

doi: 10.32620/oikit.2026.108.16

УДК 629.7.02:621.822

В. М. Доценко,
Ю. В. Ковеза

Узагальнення результатів дослідження втрат тертя і температури у підшипниках кочення з керамічними та металевими кульками

Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут»

Проведено узагальнення результатів експериментального дослідження температури і втрат тертя у підшипниках кочення з керамічними та металевими кульками. Воно базується на порівняльних випробуваннях суцільнометалевих підшипників та аналогічних підшипників з тілами кочення з нітриду кремнію (гібридних підшипників) при змащуванні струменем оливи. Узагальнення виконано за допомогою критеріальних залежностей у безрозмірному виді. В якості критеріїв подібності прийняті критерії Рейнольдса, Прандтля і Ейлера. Отримано критеріальні залежності для визначення втрат потужності на тертя при струминному змащенні, які враховують вплив навантаження, теплофізичні властивості змащувальної речовини, витрати оливи, діаметр кульок та їх кількість, частоту обертання ротора. Як показали результати експериментальних досліджень, отримані значення втрат потужності в гібридних і суцільнометалевих підшипниках доволі близькі. Основними складовими втрат потужності в підшипнику є втрати на тертя між тілами кочення та кільцями і сепаратором та втрати на перемішування оливи. Так як для авіаційних підшипників (а дослідження проводилися стосовно вузлів авіаційно-космічної техніки) витрати оливи зазвичай великі, що пов'язано з умовами їх охолодження, то більшість втрат складала саме втрати в оливі – 60...80 % від загальних втрат. Відповідно різниця у матеріалах тіл кочення, яка визначає різні втрати на тертя, перебивається великими втратами в оливі. Це дозволило отримати узагальнену формулу із незначним зменшенням точності знаходження коефіцієнтів регресії. Одержані аналітичні вирази для визначення втрат потужності використані для розрахунку температур підшипника за умови, що зовнішній тепловідвід від навколишніх деталей відсутній. Результати дослідження дозволяють більш обґрунтовано підходити до вибору типу підшипника та прогнозувати його тепловий стан та втрати потужності.

Ключові слова: узагальнення результатів; критеріальні залежності; експериментальні дослідження; втрати на тертя; підшипник кочення; керамічні та металеві кульки.

В останні десятиліття у зв'язку з підвищенням вимог до високошвидкісних вузлів зростають вимоги до експлуатаційних характеристик опор роторів таких вузлів. Особливо критично це для опорних вузлів авіаційно-космічної техніки (авіаційних двигунів та турбонасосних агрегатів рідинних ракетних двигунів (РРД)) та вузлів і агрегатів автомобільної та бронетанкової техніки (опори турбокомпресорів). Підшипникам доводиться витримувати важкі робочі режими, пов'язані з підвищеними швидкостями, навантаженнями та появою внаслідок цього великого теплового впливу на опорний вузол, що відзначається авторами роботи [1].

Ефективність використання гібридних підшипників експериментально підтверджена авторами роботи [2] при випробуваннях зазначених підшипників у складі турбонасосних агрегатів РРД, де отримано зниження тепловиділення до 25 % порівняно з кульковими підшипниками, у яких кульки виготовлені з нержавіючої сталі.

Відмічається [3], що гібридні підшипники мають такі переваги, як більший ресурс на втомну міцність, покращені експлуатаційні характеристики та

можливість роботи на найвищих швидкостях.

Відомо, що серед основних критеріїв, що визначають працездатність підшипників кочення, як зазначається в роботі [4], важливе місце займає втомне викришування робочих поверхонь через значні напруження в місцях контакту тіл кочення і кілець. Крім того, зазначено, що рух тіл кочення супроводжується зношенням [5] в результаті спільної дії тертя кочення та ковзання по кільцях з урахуванням їх деформування під навантаженням. Одним із завдань під час проектування будь-якого підшипника є мінімізація тертя та максимальний термін служби в конкретних умовах експлуатації. Актуальними є питання вибору мастильного матеріалу, схеми змащування, обробки підшипників [6].

