

В. М. ДОЦЕНКО, Ю. В. КОВЕЗА, В. В. УСИК

Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут», Україна

АНАЛІЗ РОБОТИ ОПОРНИХ ПІДШИПНИКІВ ТУРБОМАШИН НА ЕКОЛОГІЧНО ЧИСТИХ РІДИНАХ

Предметом вивчення в статті є питання економічності опор роторів потужних турбоагрегатів і їх пожежної безпеки. Поліпшення вказаних показників можливо шляхом заміни в системах змазування нафтової олії екологічно чистими рідинами, зокрема, водою або водними розчинами. Основний недолік використання води і інших малов'язких водних розчинів для роботи підшипників ковзання полягає в недостатньому гідродинамічному ефекті при малих частотах обертання ротора під час пуску і зупинки турбіни. *Метою* цього дослідження є експериментальне вивчення можливості заміни в системах змазування олії на екологічно чисті рідини, зокрема, воду або водні розчини. *Задачі* дослідження: 1) переконатися, що в робочому діапазоні частот обертання і навантажень підшипник працює в стійкому гідродинамічному режимі; 2) показати, що використання системи гідростатичного підйому забезпечує рідинний режим тертя в дослідженому діапазоні навантажень і швидкостей ковзання; 3) визначити рівень тисків, при яких відбувається спливання ротора. При рішенні поставленої задачі використовувалися наступні *методи*. На експериментальному стенді випробовувався натурний радіальний підшипник з бабітовою заливкою робочої поверхні вкладиша. В процесі експерименту варіювалися і вимірювалися наступні параметри: частота обертання ротора, навантаження на підшипник, витрата мастильної рідини, температура робочої рідини перед підшипником і на виході з нього, тиск води (конденсату) в системі гідропідйому, тиск в мастильному шарі і камерах досліджуваного підшипника. Основним параметром (критерієм), по якому оцінювалася працездатність підшипника, була товщина мастильного шару робочої рідини. Отримано наступні *результати*. На першому етапі, коли частота обертання ротора дорівнює нулю, визначена величина тиску підводу рідини, яке забезпечує спливання валу. На другому етапі встановлена залежність відносного ексцентриситету від частоти обертання валу і частоти обертання, при якій можливе відключення системи гідропідйому ротора. *Висновки*. У дослідженому діапазоні частот обертання і навантажень підшипник працює в стійкому гідродинамічному режимі. Використання системи гідростатичного підйому забезпечило рідинний режим тертя в дослідженому діапазоні швидкостей ковзання (включаючи пуск і зупинку ротора). Температура робочої поверхні підшипника в стійкому гідродинамічному режимі мало залежить від зовнішнього навантаження і швидкості ковзання.

Ключові слова: радіальний підшипник ковзання; змащення водою; експериментальне дослідження.

Вступ

Для опорних вузлів роторів потужних турбоагрегатів (наприклад, для турбоагрегатів атомних електростанцій (АЕС)) під час їх експлуатації однією із найбільш важливих **проблем** є збільшення економічності опор, а також усунення пожежної небезпеки турбоагрегатів. Проблема із підвищенням економічності опор пов'язана з наступними чинниками: ротори потужних турбоагрегатів мають велику масу – 8...12 т; діаметри опорних шийок валів становлять 0,5...0,8 м; швидкості ковзання у підшипнику – 60...90 м/с, опори змащуються турбінним маслом, яке має досить велику в'язкість. Тому втрати потужності на тертя в підшипниках турбін, які змащуються турбінним маслом, досягають 0,5 % номінальної потужності турбоагрегату (наприклад, для АЕС вона становить 1000...1300 МВт) [1]. Тому підвищення

економічності опор, а також усунення пожежної небезпеки турбоагрегатів є важливим **практичними завданнями**.

Одним із напрямків вирішення цих проблем є заміна в системах змащування нафтової олії екологічно чистими рідинами, зокрема, водою або водними розчинами [2]. Це дозволить виключити витрати великої кількості дорогої олії, зменшити втрати тертя, підвищити пожежну та екологічну безпеку навролишнього середовища.

Однак, при використанні води та водних розчинів необхідно забезпечувати антикорозійний захист матеріалів та антиелектрокорозійний захист пар тертя за рахунок спеціальних покриттів або присадок [3 – 5]. Крім того, різні варіанти використання водних розчинів вимагають при експлуатації відповідних заходів для підтримки стабільності хімічного складу і в'язкості рідини, що порушуються з часом

внаслідок деструкції довгих молекул мікроорганізмами, дроселювання рідини та високої турбулентності потоку.

