

УДК 621.67: 621.51

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ТА ОБЧИСЛЮВАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ УПОРНОГО ПІДШИПНИКА КОВЗАННЯ

Паненко<sup>1</sup> С.В., Кайота<sup>2</sup> Д.О., Загорулько<sup>2</sup> А.В.

1 – ПАТ «Сумське НВО», 2 – Сумський державний університет, м. Суми, Україна

***Анотація:** В роботі представлені результати експериментальних досліджень упорного колодкового підшипника ковзання на спеціальному стенді. Проведення експерименту дозволило оцінити працездатність підшипника на різних режимах роботи (в залежності від величини тиску та температури на вході в підшипник, величини осьового навантаження та частоти обертання валу) та визначити несучу здатність підшипника при максимально допустимій температурі колодки. Отримані залежності моменту тертя, витрат мастила та температура колодок підшипника при змінній осьового навантаження та частоти обертання вала. За допомогою числових методів обчислювальної гідродинаміки, тепломасообміну та планування експерименту для даної геометрії підшипника виконаний обчислювальний експеримент, який дозволив визначити тепловий стан підшипника, поля температур і тиску на поверхні колодок підшипника, а також величину мінімальної товщини мастильного шару та кута нахилу колодки при відповідному осьовому навантаженні. Розрахункові значення температури колодок, моменту тертя та величини витрат підшипника порівнювалися з експериментальними даними та дали задовільний збіг.*

***Ключові слова:** підшипник ковзання, температура колодки, працездатність*

Упорні підшипники широко використовуються в енергетичному обладнанні теплових і атомних електростанцій, на транспорті, на об'єктах машинобудівельної індустрії, на компресорних станціях. Однією з найважливіших проблем при проектуванні упорних підшипників є підвищення їх несучої здатності при забезпеченні допустимого теплового стану.

Досі, основним інструментом досліджень механізму гідродинамічного мащення та підвищення ефективності роботи підшипників ковзання є експеримент, який дозволяє визначити більшість робочих характеристик: несучу здатність, момент тертя, витрати мастила, температуру колодки та інші [1-5]. Але останнім часом все більше використовується комп'ютерне моделювання та розрахункові дослідження за допомогою програмних комплексів, основаних на числових методах обчислювальної гідродинаміки, тепломасообміну та планування експерименту [6-10].

Експериментальне дослідження конструкції упорного восьми колодкового підшипника ковзання проводилось на спеціальному стенді з метою перевірки працездатності та визначення основних робочих характеристик на наступних режимах:

1) Тиск мастила в навантажувальній камері пристрою змінювався в межах від 0,05 до 3,1 МПа при постійному тиску масла на вході в підшипник 0,15 МПа для частот обертання вала від 1000 до 9500 об/хв.;

2) Тиск масла на вході в підшипник змінюється в діапазоні від 0,05 до 0,15 МПа при постійній частоті обертання ротора 9500 об/хв. для тиску мастила в навантажувальній камері 1,0 і 3,1 МПа.

В ході дослідження фіксувалися пікові значення обертального моменту на блоці вимірювання крутильного моменту (БВКМ), встановленому на приводі стенду, в момент пуску вала при різних тисках в навантажувальній камері. Крім того, датчиками температури,

встановленими в кожній колодці, вимірювалась величина середньої температури та витратоміром фіксувалась витрата мастила через підшипник.

Після завершення випробувань проводилась ревзія підшипника, в ході якої були виміряні маса, товщина і шорсткість колодок підшипника.

Розрахункова модель підшипника представляла собою геометричний сектор - 45 градусів, який включає в себе наступні складові частини: диск, вал, мастильний шар, колодка та корпус підшипника. Програмними засобами ANSYS CFX розв'язувалась термогідродинамічна задача. Розглядалась ламінарна течія, теплопередача між рідким шаром мастила та твердими частинами розрахункової моделі підшипника та враховувалась залежність фізичних властивостей мастила від температури. Розрахункова сітка складалась виключно з гексаедричних комірок. Перевірялась сіткова незалежність.

В результаті виконана серія розрахункових досліджень за допомогою числових методів обчислювальної гідродинаміки, тепломасообміну та планування експерименту та визначено тепловий стан підшипника, поля температур і тиску на поверхні колодок підшипника, а також величину мінімальної товщини мастильного шару та кута нахилу колодки при відповідному осьовому навантаженні. Розрахункові значення температури колодок, моменту тертя та величини витрат підшипника порівнювалися з експериментальними даними та дали задовільний збіг.

#### Список літератури

1. *Bavassano, F., Mantero, M., Traverso, R., Livermore-Hardy, R., & Blair, B. (2017). A system integration approach for heavy-duty gas turbine upgrades using improved rotor thrust predictions and application of advanced thrust bearing designs. Paper presented at the Proceedings of the ASME Turbo Expo, 5B-2017 doi:10.1115/GT2017-63647*
2. *Guo, A., Wang, X., Jin, J., Hua, D. Y., & Hua, Z. (2015). Experimental test of static and dynamic characteristics of tilting-pad thrust bearings. Advances in Mechanical Engineering, 7(7), 1-8. doi:10.1177/1687814015593878*
3. *Hagemann, T., Kraft, C., Blumenthal, H., & Schwarze, H. (2015). A study on energetic and hydraulic interaction of combined journal and thrust bearings. Paper presented at the Proceedings of the ASME Turbo Expo, 7A doi:10.1115/GT2015-43460*
4. *Harika, E., Bouyer, J., Fillon, M., & Hélène, M. (2013). Effects of water contamination of lubricants on hydrodynamic lubrication: Rheological and thermal modeling. Journal of Tribology, 135(4) doi:10.1115/1.4024812*
5. *Henry, Y., Bouyer, J., & Fillon, M. (2015). An experimental analysis of the hydrodynamic contribution of textured thrust bearings during steady-state operation: A comparison with the untextured parallel surface configuration. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 229(4), 362-375. doi:10.1177/1350650114537484*
6. *Charitopoulos, A., Fouflias, D., Papadopoulos, C. I., Kaiktsis, L., & Fillon, M. (2014). Thermohydrodynamic analysis of a textured sector-pad thrust bearing: Effects on mechanical deformations. Mechanics and Industry, 15(5), 403-411. doi:10.1051/meca/2014048*
7. *Fu, G., & Untaroiu, A. (2017). The influence of surface patterning on the thermal properties of textured thrust bearings. Paper presented at the American Society of Mechanical Engineers, Fluids Engineering Division (Publication) FEDSM, 1A-2017 doi:10.1115/FEDSM2017-69356*
8. *Fouflias, D. G., Charitopoulos, A. G., Papadopoulos, C. I., Kaiktsis, L., & Fillon, M. (2015). Performance comparison between textured, pocket, and tapered-land sector-pad thrust bearings using computational fluid dynamics thermohydrodynamic analysis. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 229(4), 376-397. doi:10.1177/1350650114550346*
9. *Papadopoulos, C. I., Kaiktsis, L., & Fillon, M. (2014). Computational fluid dynamics thermohydrodynamic analysis of three-dimensional sector-pad thrust bearings with rectangular dimples. Journal of Tribology, 136(1) doi:10.1115/1.4025245*
10. *Zouzoulas, V., & Papadopoulos, C. I. (2017). 3-D thermohydrodynamic analysis of textured, grooved, pocketed and hydrophobic pivoted-pad thrust bearings. Tribology International, 110, 426-440. doi:10.1016/j.triboint.2016.10.001*