

I. В. КОБЗАР**МЕТОДОЛОГІЯ РОЗРАХУНКУ ГІДРОГЕНЕРАТОРІВ В ЗАДАЧАХ МІЦНОСТІ**

У статті розглянуті основні причини вібрації у підп'ятнику гідрогенератора-двигуна потужністю 320 МВт. Розглянуті основні типи внутрішніх та поверхневих дефектів, що виникають на робочій поверхні диску підп'ятника у процесі довготривалої експлуатації. Представлено метод тривимірного моделювання подібних дефектів та запропонована оцінка напружено-деформованого стану диска підп'ятника, з урахуванням основних зусиль, що діють на робочу поверхню за допомогою метода скінченних елементів. Проведено аналіз можливої подальшої експлуатації дисків з подібними дефектами, відповідно до технічних вимог, та розглянуто шляхи їх усунення.

Ключові слова: гідрогенератор, підп'ятник, міцність, жорсткість, граничні умови.

I. KOBZAR**METHODOLOGY FOR CALCULATING HYDROGENERATORS IN STRENGTH PROBLEMS**

In the presented scientific work, the basic design versions of the thrust bearings of Hydrogenerators are considered. The main causes of emergencies in the thrust bearing unit of a high-power Hydrogenerator are considered. The main requirements for the operation of thrust bearings are submitted. Cause-and-effect relationships of emerging and development of defects are established. Existing methods for calculating the stressed state of a thrust bearing in the classical formulation for a stationary mode of operation are considered. The main features of the operation of the thrust bearing unit are investigated in relation to the features of the sliding bearings. The calculation of the elastic chambers of the hydraulic thrust bearing in a three-dimensional formulation is carried out, taking into account the physical properties of the oil, the material of the chambers and distribution of the acting loads. It is shown that the applied designs of Join Stock Company "Ukrainian Energy Machines" can be used in high-power Hydrogenerators.

Key words: the thrust bearing; fatigue calculation; three-dimensional modeling; fatigue curve, boundary conditions.

Вступ

На сьогодні, в Україні основну частину електричної енергії виробляють на теплових, атомних та гідроелектростанціях, де працюють турбо- та гідрогенератори відповідно. Серед них виділяються гідрогенератори вертикального типу. При цьому важливим елементом конструкції генератора, що сприймає вертикальні навантаження від ваги всього агрегату, є підп'ятник [1], [2].

Генератори великої потужності мають досить значні зовнішні геометричні розміри і складаються з різномасштабних конструктивних елементів, що ускладнює (а часто робить неможливим) міцнісний аналіз конструкції генератора в цілому. При цьому елементи конструкції генератора працюють в умовах складного навантаження, викликаного спільною дією інерційних сил від обертання ротора, сил тяжіння, складових навантажень, що виникають від посадок деталей з натягом, а також температурних навантажень, які виникають, перш за все, внаслідок виділення тепла в активному контурі і визначаються параметрами роботи системи їх примусового вентилявання. При комплексному проектуванні генератора це призводить до необхідності розгляду цілого комплексу задач, пов'язаного з визначенням термонапруженого стану конструкцій, ускладненого попередніми натягами, впливом температурних полів, що залежать від параметрів роботи систем вентилявання та багатьох інших факторів [3], [4].

Мета роботи

В роботі виконані дослідження найбільш навантаженого вузла гідрогенератора-підп'ятника. Серед основних задач є визначення типових дефектів та розробка методології розрахунку підп'ятників з різними типами дефектів на дзеркальній поверхні.

