

О. В. ТРЕТЯК, С. С. КРАВЧЕНКО, О. М. БОГОЖАВЕЦЬ, В. В. НАЗАРЕНКО, А. Ю. ЖУКОВ

МЕТОДОЛОГІЯ ВИЗНАЧЕННЯ НАТЯГІВ БАНДАЖНИХ КІЛЕЦЬ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ СЕРЕДНЬОЇ ПОТУЖНОСТІ

Представлена робота присвячена методології визначення натягів бандажних кілець методом розрахунку напружень в деталях бандажного вузла ротора. Були проведені: статичний розрахунок центруючого кільця у стані спокою, статичний розрахунок центруючого кільця при номінальній частоті обертання та статичний розрахунок центруючого кільця при угонній частоті обертання. Ці розрахунки вперше були виконані в тривимірній постановці за методом математичного моделювання.

Ключові слова: турбогенератор, ротор, бандажні кільця, напруження, тривимірна постановка

O. TRETIAK, S. KRAVCHENKO, O. BOHOZHAVETS, V. NAZARENKO, A. ZHUKOV METHODOLOGY FOR DETERMINING THE TENSION OF BANDING RINGS OF MEDIUM-POWER TURBOGENERATORS

The presented work is devoted to the methodology of determining the tension of the banding rings by the method of calculating the stresses in the details of the banding assembly of the rotor. Taking into account the load from the action of centrifugal forces on the part of the copper coils, thermal loads and landing of the banding ring, the data for the calculation were determined. After that, the static calculation of the centering ring at rest, the static calculation of the centering ring at the nominal rotation frequency and the static calculation of the centering ring at the stolen rotation frequency were carried out. These calculations were performed for the first time in a three-dimensional setting using the method of mathematical modeling. The maximum stresses arising in the centering ring at rest and having a local character were determined. It was also determined that for all modes the stress did not exceed the permissible value.

Key words: turbogenerator, rotor, tire rings, tension, three-dimensional setting.

Вступ

В останні десятиліття спостерігається тенденція не тільки до підвищення ККД електричних машин (ЕМ), а й до зниження їх масогабаритних показників на одиницю потужності. Як правило, це здійснюється шляхом оптимізації розрахунків і використання тривимірного моделювання фізичних процесів (електромагнітних, механічних, температурних, вентиляційних тощо), а також завдяки появі нових матеріалів з покращеними параметрами. Все це дозволяє здійснювати зменшення маси турбогенераторних установок.

Сьогодні в Україні майже 74 % електроенергії виробляється на теплових і атомних електростанціях, де працюють турбогенератори. Термін служби більшості турбогенераторів вже вичерпаний, а інші знаходяться на межі вичерпання. Це пов'язано з тривалим недостатнім фінансуванням енергетики. При цьому режими роботи ЕМ ускладнюються нерівномірністю навантажень в електричній мережі, що спричиняє як перевантаження генератора (перехід на аварійні режими роботи, через несправність генераторів на станціях або збільшення кількості споживаної енергії), так і їх відключення (зменшення кількості споживаної енергії). Вирішенням цієї проблеми є часткова модернізація вже існуючих блоків зі збільшенням їх потужності і паралельна, покрокова заміна решти застарілих машин на більш потужні та легші.

Значний науковий і практичний інтерес становить розробка єдиної методики розрахунку на-

пружено-деформованого стану (НДС) турбогенераторних установок середньої потужності на основі поєднання аналітичних і тривимірних розрахунків, що дозволяє підвищити точність розрахункової задачі.

Мета роботи

Згідно методології визначити натяги бандажних кілець методом розрахунку в тривимірній постановці напружень в деталях бандажного вузла ротора з урахуванням роз'єднувальних частот обертання бандажного кільця, посадженого з натягом на бочку ротора та центруюче кільце.

Конструкція турбогенератора

Розглянемо конструкцію двополюсного турбогенератора потужністю 220 МВт ТГВ-220 (рис. 1).

Бандажне кільце ротора є самим навантаженим елементом конструкції згідно умов експлуатації. Навантаження в його окремих точках в критичних режимах можуть сягати межі текучості, а аварія призводить до повного виходу з ладу всієї машини. Міцне кріплення може бути здійснено лише гарячою посадкою з натягом. Натяг повинен створювати щільне з'єднання кільця не тільки при номінальній частоті обертання, але і при угоні (у разі раптового скидання навантаження частота обертання ротора може збільшитися на 20 %).

