

**П. М. МАКАРОВ**

## МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВИПРАВЛЕННЯ ФОРМИ РОТОРА ГІДРОАГРЕГАТУ В ТРИВИМІРНІЙ ПОСТАНОВЦІ

Представлена робота присвячена переклинуванню обода ротора гідроагрегату для відновлення його геометрії. Для оцінки технічного стану ротора попередньо виконуються вимірювання його форми. Форма ротора розкладається в ряд Фур'є, визначається розташування його геометричної осі та еліптичність. Потім вимірюються вібрації для оцінки можливості подальшої експлуатації. І на останньому етапі виконується механічний розрахунок в тривимірній постановці для врахування розширень, що компенсують механічні деформації.

**Ключові слова:** гідроагрегат, ротор, вібрація, граничні умови, напруження.

**P. MAKAROV**

## MATHEMATICAL MODELING OF THE CORRECTION OF THE SHAPE OF THE ROTOR OF THE HYDRAULIC UNIT IN A THREE-DIMENSIONAL SETTING

The presented work is devoted to the wedging of the rotor rim of the hydraulic unit to restore its geometry. To assess the technical condition of the rotor, measurements of its shape are performed beforehand. The shape of the rotor is decomposed into a Fourier series, and the location of its geometric axis and ellipticity are determined. Based on this, a decision is made about the need for work on the centering of the hydraulic unit. Then, the vibrations of the critical components of the hydraulic unit are measured at idle without excitation and with excitation, under load in generator and pump modes to assess the possibility of its further operation. At this stage, the reasons for the unsatisfactory vibration condition of the hydraulic unit are determined. At the last stage, the boundary conditions are determined and the problem statement is performed for performing a mechanical calculation in a three-dimensional setting to take into account expansions that compensate for mechanical deformations. The calculation itself is carried out and a decision is made to wedge the rotor rim of the hydraulic unit.

**Key words:** hydraulic unit, rotor, vibration, boundary conditions, tension.

### Вступ

У Західно-Поморському воєводстві Польщі знаходиться гідроакumuлююча електростанція «Жидове».

На ГАЕС «Жидове» в 1971 році були введені в експлуатацію два вертикальні оборотні гідроагрегати з номінальною потужністю 48,3 МВт в генераторному режимі і 61,5 МВт в руховому режимі роботи, а також один вертикальний незворотний гідроагрегат з номінальною потужністю 48,3 МВт.

Оборотні гідроагрегати ГА1 і ГА2 складаються з радіально-осьової насос-турбіни та гідрогенератора-двигуна виробництва компанії *Skoda*.

У 2012 – 2013 роках на гідроагрегатах ГА1 та ГА2 було проведено роботи з реконструкції турбін зі змінюванням числа лопатей турбіни з 7 до 9 од. та по реконструкції гідрогенератора з перешихтуванням осердя статора, заміною обмотки статора, заміною ізоляції обмотки ротора та переклинуванням обода ротора (з нагріванням обода ротора без полюсів до 140 °С).

Гідрогенератори-двигуни гідроагрегатів ГА1 і ГА2 мають зонтичне виконання з опорою підп'ятника на нижню хрестовину, при цьому підп'ятник і нижня хрестовина входять до складу насос-турбіни. Направляючий підшипник гідрогенератора-двигуна розташований у верхній хрестовині, в нижній хрестовині направляючий підшипник відсутній.

### Мета роботи

В роботі виконане оцінювання форми ротора гідроагрегату. Були проведенні вимірювання вібрацій критичних вузлів гідроагрегату для оцінки можливості подальшої їх експлуатації. Виконаний аналіз заклинювання ротора гідроагрегату для визначення параметрів, що впливають на його форму.

### Виклад основного матеріалу Оцінка технічного стану ротора

Для аналізу форму ротора (за середнім зазором) розкладено до ряду Фур'є, результати розкладання наведені в табл. 1 і 2.