Виклад основного матеріалу

В роботі розглянуто синхронний трифазний зворотний гідрогенератор-двигун вертикального типу. Основними його елементами є статор і ротор. Статор складається зі зварного корпусу, активної сталі з обмоткою, комплекту фундаментних плит і шпильок. Ротор складається із вала, остова, шихтованого обода, полюса з обмоткою і токопідвода з контактними кільцями. Крім того, до складу опорних вузлів гідрогенератора-двигуна входять: хрестовина, що складається з центральної частини з маслованною направляючого підшипника, сегментів підшипника і масло-охолоджувачів; лапи розпірних домкратів; перекриття верхньої хрестовини гідрогенератора-двигуна; маслованна з підп'ятником, що складається з ванни з ущільненням, корпусу підп'ятника з опорами і сегментами, диска підп'ятника, масло-охолоджувачів; головні і нульові виводи обмотки статора; підставка с траверсою; шини збудження; перекриття шахти насос-турбіни, що складається з балок і сегментів; трубопроводи води і масла з арматурою і контрольно-вимірювальними пристроями; система вентиляції, що складається з повітроохолоджувачів з

© I. V. Kobzar, 2023

патрубками, верхнього і нижнього повітроділювальних щитів; система гальмування, що складається з гальмів-домкратів з підставками, гальмівного трубопроводу, насоса високого тиску і шафи гальмування [5], [6].

При цьому необхідно звернути увагу, що маса елементів конструкції становить: статор – 540 т, ротор – 780 т і хрестовина – 93,4 т (тонна) [7], [8].

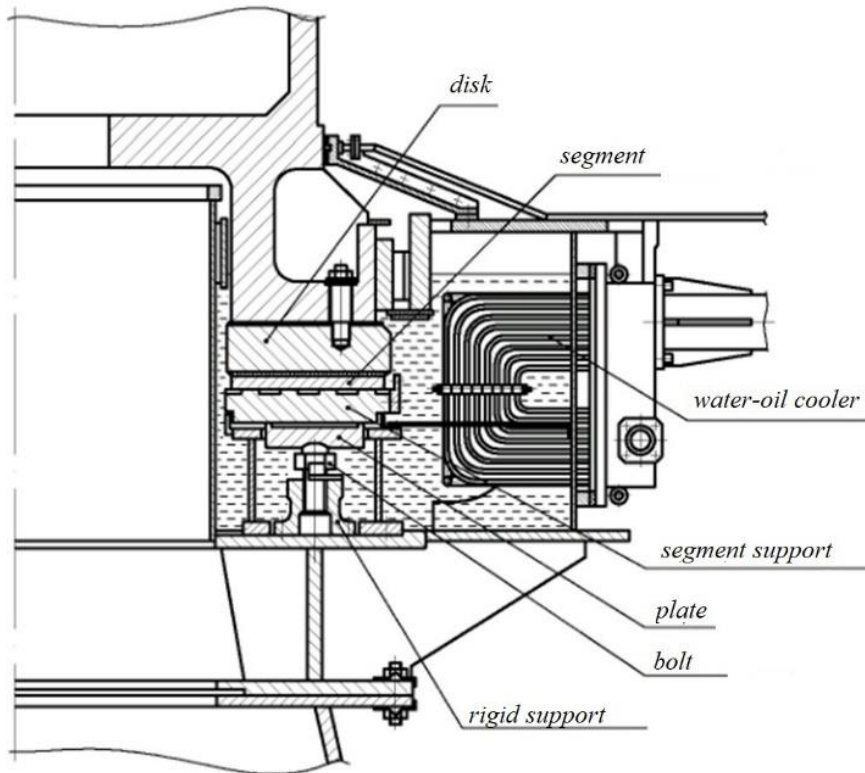


Рис. 1 – Загальна конструкція підп'ятника:

Disk – диск; *water-oil cooler* – водяно-масляний охолоджувач; *segment support* – опора сегменту; *plate* – пластина сегменту; *bolt* – опорний болт; *rigid support* – опорна поверхня

Умови розрахунку напружено-деформованого стану диска підп'ятника

Для розрахунку напружено-деформованого стану було визначено механічні навантаження дзеркальної поверхні диска підп'ятника з дефектами тривалої експлуатації. Враховуючи вищевикладене всі найменування та позначення дефекту характеризуються згідно з ДСТУ 2658-94 [9].

