, 1987. –387. 2. *Андреевский В.Г., Гайдамака А.В., Шнырь С.М.* Влияние зазоров в гнездах сепаратора на работу деталей подшипника качения // Науч.-техн. реф. сб. Подшипниковая промышленность, вып. 12. М., НИИНАвтопром. –1983. –с.3–9. 3. *Спицын Н.А., Андреевский В.Г.* Влияние радиальной нагрузки на усилия, действующие на сепаратор радиального подшипника // науч.-техн. реф. сб. Подшипниковая промышленность, вып. 8. М., НИИНАвтопром. –1980. –с.3–7. 4. *Проскура Ю.М.* Проскальзывание тел качения в роликовом подшипнике // Вестник ВНИИЖТ. –1970. –№6. –с.41–44. 5. *Лосев А.В.* Силовое взаимодействие движущихся элементов цилиндрического роликового подшипника // Труды ВНИИЖТ. –1975. – Вып.540. –с.63–67. 6. А.С. 1444631 СССР, МКИ4 G01M13/04. Стенд для моделирования силового нагружения буксового роликоподшипника / *В.А. Андреевский, А.В. Гайдамака* (СССР). Оpubл. 15.12.88, Блог. №46. –5с. 7. *Вагоны / Л.А. Шадура, И.И. Челноков, Л.Н. Никольский, и др.* Под ред Л.А. Шадура. –3-е изд., пер. и доп. –М.: Транспорт, 1980. –439с.

*Поступила в редколлегию 14.09.2010*

УДК 621.822.6

**А.В. ГАЙДАМАКА**, канд. техн. наук, проф. ;  
**Ю.Д. МУЗИКІН**, канд. техн. наук, проф.,  
**В.В. НЕМЧИК**, асп., НТУ «ХПІ», м. Харків

### **ПЛАНУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТУ З ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ГЕОМОДИФІКАТОРІВ ТЕРТЯ В ПЛАСТИЧНОМУ МАСТИЛІ РОЛИКОВИХ ПІДШИПНИКІВ**

В даній статті вибрано напрямок підвищення зносостійкості спряження «торець ролика – борт кільця» роликових підшипників. Вибрано метод фізичного моделювання із застосуванням математичного планування трьохфакторного експерименту для схеми вибору антифрикційної добавки до пластичного мастила ЛЗ-ЦНІІ. Розроблено пристрій та методика дослідження спряження «торець ролика – борт кільця». Вибрано критерій оптимізації – коефіцієнт тертя і дослідні фактори – сила взаємодії торця ролика та борта сегменту кільця підшипника, частота обертання ролика, кількість антифрикційної добавки у пластичному мастилі ЛЗ-ЦНІІ. Вперше отримана регресійна формула інтенсивності зносу торця ролика циліндричного підшипника.

In this article direction of increase wearproofness of interface is chosen a butt end of roller is a side of ring of bearings of rollers. The method of physical design is chosen with the use of the mathematical planning of three-factor experiment of choice of afriktsionnoy addition to the plastic greasing of LZ-TSNI. Adaptation and method of research of interface is developed a butt «end of roller is a side of ring». The criterion of optimization is chosen – a coefficient of friction and explored factors is force of co-operation of butt «end of roller and side of bearing ring», frequency of rotation of roller, quantitative maintenance of afriktsionnoy addition in the plastic greasing of LZ-TSII. The regressive formula of intensity of wear of butt end of roller of the cylindrical bearing is first got.

**Огляд досліджень.** Постановка задачі дослідження впливу геомодифікаторів тертя в пластичному мастилі на знос спряження «торець ролика – борт кільця» роликопідшипника дана в роботі [1]. В роботі [2] на чотирьохкульковій машині тертя попередньо вибрано вид антифрикційної добавки на основі геомодифікаторів до мастила ЛЗ-ЦНИИ, для циліндричних роликопідшипників колісних пар вагонів. Для уточнення концентрації вибраної антифрикційної добавки «КОМБАТ» [3] необхідно провести лабораторні дослідження зношування спряження «торець ролика – борт кільця», як одного з найменш зносостійких спряжень роликопідшипників, що мають особливість сприймати осьові навантаження.

