

УДК 629.4.014.2:621.89

**ВПЛИВ НАВАНТАЖЕНЬ НА МОТОРНО-ОСЬОВИЙ ПІДШИПНИК ЛОКОМОТИВА,  
НА УМОВИ УТВОРЕННЯ МАСТИЛЬНОЇ ПЛІВКИ НА ПОВЕРХНЯХ ТЕРТЯ**

Д-р техн. наук С. В. Воронін, кандидати техн. наук В. О. Стефанов, С. В. Комар,  
аспіранти А. Д. Савченко, О. О. Губін

**IMPACT OF LOADS ON LOCOMOTIVE MOTOR AXLE BEARINGS  
ON THE CONDITIONS OF FORMATION OF OIL FILM ON FRICTION SURFACES**

Dr. Sc. (Tech.) S. Voronin, PhD (Tech) V. Stefanov,  
postgraduate student A. Savchenko, postgraduate student O. Hubin

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.208.2024.308611>



***Анотація.** У процесі активної експлуатації локомотивів значна частка відмов (до 20 %) припадає на вихід із ладу моторно-осьових підшипників. Це зумовлено тим, що система змащування МОП є недосконалою, належна робота якої переважно залежить від багатьох факторів, таких як кліматичні умови, ступінь напрацювання мастильної оливи та змащувальних приладів тощо. Постає необхідність в удосконаленні сучасних систем змащування моторно-осьових підшипників ковзання. Одним із методів вирішення проблеми є розгляд факторів, що впливають на процес змащування робочих поверхонь тертя МОП та умови подавання мастильного матеріалу. У статті наведено розрахунок сил навантаження на МОП, їхній вектор дії та проаналізовано вплив цих параметрів на здатність утворення мастильної плівки на поверхнях тертя моторно-осьових підшипників. Для розрахунку було обрано тепловоз 2ТЕ116 із тяговими електродвигунами ЕД-118Б.*

***Ключові слова:** моторно-осьовий підшипник, підшипник ковзання, мастильна плівка, система змащування.*

**Abstract.** During the active operation of locomotives, a significant portion of failures (up to 20 %) is attributed to the malfunction of motor-axial bearings. This is due to the imperfection of the lubrication system of the motor-axial bearings, the proper functioning of which largely depends on various factors such as climatic conditions, the level of wear of lubricating oil, and lubrication devices, among others. There is a need to improve the existing lubrication systems for motor-axial sliding bearings. One of the methods to address this issue involves examining the factors influencing the lubrication process of the friction surfaces of motor-axial bearings and the conditions of lubricant material supply. The article provides calculations of the loading forces on the motor-axial bearings, their action vectors, and analyzes the impact of these parameters on the ability to form an oil film on the friction surfaces of motor-axial bearings. To determine the magnitude of the load, technical specifications of the locomotive were used, and the relationship between power usage and locomotive speed was analyzed. The study involved an analysis of recent publications regarding the generation of contact pressure force between the contact surfaces of friction pairs, the magnitude of which exceeds permissible limits, considered one of the primary factors leading to bearing failure. Additionally, the existing bearing lubrication system used on the locomotive was analyzed, its shortcomings were identified, and methods for addressing these issues were discussed. The calculations were performed for the 2TE116 locomotive with traction electric motors ED-118B, based on the operational characteristics of the locomotive in the speed range of 0-80 km/h.

**Keywords:** motor-axial bearing, sliding bearing, oil film, lubrication system.

**Вступ.** Деталі моторно-осьових підшипників (МОП) тягових електродвигунів локомотивів є високонавантаженими елементами екіпажної частини, які зазнають значного впливу динамічних навантажень, що виникають під час експлуатації локомотива. Ці несприятливі умови зберігаються в МОП за руху локомотива на швидкостях від 0 до 80 км/год. Система змащення МОП на тепловозах 2TE116 є однією з найдосконаліших систем змащення на сьогодні. Проте вона також має недоліки [1]. Одним із важливих недоліків можна вважати питання недостатнього подавання мастильного матеріалу до робочих поверхонь тертя і утворення мастильної плівки недостатньої товщини, адже наслідком стає пошкодження вкладишів МОП і зменшення їхнього ресурсу. Тому для вирішення питання, як позбутися цього недоліку, необхідно дослідити умови, що впливають на процес утворення мастильної плівки на поверхнях тертя моторно-осьових підшипників.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** За останній час було проведено багато досліджень особливостей