Нижче наведено технологічні вимоги до дзеркальної поверхні диска підп'ятника при його виготовленні [11]:

1 Шорсткість дзеркальної поверхні диска повинна бути не більше 0,32 мкм (9 клас) і не менше 0,16 мкм (10 клас). В окремих місцях, що становлять не більше 10 % дзеркальної поверхні диска, допустима чистота 0,63 мкм (8-й клас).

2 Вимірювання шорсткості дзеркальної поверхні диска підп'ятника повинні проводитися при капітальних ремонтах агрегату, а також при появі ознак погіршення чистоти дзеркальної поверхні

(підвищення температури всіх сегментів при незмінній температурі масла у ванні підп'ятника та ін.).

3 Шорсткість дзеркальної поверхні диска підп'ятника в умовах експлуатації можна перевірити шляхом зняття зліпків на пластичний матеріал з подальшим дослідженням їх під мікроскопом або за допомогою профільометра.

4 При шорсткості дзеркальної поверхні диска гірше зазначеної в п. 1, а також за наявності великої кількості рисок, подряпин, раковин повинна бути проведена обробка дзеркальної поверхні диска (суперфінішування та подальше полірування) та доведення її до 0,32 мкм.

5 Дзеркальну поверхню дисків підп'ятників гідрогенераторів парасолькового виконання можна обробляти в умовах експлуатації за допомогою спеціального самохідного верстата, що встановлюється у підп'ятнику, з якого видалені сегменти. Верстат може бути виготовлений для кожного розміру підп'ятника.