**Мета роботи полягає** в дослідженні впливу на зношування торців циліндричних роликів і бортів кільця роликопідшипників антифрикційної добавки «КОМБАТ» в мастилі ЛЗ-ЦНИИ та визначення її оптимальної концентрації шляхом планування експерименту.

**Основний матеріал.** Для проведення експерименту необхідно вибрати: критерій оптимізації, фактори впливу та області їх зміни, математичну модель процесу зношування; скласти план експериментального дослідження; розробити експериментальне обладнання та методику дослідження; виконати статистичний аналіз рівняння регресії; здійснити пошук оптимальної концентрації вказаної добавки.

Параметром оптимізації в цій роботі вибрано знос спряження «торець ролика – борт кільця» підшипника. Аналіз літературних даних [4–5] зі зношування деталей підшипників кочення показує, що знос  $I$  є функцією багатьох факторів:

$$I = \varphi(F, V, S, f, t, \Delta t, E, \varepsilon, HB, H_{\mu}, \sigma_T, R_z, R, l, c, \lambda, A_y, Q), \quad (1)$$

де –  $F$  осьове навантаження в контакті;  $V$  – швидкість ковзання;  $S$  – площа контакту;  $f$  – коефіцієнт тертя;  $t$  – об’ємна температура;  $\Delta t$  – температурний градієнт;  $E$  – модуль пружності;  $\varepsilon$  – коефіцієнт об’ємного розширення;  $HB$  – твердість;  $H_{\mu}$  – мікротвердість;  $\sigma_T$  – межа текучості;  $R_z$  – середня висота мікронерівностей профілю поверхні;  $R$  – середній радіус закруглень мікронерівностей;  $l$  – шлях тертя;  $c$  – коефіцієнт теплоємності матеріалу деталі;  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу деталі;  $A_y$  – триботехнічна властивість мастила;  $Q$  – витрата мастила.

В умовах порівняльних випробувань трібоспряження «торець ролика – борт кільця» роликового підшипника з різним складом мастильних матеріалів залишаються незмінними модуль пружності матеріалів деталей, твердості поверхонь деталей, витрати мастила, а також параметри оточуючого середовища (тиск, температура, вологість, і таке інше). Враховуючи, що між торцем ролика і поверхнею борта кільця підшипника спостерігається тільки тертя ковзання, вираз (1) уявляється як функція трьох змінних  $P = F / S, V, A_y$ . Для зручності аналізу замість  $V$  введена частота обертання ролика  $n$ , а замість  $A_y$  – безрозмірна величина концентрації  $k$  добавки «КОМБАТ» у пластичному мастилі ЛЗ-ЦНИИ. Остаточно вираз має вигляд:

$$I_p = \varphi_p(P, n, k), \quad (2)$$

де  $I_p$  - зношування торця ролика.

Вибір інтервалів варіювання залежить від виду поставленої задачі: опису процесу зношування чи оптимізації умов зношування. Для задачі, яка вирішується спочатку, тобто опису процесу зношування інтервал варіювання повинен охоплювати всю область дослідження [4]. Рівні варіювання дослідних факторів  $V, P, A_p$ , а також їх інтервали варіювання наведено в таблиці 1.

Рівні фактору  $P$  та інтервал його зміни визначався за результатом експериментального дослідження величин, діючих осьових сил на підшипники опорних вузлів колісних пар вагонів, (5...20кН). Рівні фактору  $n$  та інтервал його зміни визначався експлуатаційним діапазоном руху вагону (50...100 км/г). Саме такі величини осьових сил швидкостей обертання характерні для найбільш навантажених підшипникових вузлів колісних пар вантажних вагонів. Рівні фактору  $k$  та інтервал його зміни визначався попередніми дослідженнями мастильної композиції ЛЗ-ЦНИИ «КОМБАТ»[6].

Таблиця 1. Вихідні дані для факторів.