Застосування гібридних підшипників ефективно не тільки в авіаційно-космічній техніці, але і в інших галузях техніки, де умови роботи характеризуються високими швидкостями, навантаженнями та великим тепловиділенням, наприклад, у станках. Щодо підшипників шпинделя в роботі [7] відзначається, що гібридні підшипники шпинделя, зазвичай виготовлені з керамічних кульок і сталевих доріжок кочення, демонструють кращу фрикційну поведінку в порівнянні з повністю сталевими підшипниками. У цій роботі представлений новий простий та економічний метод вимірювання моменту тертя у підшипниках шпинделя на підставі проведених експериментальних досліджень. Як стверджується в роботі [8], гібридні підшипники мають явні переваги перед сталевими підшипниками у конкретних застосуваннях. Так, нижча щільність призводить до зниження відцентрових сил на тілах кочення, що призводить до зниження контактних напружень на високих швидкостях. Його вищий модуль пружності призводить до меншої площі контакту, що може сприяти покращенню трибологічних властивостей та зниженню тепловиділення. Проте експерти стверджують, що методи, що використовуються для розрахунку терміну служби сталевих підшипників, не повністю можуть бути застосовані до гібридних підшипників, і ці питання потребують подальшого дослідження.

Попередження втомного викришування забезпечується обмеженням параметра динамічної вантажопідйомності, який не повинен перевищувати допустиму динамічну вантажопідйомність, визначену для стандартних підшипників досвідом та наведену у довідковій літературі. Для керамічних підшипників достовірних даних щодо динамічної вантажопідйомності немає. Проведення експериментальних досліджень щодо визначення відповідних кривих витривалості для визначення динамічної вантажо-підйомності випробуваних підшипників вимагає проведення тривалих та дорогих випробувань та відповідної матеріальної бази. Це впливає із наведених вище результатів досліджень [1-10].

Вказані вище умови роботи опорних вузлів пояснюють пильну зацікавленість дослідників щодо підшипників кочення з керамічними тілами кочення (так звані гібридні підшипники). Мала щільність і високий модуль пружності при високій жароміцності кераміки дають позитивний ефект з точки зору характеристик підшипників, що працюють в умовах інтенсивного зовнішнього теплообміну, значного внутрішнього виділення тепла та високих частотах обертання. Крім того, завдяки відносно малому коефіцієнту теплового розширення кераміки гібридні підшипники зберігають радіальний зазор у широкому діапазоні температур.

Таким чином, можна зробити висновок про широке застосування гібридних підшипників у різних галузях промисловості та їхню перевагу для зменшення

тертя, зношування та тепловиділення. Тому досить раціональними є дослідження втрат потужності на тертя і ККД при зміні матеріалу тіл кочення (зі сталевих на керамічні) і застосуванні різних типів і варіантів подачі мастила та надання рекомендації з їх використання.

У даній статті проаналізовано результати, одержані авторами під час експериментального дослідження втрат на тертя у підшипниках кочення з керамічними та сталевими кульками в залежності від величини навантаження, швидкості обертання та виду змащування.

У раніше опублікованих роботах авторів детально розглянуто експериментальну установку, випробувальний стенд і методику проведення експерименту [11,12,13].

Як зазначено у роботі [12], випробування проводилися за наступних параметрів:

- тип підшипників: радіально-упорні кулькові з кутом контакту 26°;
- матеріали обойми - сталь E1347-Ш; кульок: нітрид кремнію та сталь E1347-Ш;
- діаметр кульок 7,938 мм;
- діаметр отвору під вал $d_v = 38,5$ мм;
- осьове навантаження P : 0, 1000 Н та 2000 Н;
- радіальне навантаження – від відцентрових сил, які залежали від частоти обертання валу;

–Частота обертання валу n : 0...32000 хв⁻¹.

Змащування підшипників здійснювалось:

–струменем оливи при витратах 8,5 г/с, 15 г/с, 25 г/с;

–масляною сумішшю: повітря 0,20 г/с та оливи – від 0,023 г/с до 0,08 г/с;

Для змащування підшипників застосовувалося синтетична вуглеводнева олива Turbonicoil 210A або ІПМ-10.

У процесі випробувань вимірювали момент опору на парі підшипників, температуру зовнішнього кільця підшипника, температуру середовища, що змащує, на вході і виході з блоку підшипників, а також частоту обертання валу.

Для узагальнення отриманих результатів вони були представлені у вигляді критеріальних залежностей, вид яких буде приведено нижче.

Вираз для втрат потужності знаходився у вигляді

$$Q = \varphi \rho \rho d_{\text{ш}}^2 u^3,$$

де $\varphi = K \left(\frac{q}{q_{\text{ном}}} \right)^b Re^x Pr^y Eu^z$; K – числовий коефіцієнт, який визначається в процесі обробки даних експерименту;

ρ – щільність мастильно-охолоджуючого середовища;

q – витрата оливи через підшипник; $q_{\text{ном}}$ – номінальне значення витрати оливи через підшипник, у разі, якщо $\frac{q}{q_{\text{ном}}} > 1$, приймалося $\frac{q}{q_{\text{ном}}} = 1$.