Втім, основний недолік використання води та інших малов'язких водних розчинів для роботи підшипників ковзання полягає в недостатньому гідродинамічному ефекті при малих частотах обертання ротора під час пуску і зупинки турбіни. Тому робота підшипника в режимах пуску і валоповороту, а також при вибігу валопроводу, можлива, зокрема, з використанням гідростатичного підйому ротора [6, 7]. При досягненні певної частоти обертання ротора гідропідйом відключається, а гідродинамічний тиск, що розвивається в мастильному шарі підшипника, стає достатнім для створення необхідної товщини мастильного шару, яка забезпечує надійну роботу підшипника [8].

В даний час практично всі турбоагрегати великої потужності оснащені гідростатичними системами підйому ротора [9]. Вони забезпечують гідростатичний спливання ротора в підшипниках і створення необхідної товщини мастильного шару при малих частотах обертання. Потім, після відключення на деякій частоті обертання системи гідростатичного підйому ротора, підшипники працюють у гідродинамічному режимі при турбулентному або змішаному режимі змащувальної рідини [10].

Проте аналіз виконаних досліджень показав, що на даний момент відсутні кількісні результати залежності товщини змащувальної плівки від параметрів роботи турбоагрегату при використанні малов'язкої рідини (води) для змазування при різних режимах роботи підшипника – гідростатичному і гідродинамічному. Тому одержання таких даних являє собою **актуальне** завдання, яке представляє собою практичну цінність для забезпечення нормальної роботи турбоагрегатів при їх змащуванні малов'язкими рідинами.

Виконане дослідження стосується питань забезпечення нормальної роботи підшипникових опор потужних турбоагрегатів при їх змащуванні водою або водними розчинами.

Метою дослідження було визначення робочих параметрів (тиску та частоти обертання ротору), які забезпечують необхідну (безпечну) товщину змащувальної плівки в підшипнику, а також фактичну величину такої плівки.

Методика проведення досліджень

На першому етапі, коли частота обертання валу дорівнює нулю, при визначенні основних характеристик гідростатодинамічного підшипника представляє інтерес величина тиску подачі рідини, яке забезпечить спливання валу. На другому етапі визна-

чають частоту обертання, при якій можливе відключення системи гідропідйому ротора. У цьому випадку розв'язанням задачі є залежність відносного ексцентриситету від частоти обертання валу.

Проведено експериментальне дослідження згаданих вище характеристик натурального радіального підшипника з бабітовою заливкою робочої поверхні вкладиша, що працює на воді. Експериментальні дослідження проводилися на стенді в лабораторії підшипників ВАТ «Турбоатом». Стенд для дослідження радіальних підшипників складається з електродвигуна, сполучної муфти, мультиплікатора, торсіонного валу та досліджуваної частини установки з пристроєм для навантаження. Електродвигун з'єднаний з мультиплікатором жорсткою зубчастою муфтою, а мультиплікатор з валом установки – торсіонним валом.

Привід установки здійснювався балансірним двигуном постійного струму типу МПБ-55/34 потужністю 730 кВт і номінальною частотою обертання 3000 хв⁻¹. Ротор експериментальної установки має три шийки. Двома крайніми він спирається на штатні радіальні підшипники ковзання, а середня обертається у вкладиші підшипника, що досліджується. Штатні підшипники змащуються турбінним маслом ТП-22. Досліджуваний підшипник є штатний вкладиш діаметром 420 мм, який широко застосовувався як опора на ряді турбін турбоагрегатів ТЕС та АЕС, що випускалися ВАТ «Турбоатом». Внутрішня поверхня вкладиша виконана циліндричною з діаметром 420,4 мм, ширина підшипника 336 мм, радіальний зазор – 0,21 мм. Корпус досліджуваного підшипника являє собою сталевий барабан з торцевими кришками і має горизонтальний роз'єм. У середині корпусу встановлений досліджуваний підшипник.

Система змащення досліджуваного підшипника – автономна. Робоча рідина з окремого бака за допомогою відцентрового насоса подається на вхід у підшипник по перепускну каналу, виконаному в корпусі підшипника. З експериментальної установки робоча рідина зливається в мірний бак, а потім – в основний бак.

Для забезпечення роботи підшипника в режимі гідростатичного підйому експериментальна установка була оснащена додатковою системою живлення високого тиску. Основним елементом її є насос високого тиску типу УН100/320, що забезпечує витрату води до 6 м³/год при тиску до 32 МПа. Для роботи в режимі гідропідйому підшипник був доопрацьований – на поверхні вкладиша виконані чотири камери прямокутної форми 50×50 мм (рис. 1) під кутом 30° від вертикалі.