Рівні факторів та інтервал варіювання	Кодові значення факторів	Позначення факторів ( натурні, кодові)		
		$P, МПа.$	$n, хв^{-1}$	$k, з/кг$
		$X_1$	$X_2$	$X_3$
Основний (нульовий) рівень	0	6,25	1100	2,5
Інтервал варіювання	$\Delta X_i$	3,75	300	2,5
Нижній рівень	-1	2,5	800	0
Верхній рівень	+1	10	1400	5

При неповному знанні про зношування спряження «торець ролика – борт кільця» підшипника вид функції відгуку  $\varphi_p$  у виразі (2) невідомий і тоді вираз для  $I_p$  апроксимують поліномом:

$$I_{ep} = \theta_0 + \theta_1 x_1 + \theta_2 x_2 + \theta_3 x_3 + \theta_{12} x_1 x_2 + \theta_{13} x_1 x_3 + \theta_{23} x_2 x_3 + \theta_{123} x_1 x_2 x_3 + \theta_{11} x_1^2 + \theta_{22} x_2^2 + \theta_{33} x_3^2 + \dots, \quad (3)$$

де  $\theta_0, \theta_i, \theta_{ij}, \theta_{ii}$  – теоретичні коефіцієнти регресії.

Спочатку перевіряють можливість лінійної апроксимації функції відгук, що спрощує вираз (3). В результаті експерименту отримують коефіцієнти  $b_0, b_i, b_j, b_{ij}$ , які є оцінками теоретичних коефіцієнтів  $\theta_0, \theta_i, \theta_j, \theta_{ij}$ .

$$I_p = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_{12} x_1 x_2 + b_{13} x_1 x_3 + b_{23} x_2 x_3 + b_{123} x_1 x_2 x_3. \quad (4)$$

Вивчення процесу, який апроксимується лінійною функцією потребує, мінімального витрат на проведення експериментальних робіт і план повного факторного експерименту (ПФЕ) може бути визнаний як  $2^n$ . Умови проведення експерименту в кодівій формі задачі опису зношування ролика в контакті з бортом кільця роликопідшипника типу 2726 наведено в таблиці 2 (планування та розрахунок).

Моделювання зношування спряження «торець ролика – борт кільця» виконувалось для циліндричного роликопідшипника типу 2726 на установці, що показана на рис.1, а вимірювання зносу торця ролика здійснювалось методом штучних баз [6].

Результати вимірювань зносу торців роликів наведені у таблиці 2 (Вихід); середнє значення результатів паралельних експериментів подається в дужках і розраховано за формулою:

$$\bar{y} = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m y_{ij}.$$

де  $i = 1, 2, \dots, m; j = 1, 2, \dots, N$ ,  $m$  - число пар експериментів ( $m=3$ ),  $N$  - число випробувань ( $N=8$ ).

Таблиця 2. План повного факторного експерименту типа 2.

№ випроб.	Планування				Розрахунок				Вихід I (мкм)
	$X_0$	$X_1$	$X_2$	$X_3$	$X_1 \cdot X_2$	$X_1 \cdot X_3$	$X_2 \cdot X_3$	$X_1 \cdot X_2 \cdot X_3$	$I_y(I_{yexp})$ , мкм
1	+	-	-	-	+	+	+	-	40...45(42)
2	+	+	-	-	-	-	+	+	57...59(58)
3	+	-	+	-	-	+	-	+	69...74(72)
4	+	+	+	-	+	-	-	-	97...100(99)
5	+	-	-	+	+	-	-	+	34...37(36)
6	+	+	-	+	-	+	-	-	48...51(49)
7	+	-	+	+	-	-	+	-	59...62(60)
8	+	+	+	+	+	+	+	+	70...74(72)

Регресійний аналіз отриманих результатів здійснюється за перевітками відтворюваності експериментів, значимості коефіцієнтів регресії, адекватності рівняння регресії.