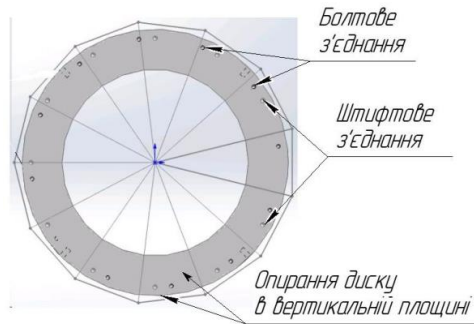


Рис. 2 – Розрахункова модель

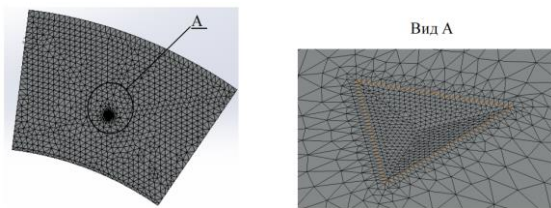


Рис. 3 – Розрахункова ґратка

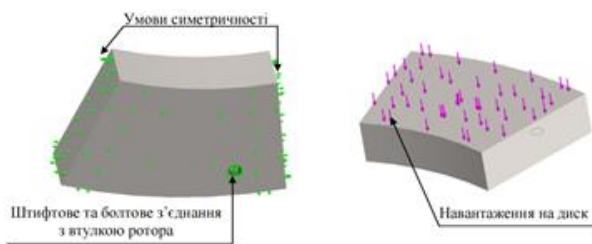


Рис. 4 – Розрахункова модель

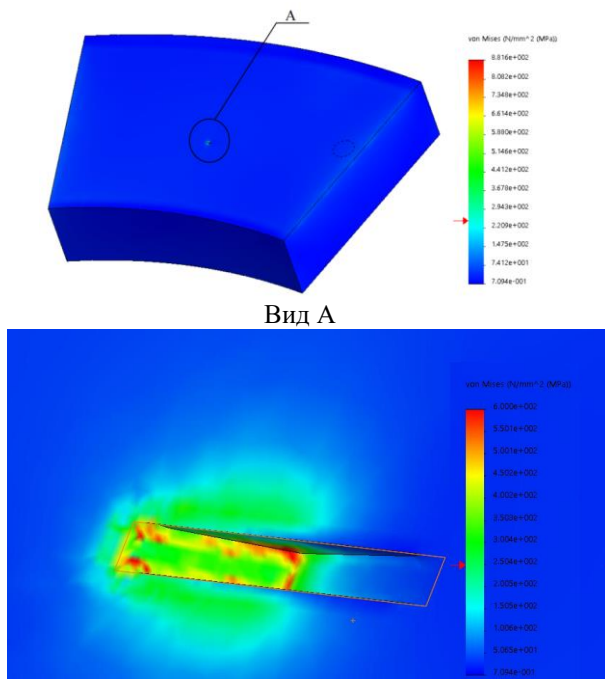


Рис. 5 – Механічний розрахунок

6 Дзеркальна поверхня диска під'ятника гідрогенераторів підвісного виконання обробляється в умовах ГЕС за допомогою простіших пристроїв після зняття втулки з диском з валу. При можливості диск відправляється на завод для обробки на верстаті.

Підсумовуючи вищезгадане, при тривалій експлуатації диска під'ятника можуть виникати випадки, коли після механічної обробки при капітальному ремонті, а також тертя в процесі роботи, відбуватимуться розкриття внутрішніх дефектів.

Основоположним документом виготовлення поковок є [11], де зазначено, що ці дефекти можуть з'явитися в результаті механічних впливів на деталь.

На оброблюваних поверхнях поковок допускаються окремі дефекти без видалення, якщо глибина їх, що визначається контрольною вирубкою або зачисткою, не перевищує 75 % фактичного одностороннього припуску на механічну обробку для поковок, що виготовляються куванням, і 50 % для поковок, що виготовляються штампуванням.

Механічний розрахунок диска

Умови для механічного розрахунку: вертикальне навантаження на диск під'ятника – 1600 тс;

частота обертання – 53,6 об/хв.

Так як поверхня диска з явно вираженими дефектами взаємодіє з фторопластовим покриттям сегментів під'ятника, відповідно з'являється сила тертя $F_{тр} = 16000$ Н, коефіцієнт тертя $f = 0,0001$ (дійсний 0,05). У розрахунку приймалося, що дефекти розташовані на рівномірній відстані один від одного та не мають взаємного впливу (див. рис. 2).