В нашому випадку критерії подібності визначалися наступним чином:

1. Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{u d_{\text{к}}}{\nu}$$

У якості швидкості прийнята окружна швидкість сепаратора

$$u = \frac{\pi(d_{\text{цв}} - d_{\text{к}} \cos \gamma)}{120} n, \text{ м/с};$$

де $d_{\text{цв}}$ – діаметр центру ваги кульок, $d_{\text{цв}} = \frac{D-d_{\text{в}}}{2}$, м; D – зовнішній діаметр підшипника, м; $d_{\text{в}}$ – внутрішній діаметр підшипника, м; n – частота обертання валу, хв^{-1} ; $d_{\text{к}}$ – характерний геометричний розмір – діаметр кульки; ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м / с, γ – кут контакту, град.

2. Критерій Прандтля

$$Pr = \frac{\nu}{a},$$

де a – коефіцієнт температуропровідності, $\text{м}^2/\text{с}$.

3. Критерій Ейлера

$$Eu = \frac{P_{\text{сп}}}{\rho u^2 d_{\text{ш}}^2},$$

де $P_{\text{сп}} = \frac{P_{\text{нав}}}{m}$ – середнє навантаження на кульку, Н; $P_{\text{нав}}$ – наведене навантаження на підшипник, Н; m – число тіл кочення.

Номінальне значення витрати мастила відповідає моменту повного заповнення порожнини підшипника оливою. Як показали дослідження, такий момент настає приблизно після витрати 15 г/с.

В результаті обробки масиву даних були отримані такі вирази для коефіцієнтів втрат:

–для підшипників зі сталевими тілами кочення

$$\varphi = 4,043 \cdot 10^6 \left(\frac{q}{q_{\text{ном}}} \right)^{2,166} Re^{-0,952} Pr^{-1,727} Eu^{0,418},$$

–для підшипників з керамічними тілами кочення

$$\varphi = 6,256 \cdot 10^6 \left(\frac{q}{q_{\text{ном}}} \right)^{2,627} Re^{-2,257} Pr^{-3,280} Eu^{-0,157}.$$

Як показали результати експериментальних досліджень [12], отримані значення втрат потужності в гібридних і суцільнометалевих підшипниках доволі близькі. Тому було зроблено припущення, що й описуватися вони можуть одним аналітичним виразом. Спільна обробка результатів експериментів дозволяє отримати узагальнену формулу із незначним зменшенням точності знаходження коефіцієнтів регресії. В результаті отримано такий аналітичний вираз для визначення втрат потужності на опір обертанню в суцільнометалевих та гібридних підшипниках:

$$Q = 1,740 \cdot 10^{10} \left(\frac{q}{q_{\text{ном}}} \right)^{2,26} Re^{-1,483} Pr^{-2,299} Eu^{0,155} m \rho d_{\text{ш}}^2 u^3.$$

Графічне співставлення результатів розрахунку та експериментів показує, що у ряді випадків спільне вираження описує експериментальні дані навіть точніше, ніж вирази, отримані при індивідуальній обробці (рис. 1, 2).

Регресійний аналіз одержаного виразу показав його адекватність.

Одержані залежності були використані у подальшому для розрахунку температур підшипника, експериментальні значення яких були отримано при дослідженні і наведеної в нашій роботі [14].

Тепловий розрахунок підшипника проводимо, припускаючи, що зовнішній тепловідвід від навколишніх деталей відсутній. Тоді підвищення температури в підшипнику буде зумовлено внутрішнім тепловиділенням, тобто величиною втрат

потужності, які ми знаходимо за залежностями, наведеними вище.

У цьому випадку робочу температуру підшипника можна визначити за наступним виразом

$$t_{\text{підш}} \approx t_{\text{оливи вих}} = t_{\text{вх}} + \frac{3600 Q}{c_p q},$$

де c_p – питома теплоємність, Дж/кг·°С;

$t_{\text{вх}}$ – температура оливи на вході в підшипник, °С;

$t_{\text{оливи вих}}$ – температура оливи на виході з підшипника, °С.