Перевірка відтворюваності експерименту проведена для  $m=3$  паралельних експериментів за критерієм Кохрена ( $G$ -критерій):

$$G_{\max} = \max S_i^2 / \sum_{i=1}^N (S_i^2), \text{ та умовою } G_{\max} < G_T \quad (5)$$

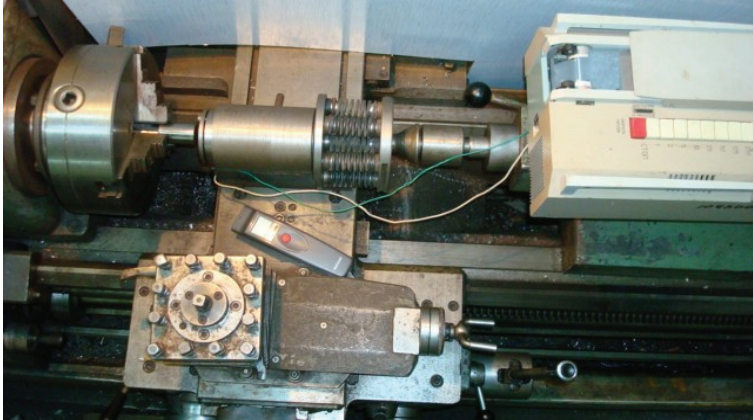


Рис. 1. Загальний вигляд установки для дослідження спряження «торець ролика – борт кільця»

де дисперсія  $S_i^2 = [1/(m-1)] \sum_{i=1}^m (y_u - \bar{y}_i)^2$  для кожного випробування  $i$  становить:

$$S_1^2 = 4; S_2^2 = 9,5; S_3^2 = 9; S_4^2 = 4,5; S_5^2 = 2,5; S_6^2 = 4,5; S_7^2 = 4,5; S_8^2 = 3.$$

З яких  $\max S_i^2 = 9,5$ , а  $\sum_{i=1}^N S_i^2 = 41,5 < \dots$ . Тоді розрахункова величина кри-

терію Кохрена  $G_{\max.P} = 0,23$ . Табличне значення критерію Кохрена для степенів свободи: чисельника  $k_1 = m - 1 = 3 - 1 = 2$  і знаменника  $k_2 = 8$  та вибраного рівня значимості  $q = 0,05$  [7]:  $G_T = 0,82$ . Отже умова (5) виконана, тобто для вибраного числа параметрів експериментів ( $m=3$ ) результати їх відтворюються і можуть бути віднесені до однієї і тієї ж генеральної сукупності.

Перевірка значимості коефіцієнтів регресії здійснюється за критерієм Стьюдента ( $t$ -критерій):  $t_j = b_j / S_{b_j}$  та умовою  $t_{jp} > t_T$ ,

де  $b_i = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_{kj} Y_j$  (тут  $k$  - число базуючи функцій  $f(x) k = 0, \dots, 7$ )

Формула, оцінки дисперсії експерименту має вигляд:

$$S_{b_i} = \sqrt{S_{b_i}^2}; S_{b_i}^2 = S_e^2 / 2^n m; S_e^2 = \sum_{i=1}^N S_i^2 / N, \quad (6)$$

а результати розрахунків  $S_e$ ,  $S_{b_j}$  наведені в табл. 3.

Таблиця 3. Результати розрахунків

№	$S_i^2$	$S_e^2$	$S_{b_j}^2$	$S_{b_j}$	$b_j$	$ t_j $
1	4,00	5,188	0,2162	0,465	61	131,18
2	9,50				8,5	18,28
3	9,00				14,75	31,72
4	4,50				-6,75	-14,52
5	2,50				1,25	2,69
6	4,50				-2,25	-4,84
7	4,50				-3	-6,45
8	3,00				-1,5	-3,23

Порівняння отриманих  $t_i$  критеріїв з табличним значенням  $t_i$  для степені свободи  $k = N(m-1) = 16$  та вибраного рівняння регресії  $q = 0,05$ ,  $t_{16;2;0,25} = 2,12$  [7] дає:

$$\begin{aligned}
 |t_0| &= 131,18 > 2,12; & |t_1| &= 18,28 > 2,12; & |t_2| &= 31,72 > 2,12; \\
 |t_3| &= 14,52 > 2,12; & |t_4| &= 2,69 > 2,12; & |t_5| &= 4,84 > 2,12; \\
 & & |t_6| &= 6,45 > 2,12; & |t_7| &= 3,23 > 2,12.
 \end{aligned}$$