Розрахункова ґратка (див. рис. 3) побудована для кожного окремого розрахунку ділянки диска. У місця наявності дефектів вводиться елемент управління ґраткою. Розрахункова модель – див. рис. 4. При цьому за мінімальним геометричним елементом повинно бути не менше 3-х елементів ґратки. Збіжність завдання проводилася шляхом зменшення ґратки таким чином, щоб результати не відрізнялися більш ніж на 0,5 %. Прийнята товщина масляної плівки становить 0,05 мм. У зв'язку з тим, що глибина дефектів перевищує цю величину в зонах дефектів, на торцевих поверхнях будуть виникати додаткові зусилля.

При цьому розрахунковий коефіцієнт тертя в парі (диск-фторопласт через масляну плівку) відповідно до методики JSC "Ukrainian Energy Machines" склав 0,05, а дефекти складають дуже малу частину загальної дзеркальної поверхні, тому коефіцієнт тертя для торцевих сил прийнятий рівним 0,0001.

Матеріал диска – поковка, група міцності КР245 з межею плинності – 245 МПа. У відповідності до DSTU 9182:2022, дефекти, флокени і тріщини на поверхні поковки допустимі не більше, ніж на глибину механічної обробки. Температура диска в літню пору становить 30 °С, а максимальний перепад – не більше 15 °С (граничні умови І-го роду для теплового розрахунку).

Згідно отриманих результатів, середнє напруження по дзеркальній поверхні диску становить 50 МПа. В зоні локації дефекту максимальне напруження – 625 МПа, середні – 520 МПа. Дані значення перевищують межу міцності (470 МПа, згідно DSTU 9182:2022), межу плинності (245 МПа, згідно DSTU 9182:2022) та допустимі напруження для обертових деталей (233 МПа, згідно DSTU EN ІЕС 60034-33:2022) [11], [12].