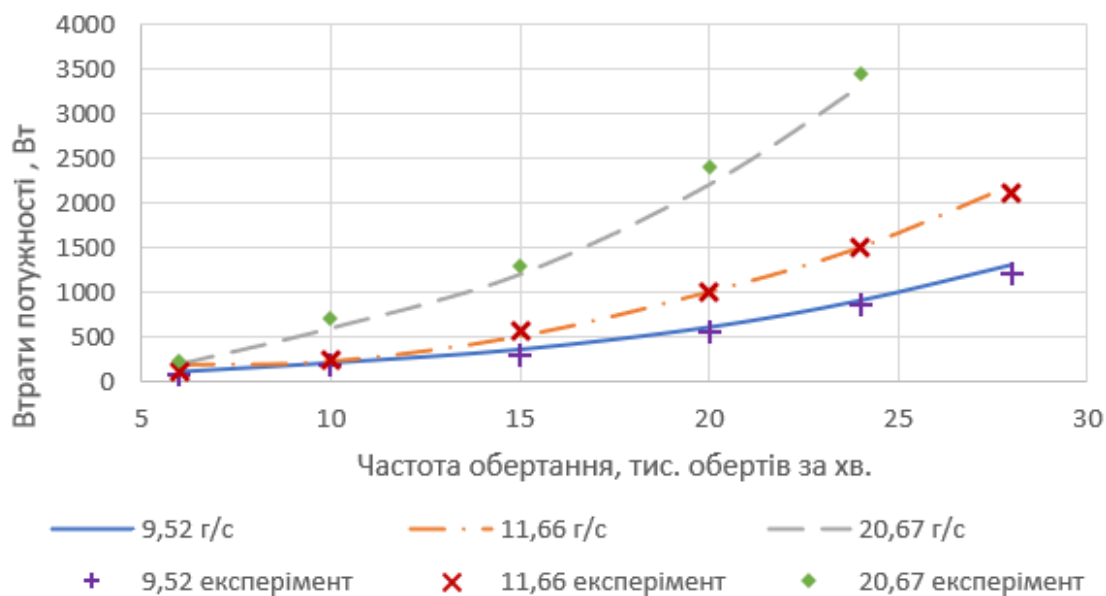


Рис. 1. Залежності втрат потужності в підшипнику зі сталевими кульками

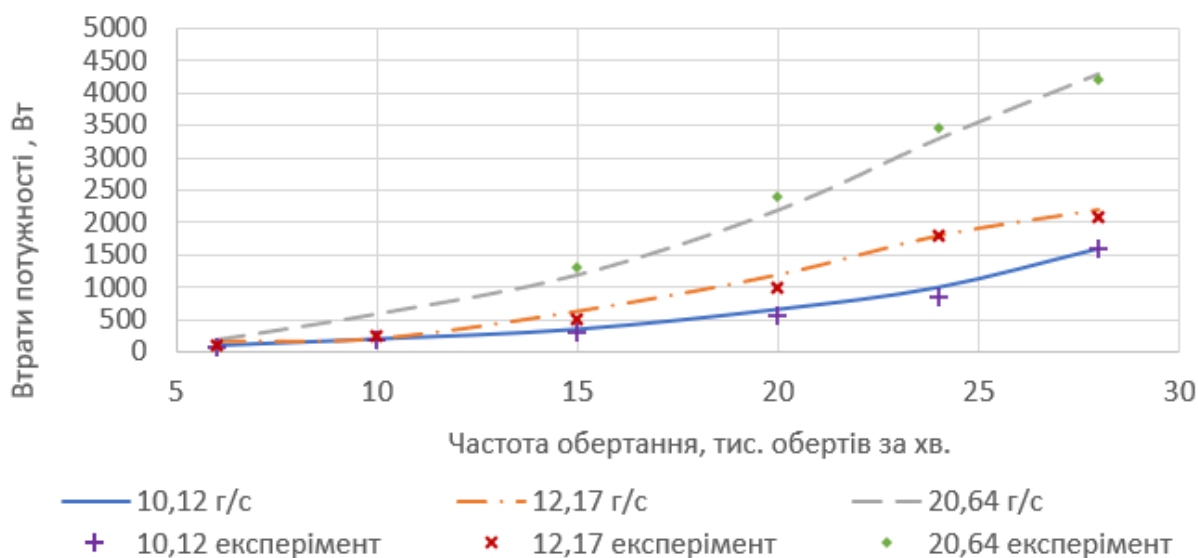


Рис. 2. Залежності втрат потужності в підшипнику із керамічними кульками

При розрахунках теплофізичні параметри (ν, ρ, α, c_p) спочатку визначались із довідника для температури, яку приблизно очікували одержати.