У нижній половині вкладиша виконані канали для підведення води високого тиску в камери підшипника. До корпусу підшипника вода подавалась

по двох трубопроводах, в які вмонтовані компенсуючі елементи - гідравлічні дроселі у вигляді тонких трубок внутрішнім діаметром 10 мм і довжиною 1,4 м. Тиск води на вході в підшипник контролювався манометром.

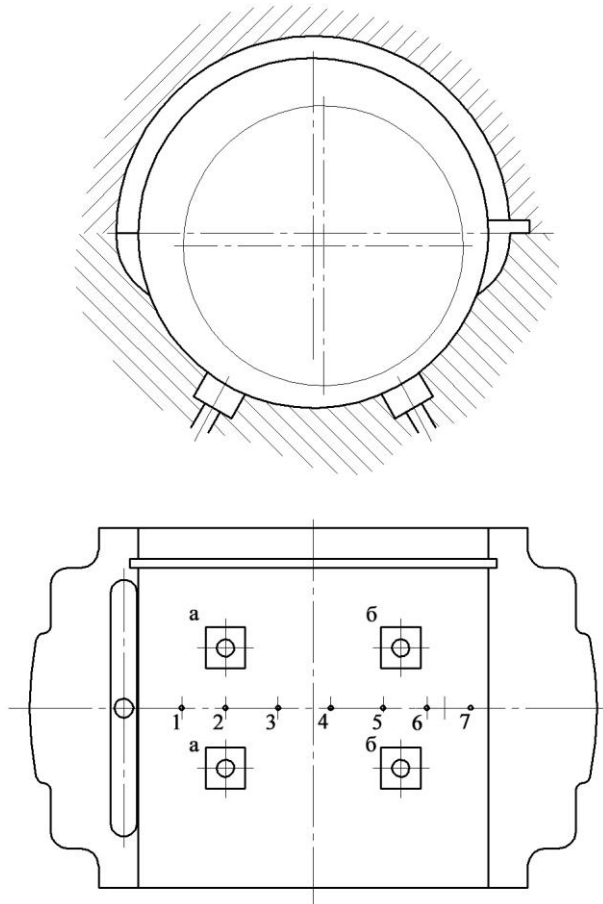


Рис. 1. Схема підшипника:
а, б – камери гідропідйому,
1-7 – точки заміру тиску

У процесі експерименту варіювалися і вимірювалися наступні параметри: частота обертання ротора, навантаження на підшипник, витрата мастильної рідини, температура робочої рідини перед підшипником і на виході з нього, тиск води (конденсату) у системі гідропідйому, тиск у мастильному шарі та камері досліджуваного підшипника.

Температура бабіту несучого вкладиша контролювалася термопарами ХК діаметром 0,5 мм, встановленими з двох сторін на відстані 50 мм від торців по 6 шт. у кожному ряду. Гідродинамічний тиск у несучому шарі контролювався зразковими манометрами. На робочій поверхні вкладиша в середньому його перерізі було розташовано 7 точок контролю (див. рис. 1).

Основним параметром (критерієм), за яким оцінювалася працездатність підшипника, була товщина мастильного шару робочої рідини. Для її ви-

значення використовувався вимірювальний комплекс, до складу якого входили спеціальні індуктивні датчики, підсилювач-перетворювач та прилад для реєстрації – електронний осцилограф. Датчики встановлювалися у спеціальних кронштейнах у вертикальній та горизонтальній площинках.

Аналіз результатів

Розглянемо деякі найхарактерніші **результати** дослідів. На першому етапі досліджено працездатність підшипника в діапазоні частот від 33 с^{-1} до нуля, коли необхідно забезпечити гідростатичний підйом ротора (рис. 2). При частоті обертання 33 с^{-1} в камеру гідропідйомника подавалась вода під тиском 2,0 МПа, що призвело до збільшення товщини мастильного шару з 30 до 93 мкм при навантаженні 200 кН. Наявність гідропід'єму дозволила здійснити плавну зупинку ротора установки. Так, при частоті обертання 12 с^{-1} товщина мастильного шару складала 60 мкм, а при 5 с^{-1} – 53 мкм. При повному зупиненні ротора установки та зовнішньому навантаженні, що дорівнює 200 кН, спливання шийки валу становило 50 мкм при тиску живлення на вході 4,0 МПа.