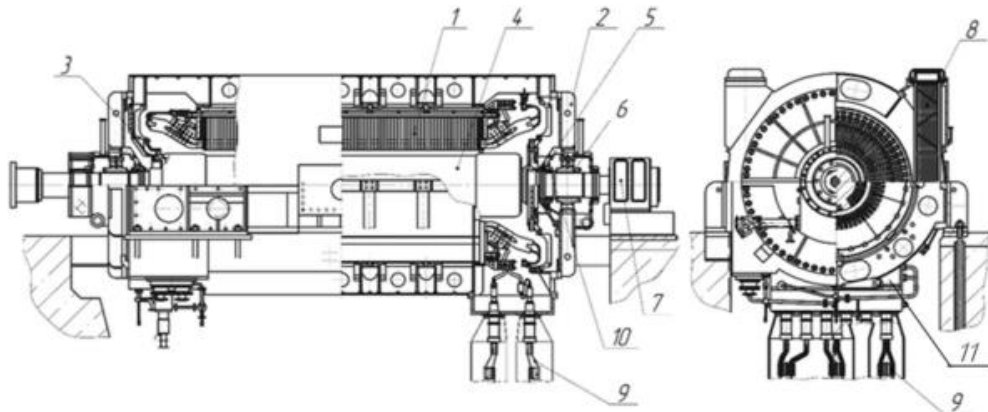


Рис. 1 – Загальний вигляд турбогенератора ТГВ-220:

1 – статор; 2 – зовнішній щит; 3 – внутрішній обтічник; 4 – ротор;
5 – ущільнення вала ротора; 6 – підшипник; 7 – щіткотримач; 8 – газоохолоджувач;
9 – кінцеві клеми; 10 – маслоуловлювач; 11 – підвіску статора

Розрахункові дослідження

Провівши детальний теоретичний пошук властивостей вітчизняних роторів та їх світових аналогів було проведено розрахунки складнонапруженого стану ротора турбогенератора ТГВ-220. При розрахунку були враховані навантаження від дії відцентрових сил з боку мідних котушок, теплові навантаження та посадка бандажного кільця. Отримані навантаження відповідають нормам, що до них пред'являються розрахунково-технічними матеріалами.

В табл. 1 зведені дані для розрахунків.

Таблиця 1 – Дані для розрахунків

Параметр	Величина
Частота обертання:	
– номінальна, n , об/хв	3000
– угонна n_y , об/хв	3600
Діаметральний натяг посадки бандажного кільця:	
– на бочку ротора, \max/\min , δ_1 , м	$2,2 \cdot 10^{-3}$
– на центруюче кільце, \max/\min , δ_2 , м	$2,2 \cdot 10^{-3}$
Маса лобової частини обмотки, $m_{\text{л}}$, кг	870
Радіус по центру мас лобової частини, r_0 , м	0,428
Межа плинності матеріалу бандажного кільця, $\sigma_{0,2}^{\text{бк}}$, МПа	900
Межа плинності матеріалу центруючого кільця, $\sigma_{0,2}^{\text{цк}}$, МПа	700
Межа плинності матеріалу вала ротора, $\sigma_{0,2}^{\text{р}}$, МПа	687
Модуль пружності, E , Н/м ²	$2,1 \cdot 10^{11}$
Число зубів вирізаного сегмента, z , шт	3
Число пазів, $z_{\text{общ}}$, шт	52

Бандажне кільце посаджено на бочку ротора і центруюче кільце з натягом.

Розрахунки у статичі центруючого кільця

1 Статичний розрахунок центруючого кільця у стані спокою.

1.1 Початкові умови:

а) у місцях торкання поверхонь бандажного кільця та бочки ротора ($\delta_1 = 2,2$ мм) (рис. 2); бандажного кільця та центруючого кільця ($\delta_2 = 2,2$ мм) встановлені поверхні з натягом (рис. 3);

б) задані умови симетрії для бочки ротора, бандажного кільця та центруючого кільця (рис. 4);

в) торцева поверхня бочки ротора жорстко закріплена у торцевому напрямку (враховано продовження вала) (рис. 5).

1.2 Для визначення напружень, що виникають в центруючому кільці від натягу ($\delta_2 = 2,2$ мм) виконано розрахунок напружено-деформованого стану конструкції в тривимірній постановці. На рис. 6–9 наведено результати статичного розрахунку.

Максимальне напруження в локації натягу (бандажне кільце/центруюче кільце) – 327 МПа.

Коефіцієнт запасу $k = 700/327 = 2,14$.

2 Статичний розрахунок центруючого кільця при номінальній частоті обертання.