Якщо температура, отримана в результаті розрахунку, значно відрізнялася

від початково прийнятої, то ці значення уточнювали в наступних наближеннях, і розрахунок повторювали до досягнення заданої точності.

Слід зазначити, що з наведеного виразу можна визначити необхідну витрату масла, якщо задано гранично допустиму температуру підшипника.

За цією методикою було проведено розрахунки для умов роботи підшипника, за яких проводилися випробування. Результати розрахунків та їх порівняння з даними експериментів наведено на рис. 3–6. З одержаних даних випливає, що застосування запропонованої методики дозволяє отримати значення температури оливи на виході з підшипника, а, відповідно, і деталей самого підшипника з достатньою для інженерного застосування точністю.

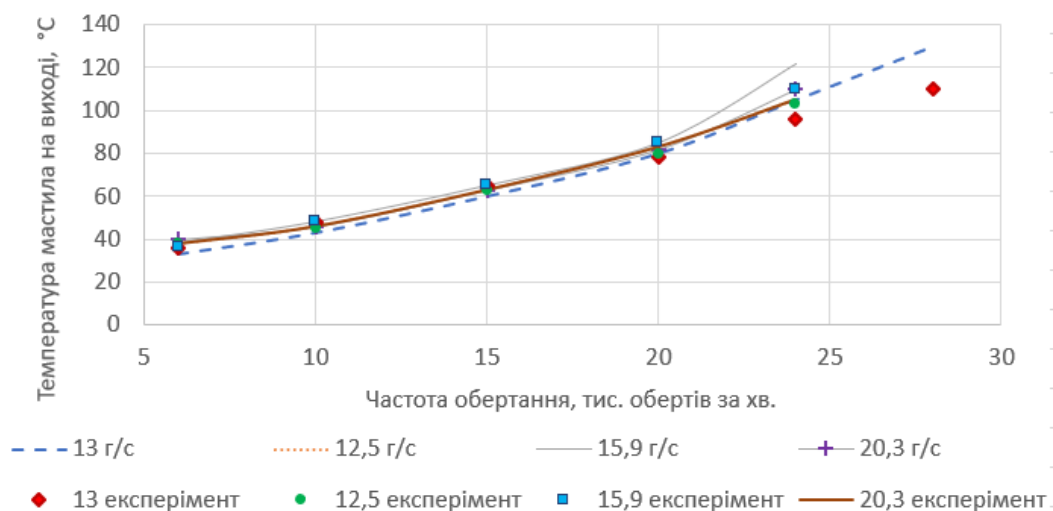


Рис. 3. Температура підшипника зі сталевими тілами кочення при осьовому навантаженні 1 000 Н

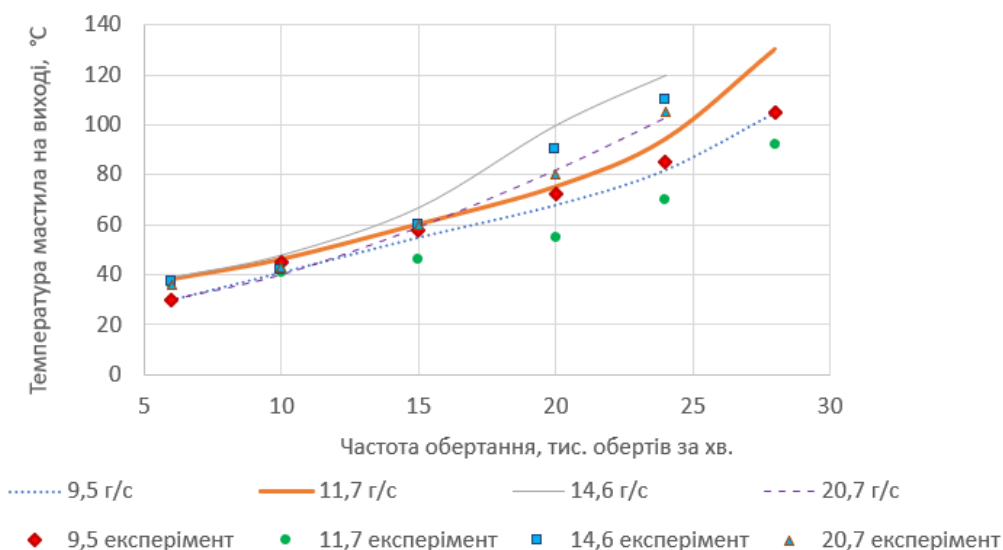


Рис. 4. Температура підшипника зі сталевими тілами кочення при осьовому навантаженні 2 000 Н