Таблиця 1 – Розкладання форми ротора ГА1 в ряд Фур'є

Порядок гармонік	Амплітуда, мм	Фаза, градуси
0	31,42	–
1	0,14	122
2	0,08	171

Таблиця 2 – Розкладання форми ротора ГА2 в ряд Фур'є

Порядок гармонік	Амплітуда, мм	Фаза, градуси
0	32,78	–
1	0,07	63
2	0,04	174

Таким чином, розкладання форми ротора ГА1 в ряд Фур'є має вигляд:

$$F(\alpha) = \frac{31,42}{2} - 0,14 \sin(\alpha + 122^\circ) - 0,08 \sin(2\alpha + 171^\circ) + \dots$$

Таким чином, розкладання форми ротора ГА2 в ряд Фур'є має вигляд:

$$F(\alpha) = \frac{31,78}{2} - 0,07 \sin(\alpha + 63^\circ) - 0,04 \sin(2\alpha + 174^\circ) + \dots$$

Кут  $\alpha$  відраховується від полюса № 1 у бік збільшення номерів полюсів.

З розкладання форми ротора випливає, що геометрична вісь обода ротора ГА1 зміщена щодо осі обертання агрегату на 0,14 мм у бік полюса № 30 (відповідає фазі першої гармоніки розкладання  $122^\circ$ ), еліптичність обода становить 0,18 мм. Геометрична вісь обода ротора ГА2 зміщена щодо осі обертання агрегату на 0,07 мм у бік полюса № 3 (відповідає фазі першої гармоніки розкладання  $63^\circ$ ), еліптичність обода становить 0,04 мм (рис. 1).

Форми роторів гідроагрегатів загалом задовільні, зміщення геометричної осі ротора щодо осі обертання становить 0,14 мм для ГА1 і 0,07 мм для ГА2. При цьому для ротора ГА2 спостерігається суттєва різниця повітряного зазору по верху та низу полюсів (в середньому зазор по верху на 3,7 мм більше зазору по низу), що ймовірно викликано наявністю суттєвої різниці зазорів на зубці статора № 39 (зазор по верху на 2,8 мм більше зазору внизу), щодо якого вимірювалася форма ротора. При наступних вимірах форми ротора ГА2 доцільно виконуватиме виміри щодо зубця статора, що має найменшу різницю зазорів по верху і низу.

На підставі викладеного вище буде доцільним виконання робіт із центрування гідроагрегату ГА1 шляхом зміщення осі обертання на 0,78 мм у бік зубця № 7 або зсуву статора на 0,78 мм у бік зубця № 175 для виправлення наявної неспіввісності. Таким чином необхідно виконати вимірювання вібрації.

### Вимірювання вібрацій

Бій валу в районі верхнього направляючого підшипника та турбінного підшипника вже на холостому ході без збудження має великий загальний рівень (в районі 250 мкм), при цьому перша гармонійна складова не перевищує 76 мкм. При подачі збудження загальний рівень і перша гармонійна складова зростають і при номінальному збудженні приймають значення до 580 мкм в районі верхнього напрямного підшипника (оборотна

складова при цьому 517 мкм), 630 мкм в районі підшипника турбінного (оборотна складова при цьому 530 мкм). З набором навантаження бій валу дещо зменшується і при навантаженні  $P = 55$  МВт приймає такі значення: в районі верхнього напрямного підшипника 346 мкм (зворотна складова при цьому 330 мкм); в районі турбінного підшипника 340 мкм (оборотна складова при цьому 340 мкм). Рівень бою становить 297 мкм в районі верхнього напрямного підшипника (оборотна складова 271 мкм) та 269 мкм в районі турбінного підшипника (оборотна складова 259,8 мкм).

Абсолютна вібрація корпусу турбінного підшипника змінюється від режиму холостого ходу без збудження до режиму холостого ходу з номінальною напругою статора від 62 мкм до 72,9 мкм, при цьому оборотна складова збільшується з 10 мкм до 40 мкм. При наборі навантаження рівень вібрації дещо знижується і при  $P = 55$  МВт набуває значення 42,9 мкм (перша гармонійна складова – 26,1 мкм). У насосному режимі максимальний рівень становив 50,5 мкм (оборотна складова 16,8 мкм).