змащування моторно-осьових підшипників. Сучасні системи змащування не відповідають повною мірою необхідному виду мащення робочих поверхонь тертя [1]. Найбільш сприятливий рідинний тип мащення виникає на невеликих проміжках експлуатації локомотива за визначених швидкостей руху [2]. У дослідженнях [3, 4] зазначено, що найчастіше відмови підшипників виникають при перевищенні допустимої величини тиску, що діє на площу поверхні тертя підшипника, що у свою чергу спричиняє його деформацію. У статті [5] автори розглядають питання покращення розподілу тиску на поверхнях тертя. У роботах [6, 7] автори розглядають питання використання насоса для подавання мастильного матеріалу до робочих поверхонь підшипників для забезпечення утворення достатньої мастильної плівки. Ці дослідження проведені для підшипників, що сприймають невеликі навантаження. Тези в цих публікаціях дадуть змогу провести дослідження для більш навантажених підшипників ковзання, яким є моторно-осьовий підшипник локомотива.

**Визначення мети та завдання дослідження.** Метою статті є дослідження дії сил навантаження, що виникають при русі тепловоза 2ТЕ116, і їхній вплив на умови утворення мастильної плівки на поверхнях тертя МОП. Для отримання результативності поставленої мети необхідно вирішити такі завдання: дослідити ступінь навантаження підшипників МОП, визначити вектор дії навантажень, дослідити вплив питомого тиску на утворення мастильної плівки, проаналізувати в цілому систему змащення МОП на тепловозі 2ТЕ116 і визначити вектор її удосконалення.

**Основна частина дослідження.** Під час експлуатації локомотива на моторно-осьовий підшипник тягового електродвигуна діють різнонаправлені за вектором сили навантаження. Оскільки конструкція МОП несиметрична, то з боку тягового редуктора та колектора сила навантаження на МОП має різну величину. У цей час на поверхні тертя виникають протидійні контактні параметри.

За допомогою методики [8] і з використанням даних роботи [9] про величини навантаження  $F$  на вкладиші МОП тепловоза 2ТЕ116 проведено розрахунок питомих параметрів. До основних питомих параметрів можна віднести дугу контакту  $\varphi$  і величину тиску  $\rho$ .

Вираз для обчислення дуги контакту

$$\sin \varphi_0 = \sqrt{\frac{4}{\pi} [(1 - \mu_1^2) + (1 - \mu_2^2) \cdot \psi]} \cdot \alpha, \quad (1)$$

де  $\mu_1, \mu_2$  – коефіцієнт Пуассона для матеріалів вкладиша та осі відповідно;

$\psi$  – відношення модулів пружності матеріалів вкладиша та осі;

$\alpha$  – коефіцієнт контакту.

Відношення модулів пружності матеріалів вкладиша та осі

$$\psi = E_1/E_2, \quad (2)$$

де  $E_1, E_2$  – модулі пружності матеріалів вкладиша та осі.

Коефіцієнт контакту

$$\alpha = \frac{\rho_0}{E_1 \cdot \varepsilon}, \quad (3)$$

де  $\rho_0$  – навантаження на одиницю довжини підшипника;

$\varepsilon$  – радіальний зазор сполучення.

Навантаження на одиницю довжини підшипника

$$\rho_0 = \frac{k \cdot F}{l}, \quad (4)$$

де  $F$  – навантаження на вкладиші МОП;

$k$  – коефіцієнт нерівномірності прикладання навантажень через перекося;

$l$  – довжина опорної частини шийки осі.

Радіальний зазор сполучення

$$\varepsilon = R_1 - R_2, \quad (5)$$

де  $R_1, R_2$  – радіуси вкладишів і шийки осі.

Максимальний тиск у центрі контактної зони

$$\rho = \frac{2\rho_0}{\pi \cdot R_1 \cdot \sin \varphi_0}. \quad (6)$$

Результати розрахунку виконано за умови швидкості руху локомотива 10, 40 та 70 км/год та наведено (табл. 1, 2) залежно від напрямку руху.