Середнє напруження по дзеркальній поверхні диску становить 50 МПа. В зоні локації дефекту максимальне напруження – 625 МПа, середні – 520 МПа (результати наведені на рис. 5). Дані значення перевищують межу міцності (470 МПа, згідно DSTU 9182:2022), межу плинності (245 МПа, згідно DSTU 9182:2022) та допустимі напруження для обертових деталей (233 МПа, згідно DSTU EN ІЕС 60034-33:2022) [12], [13].

Обговорення результатів

У результаті проведених розрахунків, для всіх дефектів значення напружень в зоні дефектів перевищують допустиму межу плинності $\sigma_T = 245$ МПа для матеріалу з якого виготовлено диск (поковка КР 245). Отримані значення напружень у зонах дефектів свідчать про можливість їх подальшого розвитку, при цьому режим роботи 700 циклів в рік (не більше чотирьох разів на добу) не може бути однозначно забезпечений.

Висновки

Згідно отриманих результатів середнє напруження по дзеркальній поверхні диску становить 50 МПа. В зоні локації дефекту максимальне напруження – 625 МПа, середні – 520 МПа. Дані значення перевищують межу міцності (470 МПа, згідно DSTU 9182:2022), межу плинності (245 МПа, згідно DSTU 9182:2022) та допустимі напруження для обертових деталей (233 МПа, згідно DSTU EN ІЕС 60034-33:2022) [12], [13].

У результаті проведених розрахунків, для всіх дефектів значення напружень в зоні дефектів перевищують допустиму межу плинності $\sigma_T = 245$ МПа для матеріалу з якого виготовлено диск (поковка КР 245). Отримані значення напружень у зонах дефектів свідчать про можливість їх подальшого розвитку, при цьому режим роботи

700 циклів в рік (не більше чотирьох разів на добу) не може бути однозначно забезпечений.

Виведення подібних дефектів буде потребувати істотного зменшення висоти диску підп'ятника, що в процесі роботи призведе до збільшення впливу температурних деформацій і виникнення зазорів між втулкою ротора і диском підп'ятника. В цих зазорах виникатимуть умови для початку і розвитку кавітації контактних поверхонь, а саме до виникнення мікротріщин та мікроривів. Тому експлуатація диску підп'ятника з подібними дефектами не рекомендується.

Список літератури

1. Liu Xin. A review on fatigue damage mechanism in hydro turbines / Xin Liu, Yongyao Luo, Zhengwei Wang // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2016. – Vol. 54. – P. 1–14. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.09.025>.
2. Iliev H. Failure Analysis of Hydro-Generator Thrust Bearing / H. Iliev // *Wear*. – 1999. – Vol. 225–229, Part 2. – P. 913–917. – DOI: [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(98\)00410-4](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(98)00410-4).
3. О подп'ятниках гидроагрегатов Днепровской ГЭС-1 / Ю. В. Савченко // *Гідроенергетика України*. – 2010. – № 4. – С. 20–24. – ISSN 1812-9277 (print).
4. СОУ-Н ЕЕ 20.302:2020. Норми випробування електрообладнання / Приватне ПАТ «Національна енергетична компанія «Укренерго». – URL: <https://docs.dtki.ua/download/pdf/1225.943.1> (дата звернення 02.03.2023).
5. Zhang W. A comprehensive study on stator vibrations in synchronous generators considering both single and combined SAGE cases / W. Zhang, Yu. He, M. Xu, W. Zheng, K. Sun, H. Wang, D. Gerada // *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*. – 2022. – Vol. 143, 108490. – ISSN 0142-0615. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijepes.2022.108490>.
6. Li J. Analysis of the gyroscopic effect on the hydro-turbine generator unit / J. Li, D. Chen, G. Liu, X. Gao, K. Miao, Y. Li, B. Xu // *Mechanical Systems and Signal Processing*. – 2019. – Vol. 132. – P. 138–152. – ISSN 0888-3270. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2019.06.020>.
7. Valavi M. Analysis of magnetic forces and vibration in a converter-fed synchronous hydrogenerator / M. Valavi, A. Nysveen, R. Nilsen, J. Le Besnerais, E. Devillers // 2017 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE), Cincinnati, OH, USA, 2017. – P. 1838–1844. – DOI: <https://doi.org/10.1109/ECCE.2017.8096018>.
8. Tétreault A. Rotor shape vs. rotor field pole shorted turns: Impact on rotor induced vibrations on hydrogenerators / A. Tétreault // 2012 IEEE International Conference on Condition Monitoring and Diagnosis, Bali, Indonesia. – 2012. – P. 133–136. – DOI: <https://doi.org/10.1109/CMD.2012.6416393>.
9. ДСТУ 2658-94 Прокат чорних металів. Терміни та визначення дефектів поверхні. Зі Зміною № 1 / Український науково-дослідний інститут металів «УкрНДІМет». – Київ, 1995. – 70 р. – URL: http://online.budstandart.com.ua/catalog/doc-page.html?id_doc=93138 (дата звернення 02.03.2023).
10. РД 34.31.501-88 Методичні вказівки з експлуатації підп'ятників вертикальних гідротурбінних агрегатів (гідроагрегатів) / Виробниче об'єднання з налагодження, удосконалення технології та експлуатації електростанцій і мереж «Союзтехенерго». – Київ: 1988. – URL: http://online.budstandart.com.ua/catalog/doc-page?id_doc=69527 (дата звернення 02.03.2023).
11. ДСТУ 9182:2022 Поковки з вуглецевої та легированої сталі, виготовлені куванням на пресах. Припуски та допуски / Технічний комітет зі стандартизації «Чугун, прокат листовий, прокат сортовий термоміцний, вироби для рухомо-