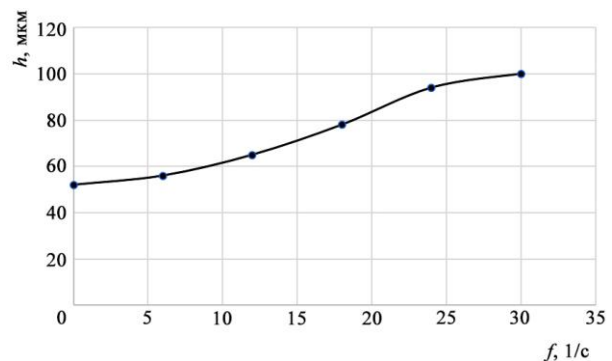


Рис. 2. Вплив частоти обертання валу на товщину мастильного шару при гідростатичному режимі роботи під навантаженням $F = 150 \text{ кН}$

На рис. 3 показані залежності товщини несучого шару h від частоти обертання f валу при роботі підшипника в гідродинамічному режимі.

При зниженні частоти обертання з 50 до 33 с^{-1} товщина мастильного шару спочатку плавно, а потім різко зменшується з 90 до 40 мкм і має тенденцію до подальшого зменшення.

На другому етапі також були проведені експериментальні дослідження з визначення працездатності підшипника в гідродинамічному режимі в діапазоні частот обертання $33 \dots 50 \text{ с}^{-1}$ і навантаженнях $50 \dots 200 \text{ кН}$. На рис. 4 наведені криві розподілу гідродинамічного тиску в несучому шарі підшипника

при частоті обертання 50 c^{-1} та різних навантаженнях.

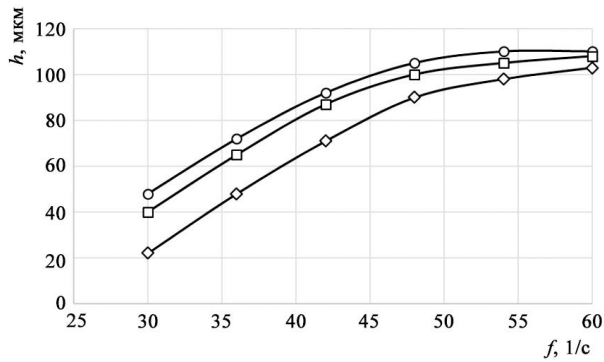


Рис. 3. Вплив частоти обертання валу на товщину мастильного шару при гідродинамічному режимі роботи (○ – $F = 50 \text{ кН}$, □ – $F = 100 \text{ кН}$, ◇ – $F = 150 \text{ кН}$)

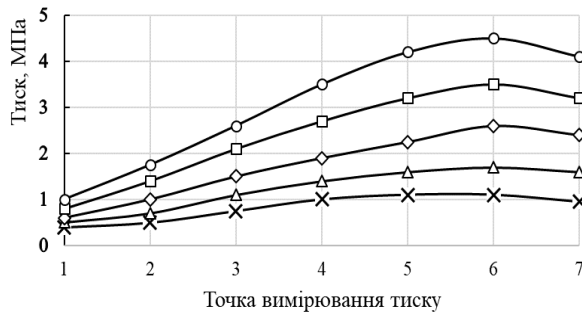


Рис. 4. Вплив зовнішнього навантаження F на розподіл гідродинамічного тиску в мастильному шарі при частоті обертання валу 50 c^{-1} (○ – $F = 50 \text{ кН}$, □ – $F = 100 \text{ кН}$, ◇ – $F = 150 \text{ кН}$, Δ – $F = 200 \text{ кН}$, × – $F = 250 \text{ кН}$)

На рис. 5 показано епюру розподілу тиску в середньому перерізі мастильного шару радіального підшипника неповного охоплення в режимі гідропідйому (крива 1) при тиску живлення $1,6 \text{ МПа}$ та гідродинамічному режимі, коли система гідропідйому була відключена (крива 2). Дослідження виконані при частоті обертання валу 33 c^{-1} .

Аналіз епюр тиску показує, що на розподіл гідродинамічного тиску істотно впливають гідродинамічні та гідростатичні ефекти. При малих значеннях частоти обертання (до 5 c^{-1}) тиск у середньому по довжині несучого шару переріз підшипника близький до тиску в камерах. Зі зростанням окружних швидкостей епюри тиску близькі до характеристик гідродинамічних підшипників, що свідчить про гідродинамічний характер роботи підшипника при вказаних параметрах.

Крім того, результати досліджень показали, що рівень температур робочої поверхні підшипника при роботі на воді (конденсаті) у стійкому гідродинамічному режимі малою мірою залежить від навантаження та швидкості ковзання. Підвищення температури на зливів у дослідженому діапазоні навантажень та швидкостей не перевищувало $5 \dots 7 \text{ }^\circ\text{C}$.