Вертикальна вібрація корпусу під'ятника у всіх проведених режимах не перевищує 86,3 мкм, а оборотна складова – 20 мкм.

Абсолютну вібрацію верхнього напрямного підшипника можна порівняти за величиною з боєм валу в цьому районі. Її характер повторює характер відносної вібрації (зростання загального рівня та оборотної складової від холостого ходу без збудження до холостого ходу зі збудженням та деяке зниження з набором навантаження). Вібрація корпусу верхнього напрямного підшипника на холостому ході без збудження має великий загальний рівень (в районі 340 мкм), при цьому перша гармонійна складова не перевищує 82 мкм. При подачі збудження загальний рівень і перша гармонійна складова зростають і при номінальному збудженні набувають значення 659 мкм (оборотна складова при цьому 473 мкм). З набором навантаження бій валу зменшується і при навантаженні  $P = 55$  МВт становить 282 мкм (оборотна складова при цьому 281 мкм).

В цілому вібраційний стан агрегату незадовільний і має явно виражені електромагнітні причини:

- збільшення вібрації зі збільшенням струму збудження, а також миттєве зменшення при знятті збудження автоматом гасіння поля;
- зниження биття валу та вібрації при збільшенні навантаження;
- абсолютна вібрація верхнього напрямного підшипника співставна за величиною з боєм валу в цьому районі.