2.1 Початкові умови:

а) у місцях торкання поверхонь бандажного кільця та бочки ротора ($\delta_1 = 2,2$ мм), бандажного кільця та центруючого кільця ($\delta_2 = 2,2$ мм) встановлені поверхні з натягом;

б) задані умови симетрії для бочки ротора, бандажного кільця та центруючого кільця за п. 1.1;

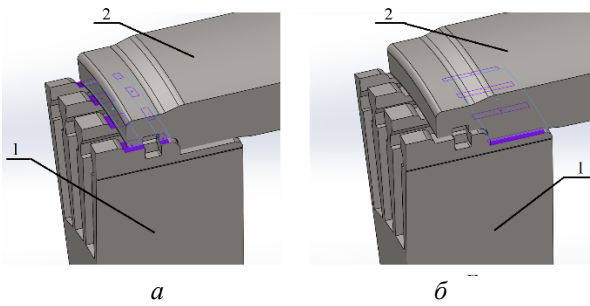


Рис. 2 – Поверхні з натягом: 1 – бочка ротора; 2 – бандажне кільце; а – посадка під носик; б – посадка на бочку ротора

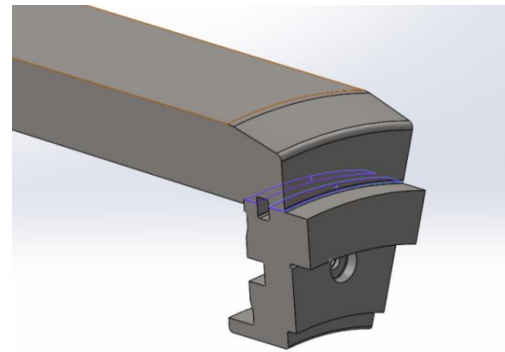


Рис. 3 – Поверхні з натягом: бандажне кільце та центруюче кільце

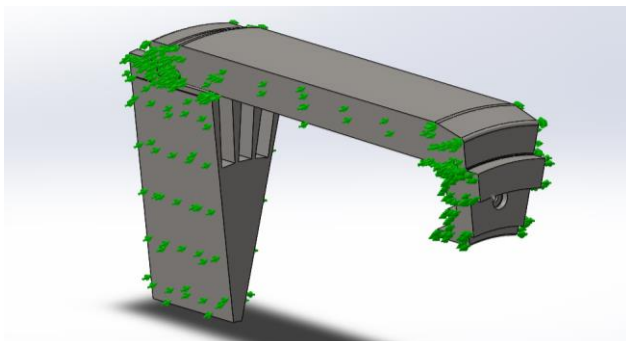


Рис. 4 – Умови симетрії для деталей розрахунку

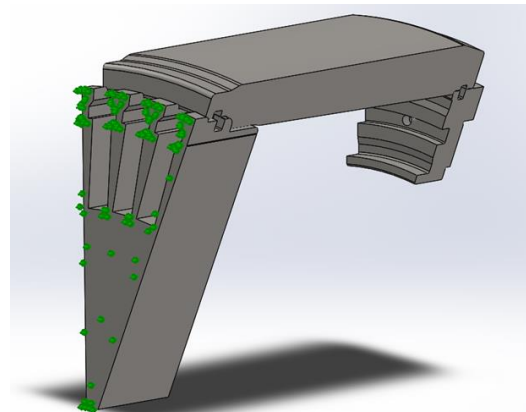


Рис. 5 – Поверхня для закріплення бочки ротора