Висновки

1. Експериментально визначений тиск у середньому перерізі мастильного шару підшипника змінюється за характерним для гідродинамічних опор законом [11, 12]. Результати дослідів свідчать про те, що у вказаному діапазоні частот обертання та навантажень підшипник працює у стійкому гідродинамічному режимі.

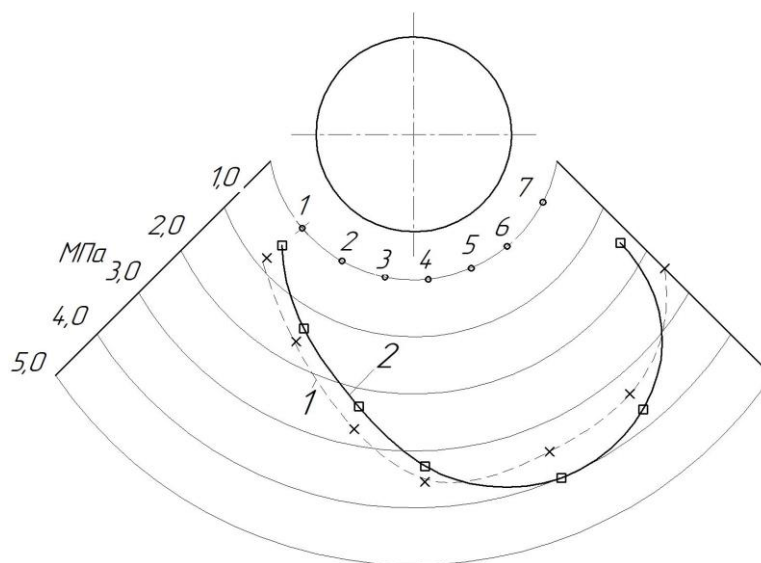


Рис. 5. Епюри розподілу тиску в мастильному шарі при частоті 33 c^{-1} (1 – режим гідропідйому; 2 – гідродинамічний режим)

2. Виконані дослідження показали стійку роботу на воді натурального підшипника турбіни в гідродинамічному режимі в досліджуваному діапазоні швидкостей ковзання.

3. Використання системи гідростатичного підйому дозволило забезпечити зупинку ротора при наявності рідинного режиму тертя під навантаженням (200 кН) у дослідженому діапазоні швидкостей ковзання (0...45 м/с).

4. Температура робочої поверхні підшипника при роботі на воді у стійкому гідродинамічному режимі і при товщині несучого шару 90...100 мкм мало залежить від зовнішнього навантаження і швидкості ковзання [13].

Одержані результати **вперше** дають кількісні результати залежності товщини змащувальної плівки від параметрів роботи турбоагрегату при використанні малов'язкої рідини (води) для змазування при різних режимах роботи підшипника – гідростатичному і гідродинамічному.

Напрямок подальших досліджень

В подальшому встановлений в результаті дослідження факт задовільної роботи випробуваного підшипника на воді дозволяє перейти до розрахунку його інтегральних характеристик з використанням відомих методик [14]. При цьому слід врахувати, що традиційні методи розрахунку таких опор, засновані на ламінарному перебігу рідини, що змащує в зазорі підшипника, є непридатними. І тут рівняння Рейнольдса має бути узагальнено з урахуванням турбулентної течії рідини [15].

Література

1. Швецов, В. Л. Работы ОАО «Турбоатом» по модернизации и совершенствованию турбин АЭС [Текст] / В. Л. Швецов, В. Н. Галацан // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. – 2007. – № 2. – С. 6-10.

2. Tribological characterisation of polymer composites for hydropower bearings: experimentally developed versus commercial materials [Text] / Julian Somberg, Prabakaran Saravanan, Hari Shankar Vadivel, Kim Berglund [et al.] // Tribology International. – 2021. – Vol. 162. – Article ID 107101. DOI: 10.1016/j.triboint.2021.107101.

3. , Du, Fengming. Fluid Characteristics Analysis of the Lubricating Oil Film and the Wear Experiment Investigation of the Sliding Bearing [Text] / Fengming Du, Changduo Chen, Kaiguang Zhang // Coatings. – 2022. – Vol. 12, Iss. 1. – Article ID 67. DOI: 10.3390/coatings12010067.

4. A Review of Surface Treatments for Sliding Bearings Used at Different Temperature [Text] / Jun Cao, Liang Qin, Aibing Yu, et al. // Friction, Lubrication and Wear. – London : IntechOpen, 2019. – P. 1-24. DOI: 10.5772/intechopen.86304.

5. Tribological behaviour of polymeric materials in water-lubricated contacts [Text] / Arash Golchin, Gregory F. Simmons, Sergei Glavatskih, Braham Prakash // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. – 2013. – Vol. 227, iss. 8. – P. 811-825. DOI: 10.1177/1350650113476441.