З наведених у табл. 1, 2 даних можна зробити висновок, що відмінності, характерні для величин векторів навантажень двох підшипників одного комплексу, стосуються також і питомого тиску. Питомий тиск у більш завантаженого підшипника з боку редуктора в 1,7-2,0 рази перевищує значення тиску на поверхні вкладишу іншого – з боку колектора.

Таблиця 1

## Параметри навантажень в МОП з боку редуктора

Швидкість локомотива, км/год	Параметри навантажень, що діють на поверхні вкладиша					
	$F$ , кН	$\rho_0$ , кН/м	$\alpha$	$\sin \varphi_0$	$\varphi_0$ , град	$\rho$ , мПа
Рух тепловоза тяговим електродвигуном попереду						
10	46,4	350	0,0056	0,1016	5,82	10,41
40	36,9	278	0,0045	0,0906	5,19	9,28
70	31,2	236	0,0038	0,0834	4,78	8,54
Рух тепловоза тяговим електродвигуном позаду						
10	33,0	248	0,0040	0,0856	4,91	8,77
40	23,3	176	0,0028	0,0721	4,13	7,38
70	15,8	119	0,0019	0,0593	3,40	6,08

Таблиця 2

## Параметри навантажень в МОП з боку колектора

Швидкість локомотива, км/год	Параметри навантажень, що діють на поверхні вкладиша					
	$F$ , кН	$\rho_0$ , кН/м	$\alpha$	$\sin \varphi_0$	$\varphi_0$ , град	$\rho$ , мПа
Рух тепловоза тяговим електродвигуном попереду						
10	17,2	129	0,0021	0,0618	3,54	6,33
40	14,3	108	0,0017	0,0564	3,23	5,78
70	11,7	89	0,0014	0,0511	2,93	5,24
Рух тепловоза тяговим електродвигуном позаду						
10	6,3	48	0,0008	0,0375	2,15	3,85
40	5,9	44	0,0007	0,0362	2,08	3,71
70	5,2	39	0,0006	0,0341	1,95	3,49

Через нерівномірність розподілу навантажень постає питання розгляду характеру дії їхніх векторів і локалізації спричинених навантаженнями ділянок утворення зносу. Схеми дії векторів навантажень на МОП подані на рис. 1, 2, дані для побудови використовували з табл. 1, 2.

З отриманих даних про напрямки векторів дії та величину сил можна надати загальну характеристику навантажень, що діють на вкладиші МОП під час руху локомотива (рис. 3).

Загальний аналіз отриманих результатів вказує на таке:

- навантаження на моторно-осьовий підшипник з боку редуктора перевищують ті, що діють на інший МОП, у середньому в 2.5 раза за прямого руху та 3 рази – за зворотного;

- амплітуда кута  $\varphi$  вектора навантаження підшипника з боку редуктора в інтервалі швидкості руху тепловоза 10-70 км/год становить від 4 до 75<sup>0</sup>, а підшипника з боку колектора – від 9 до 17<sup>0</sup>.