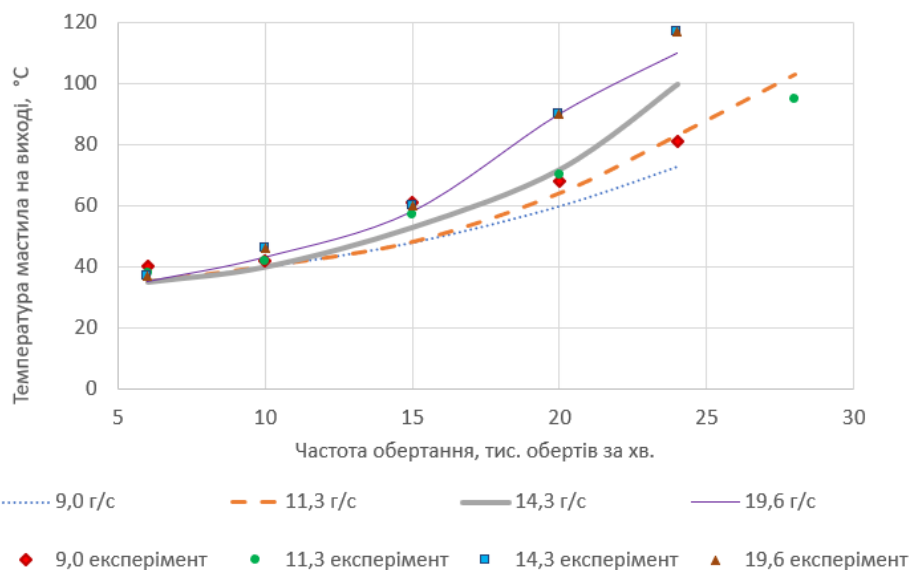


Рис. 5. Температура підшипника з керамічними тілами кочення при осьовому навантаженні 1000 Н

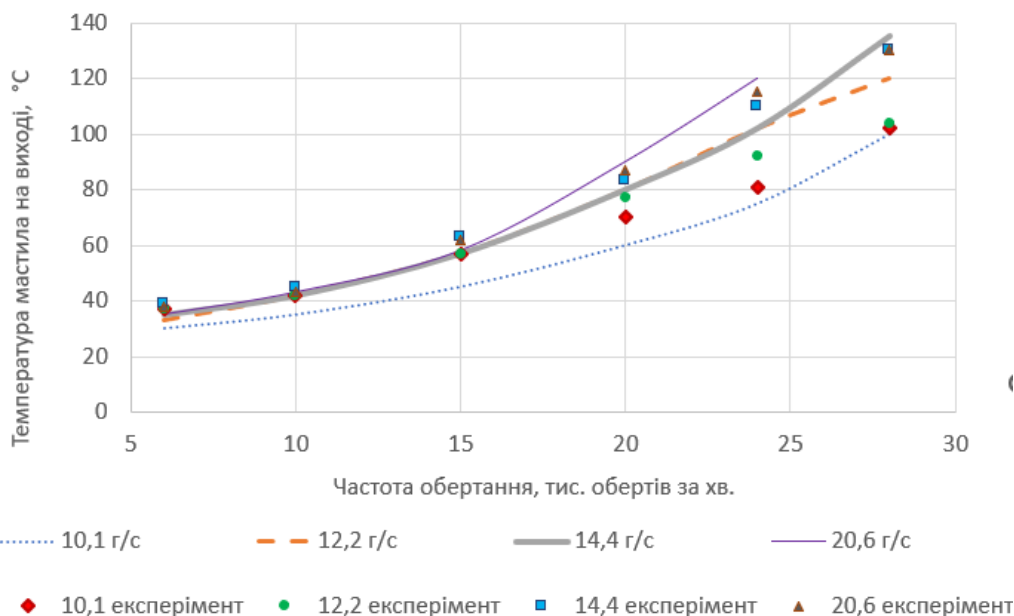


Рис. 6. Температура підшипника з керамічними тілами кочення при осьовому навантаженні 2000 Н

Висновки

1. Основними складовими втрат потужності в підшипнику є втрати на тертя кочення та прослизання тіл кочення в кільцях і сепараторі та втрати на перемішування оливи. Так як для авіаційних підшипників (а дослідження проводилися стосовно вузлів авіаційно-космічної техніки) витрати оливи зазвичай великі, що пов'язано з умовами їх охолодження, то більшість втрат приходилась саме на втрати в оливі – 60...80 % від загальних втрат. Відповідно різниця у матеріалах тіл кочення, яка визначає різні втрати на тертя, перебивається великими втратами в оливі. В результаті отримано незначну відмінність втрат потужності в гібридних та суцільнометалевих підшипниках.