Оскільки коефіцієнти  $b$  виявилися значимими для вибраного рівня,  $q = 0,05$ , уточнене рівняння регресії матиме вигляд:

$$I_p = 61 + 8,5x_1 + 14,75x_2 - 6,75x_3 + 1,25x_1x_2 - 2,25x_1x_3 - 3x_2x_3, \quad (7)$$

Перевірка адекватності цього рівняння здійснюється за критерієм Фішера ( $F$ -критерій):

$$F = ms^2 / s_e^2 \text{ та умовою } F_p < F_T, \quad (8)$$

де вибіркова дисперсія  $S^2 = \frac{1}{N-d} \left( \sum_{i=1}^N \bar{y}_i^2 - N \cdot \sum_i^d b_i^2 \right)$ .

Порівняння розрахункового значення критерію Фішера  $F = 0,014$ , а табличним значенням для ступенів свободи  $k_1 = N-d = 8-0 = 8$ ;  $k_2 = N(m-1) = 8(3-1) = 16$  та вибраного рівняння значимості  $q = 0,05$  показує, що  $F_p > F_T$  ( $2,12 > 0,014$ ).

Отже, отримана модель адекватно описує процес зношування торця ролика циліндричного роликопідшипника. На основі аналізу (7) встановлено що:

- характер впливу навантаження і швидкості однаковий: їх збільшення приводить до збільшення зношування, але інтенсивність впливу швидкості у півтори рази більше;
- вплив на зношування торця ролика чинить антифрикційна добавки менший ніж швидкості і навантаження, але збільшення концентрації добавки «КОМБАТ» до мастила ЛЗ-ЦНИИ зменшує зношування.

Для визначення необхідності вирішення задачі оптимізації, тобто пошуку екстремуму функції  $I_p$  попередньо визначимо працездатність мастила з різними концентраціями добавки «КОМБАТ». Такі випробування визначають

доцільність вирішення задачі оптимізації методом планування експерименту. Результати випробувань трібоспряження «торець ролика – борт кільця» в мастилі ЛЗ-ЦНИИ з різною концентрацією антифрикційної добавки «КОМБАТ» наведено в табл.3.

Аналіз результатів випробувань дослідного спряження з різними режимами показує, що гранична величина концентрації антифрикційної добавки «КОМБАТ» починаючи з якої зменшення зносу не спостерігається, залежить від навантаження та швидкості ковзання. Різниця зносу торців роликів, що менша 1%, двох сусідніх випробувань в режимі 1 спостерігається починаючи з випробування №7, в режимі 2 – з випробування №6, в режимі 3– з випробування №4.

Таблиця 4. Результати випробувань

№	Концентрація $k$ присадки «КОМБАТ», г/кг.	Знос торця ролика при режимі випробування:		
		1) P=10МПа, n=2000об/хв, мкм	2) P=6,25МПа, n=1400об/хв, мкм	3) P=2,5МПа, n=800об/хв, мкм
1	0	98...101(99)	66...70(68)	39...45(42)
2	1	92...96(94)	63...67(65)	38...43(40)
3	2	85...89(88)	59...63(62)	36...41(39)
4	3	80...84(82)	58...61(60)	35...40(38)
5	4	75...80(77)	55...59(57)	35...39(37)
6	5	69...73(72)	52...56(54)	33...38(36)
7	6	68...73(71)	51...55(53)	33...38(36)
8	7	67...72(70)	51...55(53)	33...38(36)

Отже в межах дослідного діапазону навантаження та швидкості ковзання спряження «торець ролика – борт кільця» циліндричного роликопідшипника гранична величина концентрації антифрикційної добавки «КОМБАТ» може бути визначена функціональною залежністю, що встановлена за результатами обробки методом найменших квадратів трьох режимів випробування.