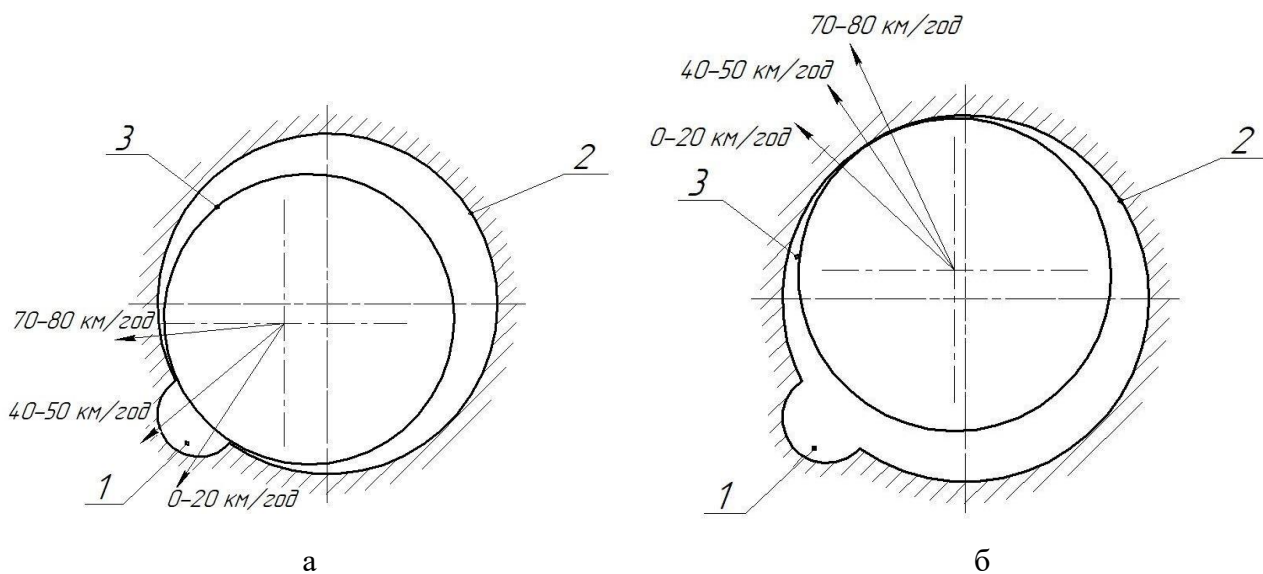


Рис. 1. Схема дії вектора навантажень на МОП з боку редуктора за різних величин швидкості руху локомотива:  
а – тяговим електродвигуном попереду; б – тяговим електродвигуном позаду;  
1 – мастильне вікно; 2 – вкладиші підшипника; 3 – вісь колісної пари

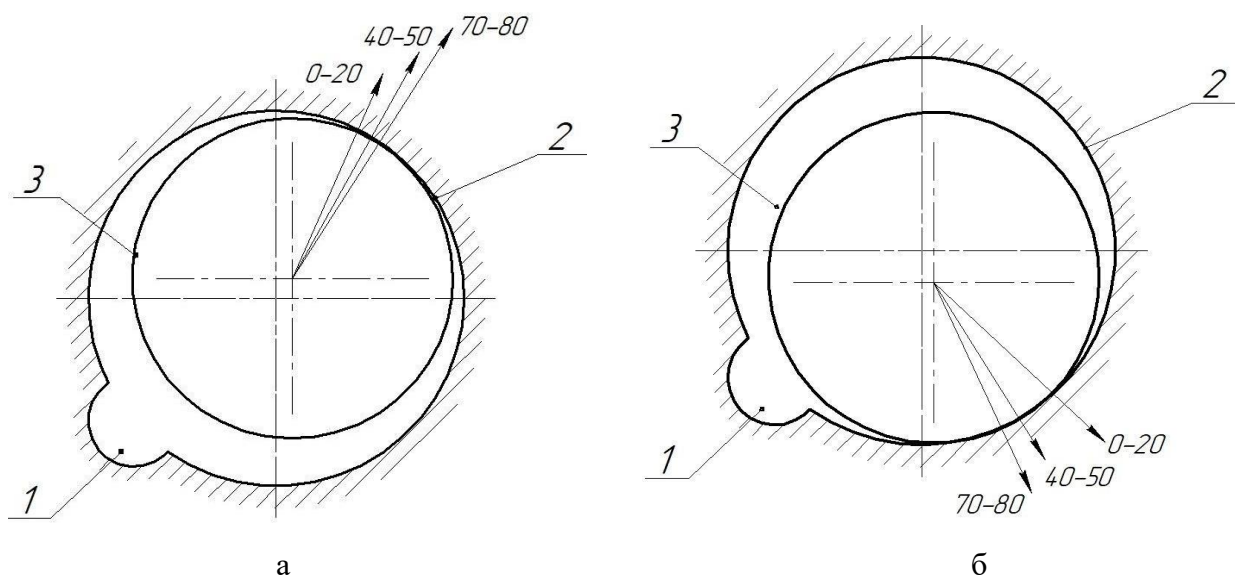


Рис. 2. Схема дії вектора навантажень на МОП з боку колектора за різних величин швидкості руху локомотива:  
а – тяговим електродвигуном попереду; б – тяговим електродвигуном позаду;  
1 – мастильне вікно; 2 – вкладиші підшипника; 3 – вісь колісної пари