2. Підвищення витрати оливи через підшипник збільшує втрати у підшипнику та його нагрівання. При досягненні певного значення (при повному наповненні порожнини підшипника) втрати стабілізуються. Подальше збільшення витрати приводить лише до охолодження підшипника, не підвищуючи втрати в ньому.

3. На підставі проведених досліджень запропоновано критеріальні залежності для визначення втрат потужності на тертя при струминному змащенні. Отримані залежності враховують вплив навантаження, теплофізичні властивості змащувальної речовини, витрати оливи, діаметр кульок та їх кількість, частоту обертання ротора.

4. Внаслідок малої різниці втрат для керамічних і сталевих тіл кочення отримано узагальнений вираз визначення втрат у них.

5. Одержані аналітичні вирази для визначення втрат потужності використані для розрахунку температур підшипника за умови, що зовнішній тепловідвід від навколишніх деталей відсутній. Порівняння результатів розрахунку з даними експериментів свідчить про те, що застосування запропонованої методики дозволяє отримати значення температури масла на виході з підшипника з прийнятною точністю.

6. Отримані результати дозволяють більш обґрунтовано підходити до вибору типу підшипника та прогнозувати його тепловий стан та втрати потужності.

References

1. Kerrouche R., Dadouche A., Boukraa S. Thermal characteristics of 90 mm cylindrical roller bearings for aerospace applications, All-steel versus hybrid bearings, *Tribology International*, Volume 185 (2023) 1084, <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2023.108495>.
2. Jacob B., George P. Ultra High DN Ceramic Ball Bearing for High Thrust Liquid Rocket Engine Turbopump. *Trans Indian Natl. Acad. Eng.* (2024), <https://doi.org/10.1007/s41403-024-00463-w>.
3. Su, Bing, Chunhao Lu та Chenghui Li. "Current status of research on hybrid ceramic ball bearings." *Machines* 12.8 (2024): 510, <https://doi.org/10.3390/machines12080510>.
4. Kumar N., Satapathy R. Bearings в Aerospace, Application, Distress, і Life: A Review. *J Fail. Anal. and Preven.* 23, 915-947 (2023), <https://doi.org/10.1007/s11668-023-01658-z>.
5. Dadouche A., Kerrouche R. Roller Bearing Skidding для Aero-Engine Applications: All-Steel Versus Hybrid Bearings, *ASME. J. Eng. Gas Turbines Power*. January 2023 145(1): 011004, <https://doi.org/10.1115/1.4055510>.
6. Rejith R., Kesavan D., Chakravarthy P. SVS Narayana Murty, Bearings for aerospace applications, *Tribology International*, Volume 181, 2023, 108312. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2023.108312>.
7. Gärtner M., Brecher C., Neus S., Eckel H.-M., Bartelt A., Hoppert M., MR Ilkhani, The Friction of Radially Loaded Hybrid Spindle Bearings під High Speeds. *Machines* 2023, 11, 649. <https://doi.org/10.3390/machines11060649>.
8. Van Rensselaer J. Hybrid bearings. *Tribology & Lubrication Technology* 77.7 (2021): 54-62.
9. Aguilar-Elguezabal, A.; Reyes-Rojas, A.; Esparza-Ponce, H.E.; Lardizábal-Gutiérrez, D.; Bocanegra-Bernal, M.H. Advances in High-Performance Ceramic

Materials for Aerospace and Defence Applications: A State-of-the-Art Review. *Ceramics* 2026, 9, 39. <https://doi.org/10.3390/ceramics9040039>.

10. Panlong Wu, Chunlei He, Guang Chen, Chengzu Ren, Determination of the equivalent friction coefficient of rolling bearings using the kinetic energy dissipation, *Measurement*, Volume 244, 2025, 116533, ISSN 0263-2241, <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2024.116533>.

11. Dotsenko, V. Koveza, Y., Gnytko, O., Kuznetsova, A. Use of Ceramic and Hybrid Rolling Bearings in Modern Technology and Their Comparative Tests. 19th International Scientific Conference on Industrial Systems. IS'23, Serbia, p. 479-485, https://doi.org/10.24867/IS-2023-VP1.1-4_05941.