6. Лурье, З. Я. Динамика системы гидростатического подъема вала паровой турбины [Текст] / З. Я. Лурье, А. И. Гасюк // Вісник КДПУ ім. М. Остроградського. – 2008. – Вип. 2 (49), Ч. 2. – С. 85-88.

7. Tilting-Pad Journal Bearing in Hybrid Operation: A Numerical and Experimental Investigation [Text] / N. Buchhorn, S. Kukla, B. Bender, M. Neumann // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Oslo, Norway. June 11–15, 2018. – Volume 7B: Structures and Dynamics. – 2018. – Paper No: GT2018-75256, V07BT34A007. – 11 p. DOI: 10.1115/GT2018-75256.

8. Bouyer, J. Experimental research on a hydrodynamic thrust bearing with hydrostatic lift pockets: Influence of lubrication modes on bearing performance [Text] / J. Bouyer, M. Wodtke, M. Fillon // Tribology International. – 2022. – Vol. 165. – Article ID 107253. DOI: 10.1016/j.triboint.2021.107253.

9. A review of the design and optimization of large-scale hydrostatic bearing systems [Text] / M. Michalec, P. Svoboda, I. Krupka, M. Hartl // Engineering Science and Technology, an International Journal. – 2021. – Vol. 24, Iss. 4. – P. 936-958. DOI: 10.1016/j.jestch.2021.01.010.

10. Иващенко, Е. И. Основные особенности условий работы радиальных подшипников скольжения паровых турбин большой мощности [Текст] / Е. И. Иващенко, А. Д. Кантемир // Высокоскоростные гидростатические опоры двигателей летательных аппаратов. – X, 1990. – С. 123-131.

11. Nazin, V. Determining the influence of structural and operational parameters of a double bearing on the thickness of its disc [Text] / V. Nazin // Eastern-European journal of Enterprise Technologies. – 2021. – Vol. 3, No. 7(111). – P. 68-73. DOI: 10.15587/1729-4061.2021.235284.

12. Гидростатические опоры роторов быстроходных машин [Текст] / Н. П. Артеменко, В. Н. Доценко, А. И. Чайка [и др.]. – X. : Изд. «Основа» при ХГУ. – 1992. – 196 с.

13. McCarthy, D. M. C. Oil film thickness and temperature measurements in PTFE and babbitt faced tilting-pad thrust bearings [Text] / D. M. C. McCarthy, S. B. Glavatskih, I. Sherrington // *Proc. I. Mech. E.* – 2005. – Vol. 219. – Part J: *J. Engineering Tribology.* – P. 179-185.

14. Wang, Q. J. *Encyclopedia of Tribology* [Text] / Q. J. Wang and Y.-W. Chung. – Springer : New York, 2013. – 4190 p. DOI: 10.1007/978-0-387-92897-5.

15. Constantinescu, V. N. *Analysis of bearings operating in turbulent regime* [Text] / V. N. Constantinescu // *Journal of Basic Engineering.* – 1962. – Vol. 84, Iss. 1. – P. 139-151. DOI: 10.1115/1.3657235.

References

1. Shvecov, V. L., Galacan, V. N. Raboty OAO «Turboatom» po modernizacii i sovershenstvovaniju turbin AJeS [Works of JSC "Turboatom" on the modernization and improvement of NPP turbines]. *Jenergeticheskie i teplotehnicheskie processy i oborudovanie – Energy and heat engineering processes and equipment*, 2007, no. 2, pp. 6-10.

2. Somberg, J., Saravanan, P., Vadivel, H. S., Berglund, K., Shi, Y., Ukonsaari, J., Emami, N. Tribological characterisation of polymer composites for hydropower bearings: experimentally developed versus commercial materials. *Tribology International*, 2021, vol. 162, article id 107101. DOI: 10.1016/j.triboint.2021.107101.

3. Du, Fengming., Chen, Changduo., Zhang, Kai-guang. Fluid Characteristics Analysis of the Lubricating Oil Film and the Wear Experiment Investigation of the Sliding Bearing. *Coatings*, 2022, vol. 12, iss. 1, article id 67. DOI: 10.3390/coatings12010067.

4. Cao, Jun., Qin, Liang., Yu, Aibing. et al. A Review of Surface Treatments for Sliding Bearings Used at Different Temperature. *Friction, Lubrication and Wear*, London, IntechOpen, 2019, pp. 1-24. DOI: 10.5772/intechopen.86304.