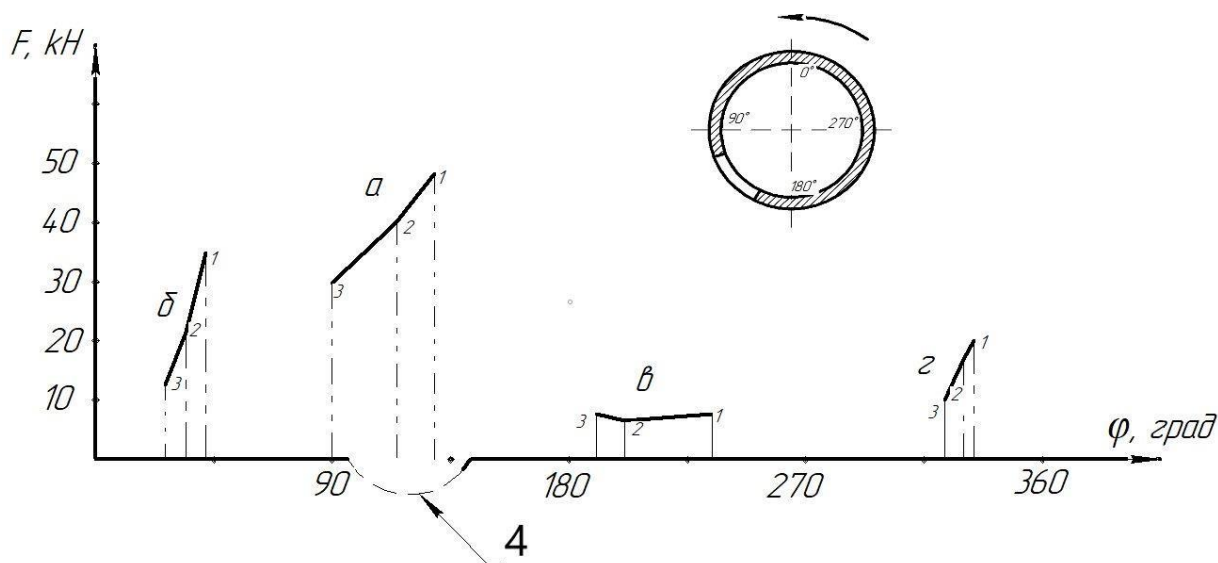


Рис. 3. Схема навантаження на розгортці вкладишів МОП за різних швидкостей руху локомотива:

а, б – МОП з боку редуктора за руху тяговим електродвигуном попереду та позаду відповідно; в, г – МОП з боку колектора за руху тяговим електродвигуном попереду та позаду відповідно; 1, 2, 3 – швидкість тепловоза відповідно 10, 40, 70 км/год; 4 – мастильне вікно

Слід зазначити, що умови утворення гідродинамічного (рідкого) мащення для підшипників не є однаковими. Для більш навантаженого (з боку редуктора) вони

будуть складнішими через такі причини:

- найбільші за величиною навантаження діють переважно на опорну площу, послаблену вирізом під мастильне вікно, що призводить до максимальних величин питомого тиску;

- високий протитиск поблизу мастильного вікна теоретично не дає змогу організувати подавання мастила до пари тертя взагалі;

- за умови виникнення рідкого мащення через недостатній тиск у системі подавання оливи воно є нетривалим.

У свою чергу високий за величиною тиск  $p$  між робочими поверхнями тертя МОП впливає на утворення мастильної плівки товщиною  $h$  між елементами

підшипника та комплексний параметр режиму роботи пари тертя  $\lambda$  [8]:

$$\lambda = \frac{\eta \cdot \omega}{p}, \quad (7)$$

де  $\eta$  – динамічна в'язкість оливи;  
 $\omega$  – швидкість ковзання;  
 $p$  – тиск між поверхнями тертя.

$$h = 0.5 \cdot \xi \cdot \Delta, \quad (8)$$

де  $\xi$  – відносна товщина мастильної плівки, яку визначають числом Зоммерфельда  $S$ ;  
 $\Delta$  – діаметральний зазор.