12. Dotsenko, V. M. Experimental Determination of Power Losses in Steel and Hybrid Rolling Bearings / V. M. Dotsenko, O. M. Gnytko, Yu. V. Koveza, A. V. Kuznetsova. In: Cioboată, D. D. (eds) International Conference on Reliable Systems Engineering (ICoRSE) - 2023. ICoRSE 2023. Lecture Notes in Networks and Systems, vol 762. Springer, Cham, https://doi.org/10.1007/978-3-031-40628-7_13.

13. V. Dotsenko, O. Gnytko, Y. Koveza, A. Kuznetsova, V. Usik, Experience in using ceramics (Si₃N₄) as a material for rolling bearings of high-speed machines, *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering* 125/1 (2024) 16-24, <https://doi.org/10.5604/01.3001.0054.7777>.

14. Dotsenko V., Koveza Y. Influence of working conditions on the temperature regime of the bearings with metal and ceramic balls, *Open Information and Computer Integrated Technologies* 98 (2022) 69-76, <https://doi.org/10.32620/oikit.2023.98.06>.

Надійшла в редакцію 2.04.2026, розглянута на редколегії 14.04.2026

Generalization of Research Results on Friction Losses and Temperature in Rolling Bearings with Ceramic and Steel Balls

A generalization of the results of an experimental study on temperature and friction losses in rolling bearings with ceramic and steel balls has been carried out. It is based on comparative tests of all-steel bearings and similar bearings with rolling elements made of silicon nitride (hybrid bearings) under oil-jet lubrication. The generalization was performed using dimensionless criterion-based relationships. The Reynolds, Prandtl, and Euler numbers were adopted as similarity criteria.

Criterion-based relationships were obtained for determining friction power losses under jet lubrication, taking into account the effects of load, thermophysical properties of the lubricant, oil flow rate, ball diameter and quantity, and rotor rotational speed. Experimental results showed that the obtained values of power losses in hybrid and all-steel bearings are quite close. The main components of power losses in a bearing are friction losses between the rolling elements and the rings and cage, as well as losses due to oil churning.

Since oil flow rates in aviation bearings (the study was conducted for aerospace applications) are typically high due to cooling requirements, most of the losses are associated with the oil, accounting for 60–80% of the total losses. Accordingly, differences in the materials of rolling elements, which determine variations in friction losses, are outweighed by the substantial oil-related losses. This made it possible to derive a generalized formula with only a slight reduction in the accuracy of regression coefficients.

The obtained analytical expressions for determining power losses were used to

calculate bearing temperatures under the assumption that external heat removal from surrounding components is absent. The research results enable a more substantiated approach to selecting bearing types and predicting their thermal state and power losses.

Keywords: generalization of results; criterion-based relationships; experimental studies; friction losses; rolling bearing; ceramic and steel balls.

Відомості про авторів

Доценко Володимир Миколайович – д-р техн. наук, професор каф. 202, Кафедра теоретичної механіки, машинознавства та роботомеханічних систем, Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна. e-mail: dovl202@ukr.net, тел. 095-945-91-16, [ORCID: 0000-0002-4785-4578](https://orcid.org/0000-0002-4785-4578).

Ковеза Юрій Володимирович – канд. техн. наук, доцент каф. 202, Кафедра теоретичної механіки, машинознавства та роботомеханічних систем, Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна. e-mail: i.koveza@khai.edu, tel. 050-325-13-88, [ORCID:0000-0003-1131-1405](https://orcid.org/0000-0003-1131-1405).

About the authors:

Vladimir DOTSENKO – Doctor of Engineering Sciences, Professor of Department of Theoretical Mechanics, Mechanical Engineering and Robotic Mechanical Systems, Faculty of Aircraft Engines, National Aerospace University "Kharkov Aviation Institute", Kharkov, Ukraine. E-mail: dovl202@ukr.net. ORCID: [0000-0002-4785-4578](https://orcid.org/0000-0002-4785-4578)

Yurii KOVEZA – Ph.D, Associate Profesor of Department of Theoretical Mechanics, Mechanical Engineering and Robotic Mechanical Systems, Faculty of Aircraft Engines, National Aerospace University "Kharkov Aviation Institute", Kharkov, Ukraine. e-mail: i.koveza@khai.edu, tel. +(380) 50-325-13-88, ORCID: [0000-0003-1131-1405](https://orcid.org/0000-0003-1131-1405)