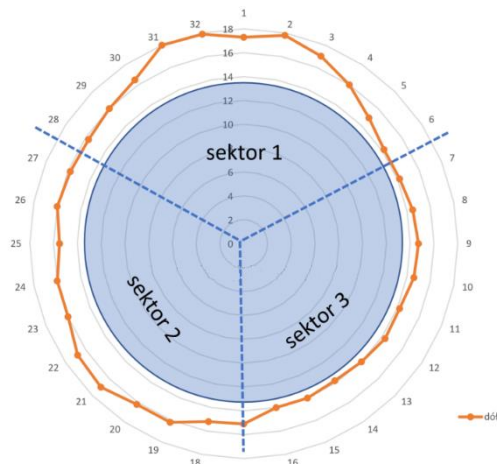


Рис. 1 – Картина викривлення ротора гідроагрегату

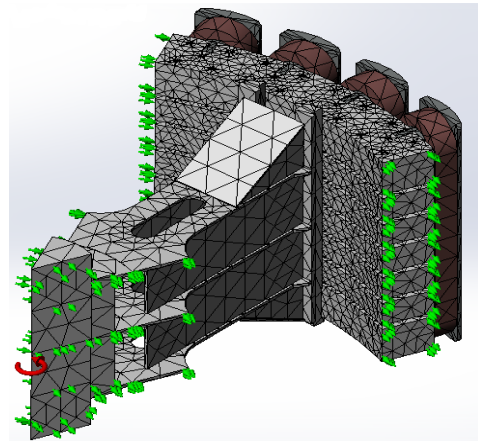


Рис. 2 – Розрахункова сітка

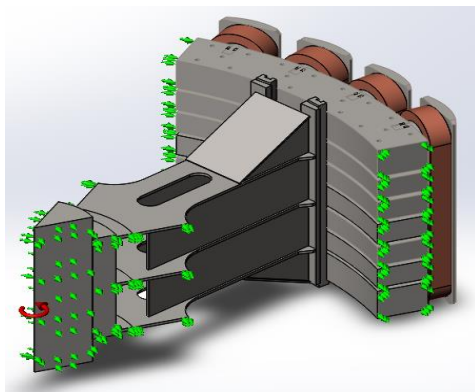


Рис. 3 – Граничні умови

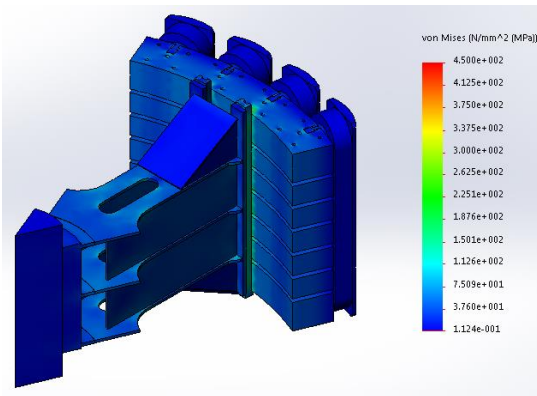


Рис. 4 – Епора напруження при номінальній частоті обертання

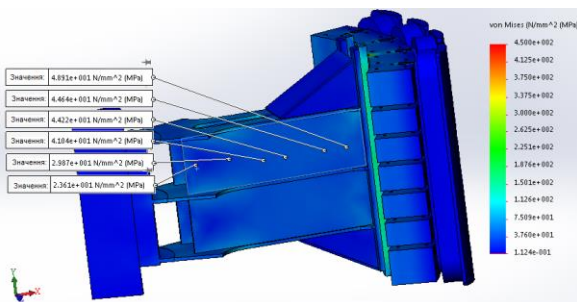


Рис. 5 – Епора напруження при номінальній частоті обертання вздовж спиці

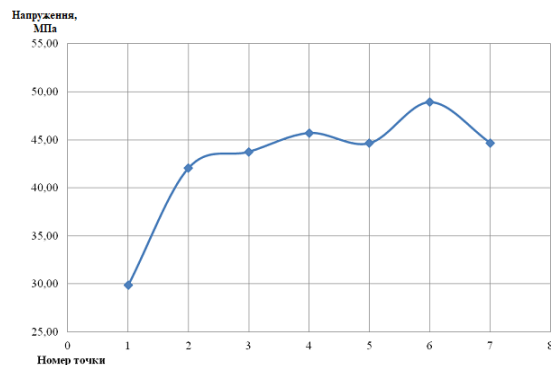


Рис. 6 – Графік напруження при номінальній частоті обертання вздовж спиці

На підставі результатів випробувань можна зробити такі висновки:

1) Бій валу генераторного та турбінного підшипника відповідно до ISO 7919-5 лежить у зоні «C» (до 500 мкм) та «D» (понад 500 мкм). Експлуатація агрегату за таких значень неприпустима.

2) Вібрація турбінного підшипника в режимах навантаження відповідає зоні В/С (до 50 мкм) згідно з ISO 10816-5.

3) Абсолютна вібрація верхнього напрямного підшипника у всіх режимах перевищує вимоги ISO 10816-5 (до 160 мкм) та не дозволяє експлуатувати агрегат.