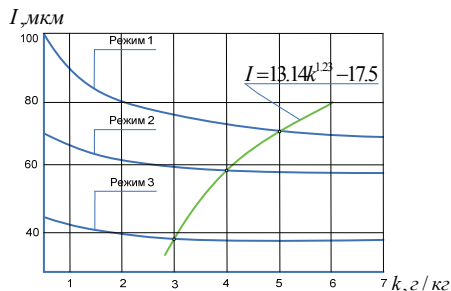


Рис.3. Графік залежності зносу торця ролика від концентрації добавки в мастилі.

### Висновки.

1. Розроблено пристрій та методика дослідження спряження торець ролика – борт кільця.

2. Вперше отримана регресійна модель зносу торця ролика циліндричного підшипника, що має особливість сприймати осьові навантаження.
3. Встановлено, що на знос спряження «торець ролика – борт кільця» найбільший вплив чинить режим експлуатації (швидкість обертання  $v_2=14,75$  і осьове навантаження  $v_1=8,5$ ), а підвищення концентрації добавки «КОМБАТ» в мастилі ЗЛ-ЦНИИ зменшує знос торців роликів ( $v_3= - 6,75$ ).
4. Для дослідного діапазону швидкості обертання підшипника і тиску у торцевому контакті, що характерний для найбільш навантажених підшипникових вузлів колісних пар вантажних вагонів, визначена гранична величина концентрації добавки «КОМБАТ» у мастилі ЛЗ-ЦНИИ, яка ефективно зменшує знос спряження «торець ролика – борт кільця» циліндричного роликопідшипника типу 2726.

**Список літератури:** 1. *А.В. Гайдамака*. и др. Про завдання забезпечення зносостійкості циліндричних роликопідшипників, що мають особливість сприймати осьове навантаження. // Вестник НТУ «ХПИ» - 2007. –№4. – С.42-48. 2. *А.В. Гайдамака, В.В. Немчик, А.Г. Кравцов* Результати першого етапу вибору антифрикційних добавок до пластичного мастила циліндричних роликопідшипників важких режимів експлуатації. – Вестник НТУ «ХПИ» №2, 2009., 50с. 3. *Войтов В.А.* Реологічні дослідження мікроструктур них змін захисного покриття, яке утворене за допомогою трибологічної відновлювальної суміші «КОМБАТ» // Проблеми трибології. – 2008. -№1. – С.34-38. 4. *Евдокимов Ю.А.* Планирование и анализ экспериментов при решении задач трения и износа. /–М.: Наука, - 1980. -228 с. 5. *Справочник по триботехнике в 3 т. / Под общ. ред. М. Хеды, А.В. Чичинадзе.– М.: Машиностроение., Т.1. Теоретические основы. - 1989. - 400с. 6. Хрущов М.М.* Определение износа деталей машин методом искусственных баз. / М.Хрущов, Е.Беркович – М: Высш. шк. - 1959. – 284с. 7. *Болашев Л.А., Смирнов Н.В.* Таблицы математической статистики. –М.: Наука, 1965. –474с.

*Поступила в редколлегию 14.09.2010*

УДК 621.822.5

**А.С. СТОЛБОВОЙ**, канд. техн. наук, проф. ;  
**Ю.Д. МУЗИКІН**, канд. техн. наук, проф., НТУ «ХПІ», м. Харків

### **ПІДВИЩЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ВИСОКОШВИДКІСНИХ УПОРНИХ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ**

Викладено результати експериментальних досліджень двох варіантів високошвидкісних упорних підшипників ковзання. Показано шляхи підвищення їхньої працездатності.

Results of experimental researches of two variants of high-speed persistent bearings of sliding are stated. Ways of increase of their serviceability are shown.

Рішення проблеми підвищення надійності сучасних високошвидкісних машин для енергетики і транспорту в значній мірі залежить від надійності роботи їхніх опорних вузлів. Схема опорної поверхні несамоустановлюваль-