Розрахунок товщини мастильної плівки виконано для більш навантаженого підшипника МОП з боку редуктора за умови, що діаметральний зазор  $\Delta = 0,5$  мм (табл. 3).

Таблиця 3

Залежність товщини мастильної плівки та параметра режиму тертя від тиску між поверхнями тертя,  $\Delta = 0,5$  мм

Швидкість руху локомотива, км/год	Тиск $\rho$ , МПа	Комплексний параметр $\lambda$	Число Зоммерфельда $S$	Відносна товщина мастильної плівки $\xi$	Товщина мастильної плівки $h$ , мкм
10	10,41	185	0,025	0,025	6
40	9,28	332	0,055	0,053	13
70	8,54	522	0,091	0,091	24

Аналізуючи отримані дані з табл. 3, можна дослідити залежність, що зі збільшенням швидкості питомий тиск між поверхнями тертя зменшується, водночас як товщина мастильної плівки та комплексний параметр режиму пар тертя збільшується, що означає перехід до сприятливішого режиму мащення МОП.

Отримані результати викликають необхідність дослідити систему змащування МОП для визначення напрямку подальшої роботи з вирішення проблеми недостатнього змащення підшипників ковзання.

На тепловозах 2ТЕ116 встановлена циркуляційна система змащування МОП. Вона є досконалішою порівняно з гнотовою системою, кількість відмов тягових електродвигунів зменшилася в декілька разів. Проте вона має деякі недоліки:

- подавання мастила в системі повністю залежить від кутової швидкості шийки колісної пари, незалежно від умов роботи підшипника;

- подавання мастила насосом починається за досягання швидкості руху тепловоза 25 км/год, до цього моменту змащення відбувається тільки польстерною системою;

- у свою чергу польстерна система не дає змогу подолати на поверхнях тертя режим масляного дефіциту, особливо після тривалої зупинки при початку руху локомотиву.

Як зазначено вище, продуктивність роботи масляного насоса циркуляційної системи прямо пропорційна швидкості руху локомотива. Така особливість конструкції не включає умови та складність режиму роботи підшипника. При цьому мастило в системі за режиму роботи методом переливу використовують нераціонально, внаслідок чого фактична товщина мастильної плівки на робочих поверхнях моторно-осьового підшипника є набагато меншою за значення, розраховані за номінальним об'ємом мастила, що циркулює в системі. Також дослідження показують, що номінальна продуктивність насоса у два рази менша за необхідну для забезпечення утворення гідродинамічного режиму мащення.

Аналізуючи недоліки, постає питання використання масляного насоса примусової дії, робота якого не залежить конструкційно від швидкості обертання шийки колісної пари.

Дослідження [6] в напрямі інтенсифікації подавання мастила до робочої зони підшипників дає змогу зробити висновок, що використання насоса для контролю об'єму та часу подавання мастила до пар тертя підшипників покращує не тільки роботу самих підшипників, а і властивості мастильного матеріалу.

**Висновки.** У процесі дослідження зроблено такі висновки:

1. Моторно-осьові підшипники тепловоза 2ТЕ116 навантажені нерівномірно. На підшипник з боку редуктора діють більші у 2-3 рази навантаження, ніж на підшипник з

боку колектора. Вектори дії навантажень направлені в різні боки і залежать від швидкості та напрямку руху тепловоза.

2. Високий питомий тиск між контактними поверхнями підшипника МОП, утворений за невеликих швидкостей руху локомотива, не сприяє утворенню стійкої мастильної плівки на

поверхнях тертя, що призводить до зменшення ресурсу самого підшипника.

3. Використання циркуляційного насоса примусової дії подавання мастила до МОП може подолати проблему підвищеного зносу та покращить умови утворення мастильної плівки між робочими поверхнями підшипника.