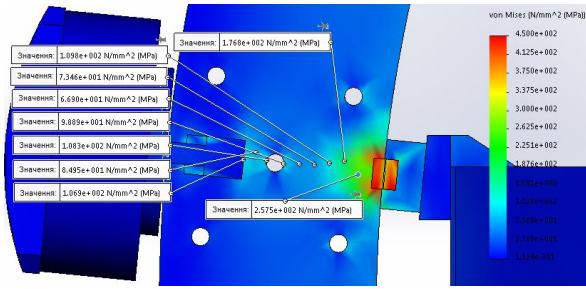


Рис. 7 – Епюра напруження при номінальній частоті обертання в ободі ротора

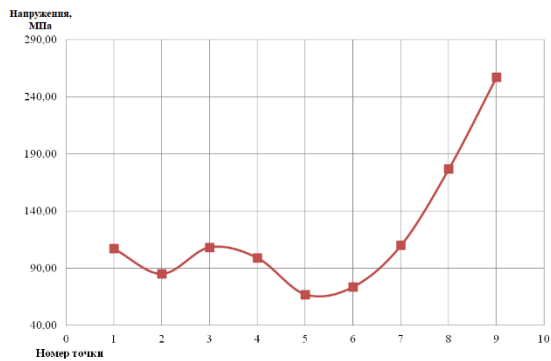


Рис. 8 – Графік напруження в ободі ротора при номінальній частоті обертання

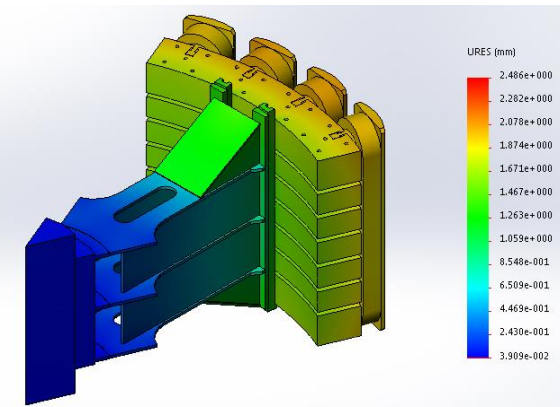


Рис. 9 – Епюра переміщень під час нагрівання обода ротора на 60 °С (358 К розрахункова температура, температура нульової деформації 298 К)

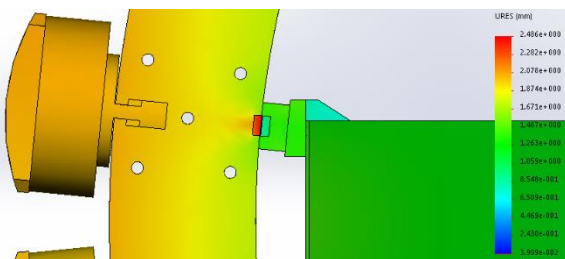


Рис. 10 – Епюра переміщень клину обода ротора при нагріванні на 60 °С (358 К розрахункова температура, температура нульової деформації 298 К, переміщення клину на 2,48 мм на радіус)

## Механічний розрахунок виправлення наявної неспіввісності

Відповідно до результатів вібраційних випробувань необхідно виконати аналіз заклинування ротора гідроагрегату. Цей аналіз необхідно виконати у зв'язку з тим, що ротор змінив свою форму кола на еліптичну.

У розрахунку необхідно визначити:

- розрахункову величину роз'єднувальної частоти обертання;
- необхідну величину натягу обода ротора;
- необхідну різницю температур між ободом ротора та спицями для досягнення необхідного натягу;
- механічні напруження та збільшення зовнішнього діаметра обода ротора при номінальних та угоних частотах обертання.

Розрахункова сітка будувалася для кожного окремого елемента конструкції. Вводиться елемент керування сіткою. При цьому за мінімальним геометричним елементом має бути не менше 3-х елементів сітки. Збіжність результатів проводилася шляхом зменшення сітки таким чином, щоб результати не відрізнялися більш ніж на 0,5 %. Параметри сітки наведено в табл. 3.

Таблиця 3 – Параметри сітки

Параметр	Значення
Тип сітки	Сітка на твердому тілі
Використовуване розбиття	Сітка на основі кривизни
Точки Якобіана	4 точки
Макс. розмір елемента, мм	177,462
Мін. розмір елемента, мм	35,4925
Якість сітки	Висока
Усього вузлів	198158
Усього елементів	120636
Максимальне співвідношення сторін	200,9
Відсоток елементів із співвідношенням сторін < 3	75,9
Відсоток елементів із співвідношенням сторін > 10	0,841
Відсоток спотворених елементів (Якобіан)	0

На рис. 2 і 3 наведено відповідно розрахункову сітку, побудовану для дослідження моделі, та граничні умови розрахунку.

На рис. 4–10 представлені результати розрахунку.

Для виправлення неспіввісності необхідно виконати переключування обода ротора гідроагрегату з попереднім нагріванням обода ротора на 60°С.

## Висновки

У поданій статті розглянута технологія вправлення вала гідроагрегату. Вперше в тривимірній постановці виконано чисельні розрахунки необхідних температур та переміщень при переключуванні обода ротора.

Середні напруження при частоті обертання  $n = 187,5$  об/хв становлять  $\sigma_b = 100$  МПа. Локальні напруження при максимальному діаметральному натягу 3,4 мм представлені на рис. 4–8 і становлять:

- у спиці не більше 50 МПа;
- в ободі ротора середні до 120 МПа;
- контактні напруження до 290 МПа.

Необхідне перевищення температури для гарячого розклинування обода ротора становить 60 °С, при цьому збільшення натягу складе 3,3 – 3,4 мм. Зміна переміщення від температури представлена на рис. 9–10.