5. Golchin, A., Simmons, G. F., Glavatskih, S., Prakash, B. Tribological behaviour of polymeric materials in water-lubricated contacts. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2013, vol. 227, iss. 8, pp. 811-825. DOI: 10.1177/1350650113476441.

6. Lur'e, Z. Ja., Gasjuk, A. I., Dinamika sistemy gidrostaticheskogo pod'ema vala parovoj turbiny [Dynamics of the hydrostatic lifting system of the steam turbine shaft]. *Visnik KDPU im. M. Ostrogradskogo*, Kyiv State Polytechnic University Bulletin, 2008, vol. 2 (49), part 2, pp. 85-88.

7. Buchhorn, N., Kukla, S., Bender, B., Neumann, M. Tilting-Pad Journal Bearing in Hybrid Operation: A Numerical and Experimental Investigation. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Oslo, Norway. June 11–15, 2018*, vol. 7B: Structures and Dynamics, paper No: GT2018-75256, V07BT34A007. 11 p. DOI: 10.1115/GT2018-75256.

8. Bouyer, J., Wodtke, M., Fillon, M. Experimental research on a hydrodynamic thrust bearing with hydrostatic lift pockets: Influence of lubrication modes on bearing performance. *Tribology International*, 2022, vol. 165, article id 107253. DOI: 10.1016/j.triboint.2021.107253.

9. Micahlec, M., Svoboda, P., Křupka, I., Hartl, M. A review of the design and optimization of large-scale hydrostatic bearing systems. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 2021, vol. 24, iss. 4, pp. 936-958. DOI: 10.1016/j.jestch.2021.01.010.

10. Ivashhenko, E. I., Kantemir, A. D. Osnovnye osobennosti uslovij raboty radial'nyh podshipnikov skol'zhenija parovyh turbin bol'shoj moshhnosti [The main features of the operating conditions of radial plain bearings of high power steam turbines]. *Vysokoskorostnye gidrostaticheskie opory dvigatelej letatel'nyh apparatov – High-speed hydrostatic supports for aircraft engines*, Kharkov, 1990, pp. 123-131.

11. Nazin, V. Determining the influence of structural and operational parameters of a double bearing on the thickness of its disc. *Eastern-European journal of Enterprise Technologies*, 2021, vol. 3, no. 7(111), pp. 68-73. DOI: 10.15587/1729-4061.2021.235284.

12. Artemenko, N. P., Docenko, V. N., Chajka, A. I. *Gidrostaticheskie opory rotorov bystrohodnyh mashin* [Hydrostatic rotor bearings for high-speed machines]. Kharkov, "Osnova" Publ., 1992. 196 p.

13. McCarthy, D. M. C., Glavatskih, S. B., Sherrington, I. Oil film thickness and temperature measurements in PTFE and babbitt faced tilting-pad thrust bearings, *Proc. I. Mech. E.*, 2005, vol. 219, Part J: *J. Engineering Tribology*, pp. 179-185.

14. Wang, Q. J., Chung, Y.-W. *Encyclopedia of Tribology*. New York, Springer Publ., 2013. 4190 p. DOI: 10.1007/978-0-387-92897-5.

15. Constantinescu, V. N. Analysis of bearings operating in turbulent regime. *Journal of Basic Engineering*, 1962, vol. 84, iss. 1, pp. 139-151. DOI: 10.1115/1.3657235.

АНАЛИЗ РАБОТЫ ОПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ ТУРБОМАШИН НА ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫХ ЖИДКОСТЯХ