### Список використаних джерел

1. Стефанов В., Савченко А. Аналіз існуючих систем змащування моторно-осьових підшипників. *Proceedings of the XIV International Scientific and Practical Conference*. Copenhagen, Denmark. 2023. P. 403-404.
2. Астахов В. Н., Лысиков Е. Н., Коновалов П. Е. Оценка режимов трения и смазки в подшипниках осевого подвешивания локомотивов. *Збірник наукових праць Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. 2011. № 40. С. 46-53.
3. Methodology for the assessment of equivalent load for self-lubricating radial spherical plain bearings under combined load / J. Aguirrebeitia et al. *Tribology International*. 2017. Vol. 105. P. 69-76. URL: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.09.028>. (last access: 09.04.2024).
4. Newly developed theoretical solution and numerical model for conformal contact pressure distribution and free-edge effect in spherical plain bearings / X. Fang et al. *Tribology International*. 2015. Vol. 84. P. 48-60. URL: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2014.11.020>. (last access: 09.04.2024).
5. Numerical simulation of sliding wear for self-lubricating spherical plain bearings / X. Shen et al. *Journal of Materials Research and Technology*. 2012. Vol. 1, no. 1. P. 8-12. URL: [https://doi.org/10.1016/S2238-7854\(12\)70003-0](https://doi.org/10.1016/S2238-7854(12)70003-0). (last access: 11.04.2024).
6. Lubricant distributions and lubrication state under regular and quantitative oil supply / L. Wenzhe et al. *Tribology International*. 2023. Vol. 43, no. 5. P. 506-516. URL: <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2022002> (last access: 04.04.2024).
7. Груник І. С. Стендові випробування моторно-осьових підшипників локомотивів в умовах електростатичної обробки осьової оливи із присадкою. *Залізничний транспорт України*. 2013. № 2. С. 12-14.
8. Трение, изнашивание и смазка / В. В. Алисин и др. Москва: Машиностроение, 1979. 358 с.
9. Филонов С. П., Гибалов А. И., Быковский В. Е. Тепловоз 2ТЭ116. Москва: Транспорт, 1996. 334 с.

---

Воронін Сергій Володимирович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри машинобудування та технічного сервісу машин, Український державний університет залізничного транспорту.

ORCID iD: 0000-0001-8443-3222. Тел.: +38(095)500-81-59. E-mail: voronin.sergey@ukr.net.

Стефанов Володимир Олександрович, кандидат технічних наук, доцент кафедри машинобудування та технічного сервісу машин, Український державний університет залізничного транспорту.

ORCID iD: 0000-0002-7947-2718. Тел.: +38 (068) 819-84-27. E-mail: vstef@ukr.net.

Комар Сергій Володимирович, кандидат технічних наук доцент, доцент кафедри Харківського національного університету Повітряних Сил ім. І. Кожедуба, Харків, Україна. <https://orcid.org/0000-0002-8961-2614>.

Савченко Андрій Дмитрович, аспірант кафедри машинобудування та технічного сервісу машин, Український державний університет залізничного транспорту. ORCID iD: 0009-0005-0418-3945. Тел.: +38(050) 90-58-406. E-mail: 0509058406a@gmail.com.

---



Губін Олександр Олександрович, аспірант кафедри машинобудування та технічного сервісу машин, Український державний університет залізничного транспорту. ORCID iD: 0000-0001-8451-5236. Тел.: +38(099)788-19-06. E-mail: sash.gubin95@gmail.com.

Voronin Serhii, Dr. Sc. (Tech.), professor, Head of the Department of Mechanical Engineering and Technical Service of Machines, Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: 0000-0001-8443-3222. E-mail: voronin.sergey@ukr.net.

Stefanov Volodymyr, PhD (Tech.), Associate Professor, Department of Mechanical Engineering and Technical Service of Machines, Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: 0000-0002-7947-2718. E-mail: vstef@ukr.net.

Sergii Komar, Candidate of Technical Sciences Associate Professor, Associate Professor of the department of Ivan Kozhedub Kharkiv National Air Force University, Kharkiv, Ukraine. <https://orcid.org/0000-0002-8961-2614>.

Andrii Savchenko, postgraduate student, Department of Mechanical Engineering and Technical Service of Machines, Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: 0009-0005-0418-3945.

E-mail: 0509058406a@gmail.com.

Hubin Oleksandr, postgraduate student, Department of Mechanical Engineering and Technical Service of Machines, Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: 0000-0001-8451-5236.

E-mail: sash.gubin95@gmail.com.

Статтю прийнято 24.05.2024 р.