## Список літератури

1. СОУ-Н ЕЕ 20.302:2020. Норми випробування електрообладнання / Приватне ПАТ «Національна енергетична компанія «Укренерго». – URL: <https://docs.dtk.ua/download/pdf/1225.943.1> (дата звернення 02.03.2023).
2. 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>.
3. 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>.
4. 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>.
5. РД 34.31.501-88 Методичні вказівки з експлуатації під'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](http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=69527) (дата звернення 02.03.2023).
6. ДСТУ EN IEC 60034-33:2022 Машини електричні обертові. Частина 33. Синхронні гідроагрегати, 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](http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc-page.html?id_doc=102789) (дата звернення 02.03.2023).
7. Thakur Y. A review study on the improvement of stator frame design and prediction of electromagnetic vibration of hydro generators / Y. Thakur, G. Goga, V. Shrivastava // *Materials Today: Proceedings*. – 2023. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2023.01.180>.

Today: *Proceedings*. – 2023. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2023.01.180>.

8. Finley, W. R. An Analytical Approach to Solving Motor Vibration Problems / W. R. Finley, M. M. Hodowanec W. G. Holter // *IEEE Transactions On Industry Applications*. – 2000. – Vol. 36, Is. 5. – P. 1467–1480. – DOI: <https://doi.org/10.1109/28.871297>.
9. Mantilla-Viveros, C. Structural component fatigue analysis of a hydrogenerator rotor / C. Mantilla-Viveros, A. F. Cardona, F. Casanova // *DYNA (Colombia)*. – 2020. – Vol. 87, No. 214. – P. 155–164. – ISSN 0012-7353. – DOI: <https://doi.org/10.15446/dyna.v87n214.84678>.

## References (transliterated)

1. 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).
2. Zhang W., He Yu., Xu M., Zheng W., Sun K., Wang H., Gerada 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>.
3. Valavi M., Nysveen A., Nilsen R., Le Besnerais J., Devillers E. (2017), “Analysis of magnetic forces and vibration in a converter-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>.
4. 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>.
5. Vyrobynyche ob'jednannja z nalagodzhennja, udoskonalennja tehnologii' ta ekspluatacij' elektrostancij i merezh “Sojuztehenergo” [Virobnyche association for improvement, improvement of technology and operation of power plants and measures of “Soyuztehenergo”] (1988), *RD 34.31.501-88 Metodychni vkazivky z ekspluatacij' pidp'jatykiv 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](http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=69527) (accessed 02 March 2023).
6. International Standard (2022), *DSTU EN IEC 60034-33:2022 Rotating electrical machines – Part 33: Synchronous hydro-generators including motor-generators – Specific requirements*, Access mode: [http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc-page.html?id\\_doc=102789](http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc-page.html?id_doc=102789) (accessed 02 March 2023).
7. Thakur Y., Goga G., Shrivastava V. (2023), “A review study on the improvement of stator frame design and prediction of electromagnetic vibration of hydro generators”, *Materials Today: Proceedings*, <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2023.01.180>.
8. Finley, W. R., Hodowanec M. M., Holter W. G. (2000), “An Analytical Approach to Solving Motor Vibration Problems”, *IEEE Transactions On Industry Applications*, vol. 36, is. 5, pp. 1467–1480, <https://doi.org/10.1109/28.871297>.
9. Mantilla-Viveros, C., Cardona A. F., Casanova F. (2020), “Structural component fatigue analysis of a hydrogenerator rotor”, *DYNA (Colombia)*, vol. 87, no. 214, pp. 155–164, ISSN 0012-7353, <https://doi.org/10.15446/dyna.v87n214.84678>.

Надійшла (received) 18.05.2023

## Відомості про авторів / About the Authors

**Макаров Павло Миколайович (Makarov Pavlo)** – аспірант кафедри аерогідродинаміки Національного аерокосмічного університету ім. М.С. Жуковського “Харківський авіаційний інститут”; м. Харків; тел.: (050) 323-23-66; e-mail: p.makarov\_khai@gmx.com; ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-6415-8970>.