В. Н. Доценко, Ю. В. Ковеза, В. В. Усик

Предметом изучения в статье являются вопросы экономичности опор роторов мощных турбоагрегатов и их пожарной безопасности. Улучшение указанных показателей возможно путем замены в системах смазывания нефтяного масла экологически чистыми жидкостями, например, водой или водными растворами. Основной недостаток использования воды и других маловязких водных растворов для работы подшипников скольжения состоит в недостаточном гидродинамическом эффекте при малых частотах вращения ротора при пуске и остановке турбины. **Целью** этого исследования является экспериментальное изучение возможности замены в системах смазывания масла экологически чистыми жидкостями, в частности, водой или водными растворами. **Задачи** исследования: 1) убедиться, что в рабочем диапазоне частот вращения и нагрузок подшипник работает в устойчивом гидродинамическом режиме; 2) показать, что использование системы гидростатического подъема обеспечивает жидкостный режим трения в исследованном диапазоне нагрузок и скоростей скольжения; 3) определить уровень давлений, при которых происходит всплытие ротора. При решении поставленной задачи использовались следующие **методы**. На экспериментальном стенде испытывался натуральный радиальный подшипник с баббитной заливкой рабочей поверхности вкладыша. В процессе эксперимента варьировались и измерялись следующие параметры: частота вращения ротора, нагрузка на подшипник, расход смазочной жидкости, температура рабочей жидкости перед подшипником и на выходе из него, давление воды (конденсата) в системе гидроподъема, давление в смазочном слое и камерах исследуемого подшипника. Основным параметром, по которому оценивалась работоспособность подшипника, была толщина смазочного слоя рабочей жидкости. Получены следующие **результаты**. На первом этапе, когда частота вращения ротора равна нулю, определена величина давления подвода жидкости, обеспечивающая всплытие вала. На втором этапе установлена зависимость относительного эксцентриситета от частоты вращения вала и частота вращения, при которой возможно отключение гидроподъема системы ротора. **Выводы**. В исследованном диапазоне частот вращения и нагрузки подшипник работает в устойчивом гидродинамическом режиме. Использование системы гидростатического подъема обеспечило жидкостный режим трения в исследованном диапазоне скоростей скольжения (включая пуск и остановку ротора). Температура рабочей поверхности подшипника в устойчивом гидродинамическом режиме практически не зависит от внешней нагрузки и скорости скольжения.

Ключевые слова: радиальный подшипник скольжения; смазка водой; экспериментальное исследование.

ANALYSIS OF THE OPERATION OF THRUST BEARINGS OF TURBOMACHINES ON ENVIRONMENTALLY ADAPTIVE LUBRICANT

Vladimir Dotsenko, Yurii Koveza, Viktor Usik

The **subject** of study in this article is the cost-effectiveness of the rotors of powerful turbines and their fire safety. Improvement of these indicators is possible by replacing oil lubrication systems with environmentally adaptive lubricants (EAL), in particular water or aqueous solutions. The main disadvantage of using water and other low-viscosity aqueous solutions for operating plain bearings is the lack of a hydrodynamic effect at low speeds of the rotor during start and stop of the turbine. The current study experimentally studies the possibility of replacing oil lubrication systems with EAL, in particular water or aqueous solutions. The **objectives** of the study: 1) to ensure that in the operating range of speeds and loads, the bearing operates in a stable hydrodynamic mode; 2) show that the use of a hydrostatic lifting system provides a liquid mode of friction in the range under study of loads and sliding speeds; 3) to determine the level of pressures at which the rotor rises. When solving this problem, the following **methods** were used. On the experimental stand, a full-scale radial bearing with babbitt filling of the working surface of the liner was tested. During the experiment, the following parameters were varied and measured: rotor speed, bearing load, lubricant consumption, working fluid temperature in front of and out of the bearing, water pressure (condensate) in the hydraulic system, pressure in the lubricating layer and chambers of the bearing. The main parameter by which the efficiency of the bearing was evaluated was the thickness of the lubricating layer of the working fluid. The following results were obtained. In the first stage, when the speed of the rotor is zero, the value of the pressure of the fluid supply, which ensures the emergence of the shaft. In the second stage, the dependence of the relative eccentricity on the shaft speed and the speed at which it is possible to turn off the rotor lifting system. **Conclusions**. In the investigated range of speed and loads, the bearing operated in a stable hydrodynamic mode. The use

of a hydrostatic lifting system provided a liquid mode of friction in the range under study of sliding speeds (including starting and stopping the rotor). The temperature of the working surface of the bearing in a stable hydrodynamic mode depends little on the external load and sliding speed.

Keywords: radial plain bearing; water lubrication; experimental research.

Доценко Владимир Николаевич – д-р техн. наук, проф. каф. теоретичної механіки, машинознавства та роботомеханічних систем, Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна.

Ковеза Юрій Володимирович – канд. техн. наук, доц. каф. теоретичної механіки, машинознавства та роботомеханічних систем, Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна.

Усік Віктор Васильович – канд. техн. наук, доц. каф. теоретичної механіки, машинознавства та роботомеханічних систем, Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна.

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 "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, Ukraine,
e-mail: dov1202@ukr.net, ORCID: 0000-0002-4785-4578.

Yurii Koveza – Ph.D, Associate professor of Department of Theoretical Mechanics, Mechanical Engineering and Robotic Mechanical Systems, Faculty of Aircraft Engines, National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, Ukraine,
e-mail: i.koveza@khai.edu, ORCID: 0000-0003-1131-1405.

Viktor Usik – Ph.D, Associate professor of Department of Theoretical Mechanics, Mechanical Engineering and Robotic Mechanical Systems, Faculty of Aircraft Engines, National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, Ukraine,
e-mail: v.usik@khai.edu, ORCID: 0000-0003-0452-3266.