- го складу, металеві вироби, інша продукція з чавуну та сталі» (ТК 4). – Київ, 2022. – URL: http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc-page.html?id_doc=97897 (дата звернення 02.03.2023).
12. DSTU EN IEC 60034-33:2022 Машини електричні обертові. Частина 33. Синхронні гідрогенератори, включаючи мотор-генератори. Особливі вимоги (EN IEC 60034-33:2022, IDT; IEC 60034-33:2022, IDT) / ДП «Український науково-дослідний та навчальний центр проблем стандартизації, сертифікації та якості» (ДП «УкрНДНЦ»). – Київ, 2022. – Мова видання: англ. – URL: http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc-page.html?id_doc=102789 (дата звернення 02.03.2023).
 13. Fouflias D. G. Performance comparison between textured, pocket, and tapered-land sector-pad thrust bearings using computational fluid dynamics thermohydrodynamic analysis / D. G. Fouflias, A. G. Charitopoulos, C. I. Papadopoulos, L. Kaiktsis, M. Fillon // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. – 2015. – Vol. 229, Is. 4. – P. 376–397. – DOI: <https://doi.org/10.1177/1350650114550346>
- References (transliterated)**
1. Liu Xin, Luo Yongyao, Wang Zhengwei (2016), “A review on fatigue damage mechanism in hydro turbines”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 54, pp. 1–14, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.09.025>.
 2. Iliiev H. (1999), “Failure Analysis of Hydro-Generator Thrust Bearing”, *Wear*, vol. 225–229, Part 2, pp. 913–917, [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(98\)00410-4](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(98)00410-4).
 3. Savchenko Yu. V. (2010), “O podpjatnikah gidroagregatov Dneprovskoj GJeS-1 [About the supports of hydrounits of Dneprovskaya HPP-1]”, *Gidroenergetyka Ukrainy* [Hydroenergetics of Ukraine], no 4, pp. 20–24, ISSN 1812-9277 (print).
 4. Ministry of Energy and Environmental Protection of Ukraine (2020), *SOU-N EE 20.302:2020. Normy vyprovuvannja elektroobladnannja* [SOU-N EE 20.302:2020. Testing Standards Electrical Equipment], Access mode: <https://docs.dtk.ua/download/pdf/1225.943.1> (accessed 02 March 2023).
 5. Zhang W., He Yu., Xu M., Zheng W., Sun K., Wang H., Gera-da D. (2022), “A comprehensive study on stator vibrations in synchronous generators considering both single and combined SAGE cases”, *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*, vol. 143, 108490, ISSN 0142-0615, <https://doi.org/10.1016/j.ijepes.2022.108490>.
 6. Li J., Chen D., Liu G., Gao X., Miao K., Li Y., Xu B. (2019), “Analysis of the gyroscopic effect on the hydro-turbine generator unit”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 132, pp. 138–152, ISSN 0888-3270, <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2019.06.020>.
 7. Valavi M., Nysveen A., Nilsen R., Le Besnerais J., Devillers E. (2017), “Analysis of magnetic forces and vibration in a con-verter-fed synchronous hydrogenerator”, *2017 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE), Cincinnati, OH, USA*, pp. 1838–1844, <https://doi.org/10.1109/ECCE.2017.8096018>.
 8. Tétreault A. (2012), “Rotor shape vs. rotor field pole shorted turns: Impact on rotor induced vibrations on hydrogenerators”, *2012 IEEE International Conference on Condition Monitoring and Diagnosis*, Bali, Indonesia, pp. 133–136, <https://doi.org/10.1109/CMD.2012.6416393>.
 9. Ukrain's'kyj naukovo-doslidnyj instytut metaliv “UkrNDIMet” [Ukrainian Scientific and Advanced Institute of Metals “UkrNDIMet”] (1995), *DSTU 2658-94 Prokat chornyh metaliv. Terminy ta vyznachennja defektiv poverhni. Zi Zminoju No 1* [DSTU 2658-94 Black metal rolling. Terms and definition of surface defects, 70 p, Access mode: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=93138 (accessed 02 March 2023).
 10. Vyrobnyche ob'jednannja z nalagodzhennja, udoskonalennja tehnologij ta ekspluatacij elektrostancij i merezh “Sojuztehenego” [Virobnicne association for improvement, improvement of technology and operation of power plants and measures of “Soyuztehenego”] (1988), *RD 34.31.501-88 Metodichni vkazivky z ekspluatacij pidp'jatnykiv vertykal'nyh gidroturbinnih agregativ (gidroagregativ)* [RD 34.31.501-88 Methodical instructions for the operation of vertical hydro turbine units (hydro units)], Access mode: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=69527 (accessed 02 March 2023).
 11. Tehnichnyj komitet zi standartyzaciji “Chugun, prokat lystovyj, prokat sortovyj termozmicnenyj, vyroby dlja ruhomogo skladu, metalevi vyroby, insha produkcija z chavunu ta stali” (TK 4) [Ukrainian Scientific and Advanced Institute of Metals “UkrNDIMet”] (2022), *DSTU 9182:2022 Pokovky z vuglecevoi ta legovanoi stali, vygotovleni kuvannjam na presah. Prysuky ta dopusky* [DSTU 9182:2022 Carbon and alloy steel forgings made by forging on presses], Access mode: http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc-page.html?id_doc=97897 (accessed 02 March 2023).
 12. International Standard (2022), *DSTU EN IEC 60034-33:2022 Rotating electrical machines – Part 33: Synchronous hydrogenerators including motor-generators – Specific requirements*, Access mode: http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc-page.html?id_doc=102789 (accessed 02 March 2023).
 13. 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*, – vol. 229, is. 4, pp. 376–397, <https://doi.org/10.1177/1350650114550346>.

Надійшла (received) 18.05.2023

Відомості про авторів / About the Authors

Кобзар Ігор Володимирович (Kobzar Igor) – заступник генерального конструктора АТ «Українські енергетичні машини», аспірант кафедри аерогідродинаміки Національного аерокосмічного університету ім. М.С. Жуковського «Харківський авіаційний інститут»; м. Харків; тел.: (050) 100–81–85; e-mail: ivkobzar@ukr.net; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7307-1972>.