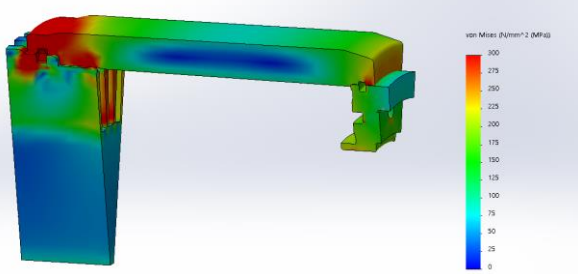


Рис. 6 – Загальна епюра напружень

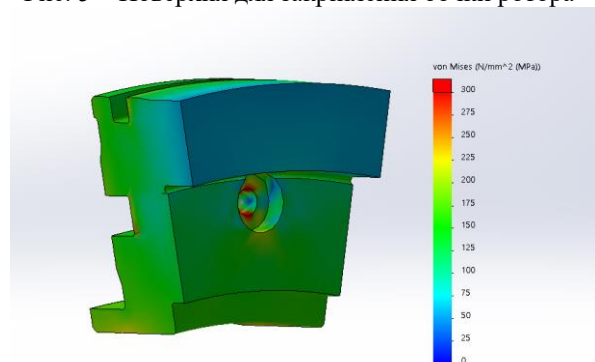


Рис. 7 – Епюра напружень для центруючого кільця

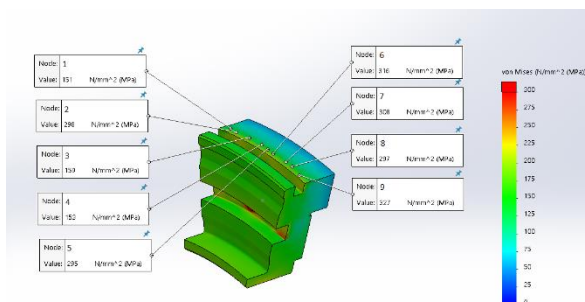


Рис. 8 – Розподіл напружень контактної поверхні центруючого кільця

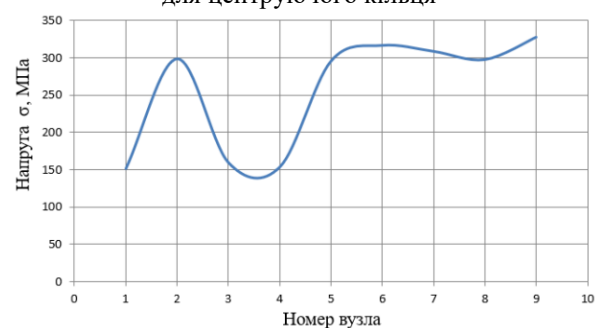


Рис. 9 – Графік розподілу напружень контактної поверхні центруючого кільця

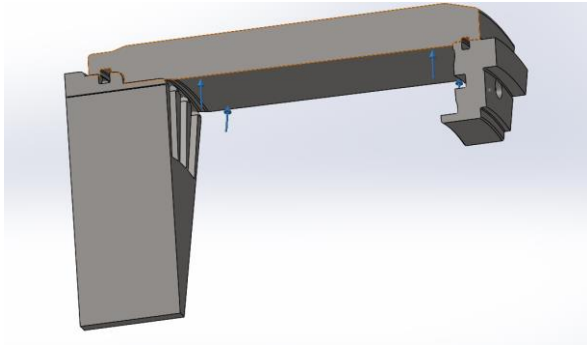


Рис. 10 – Поверхня бандажного кільця, де впливає відцентрова сила

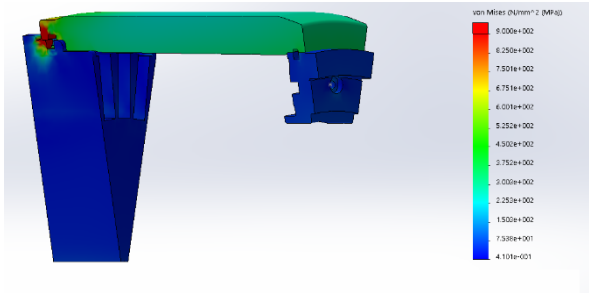


Рис. 11 – Загальна епюра напружень

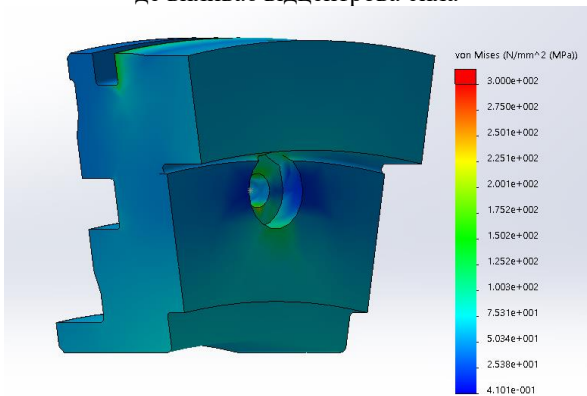


Рис. 12 – Епюра напружень для центруючого кільця

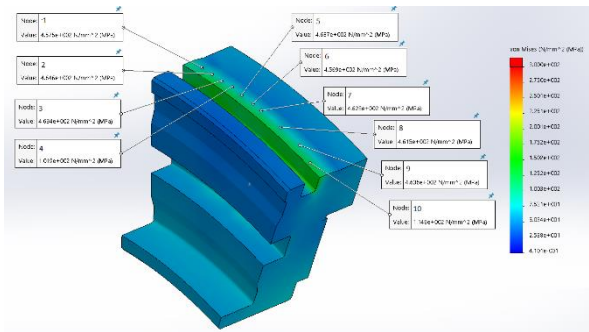


Рис. 13 – Розподіл напружень контактної поверхні центруючого кільця

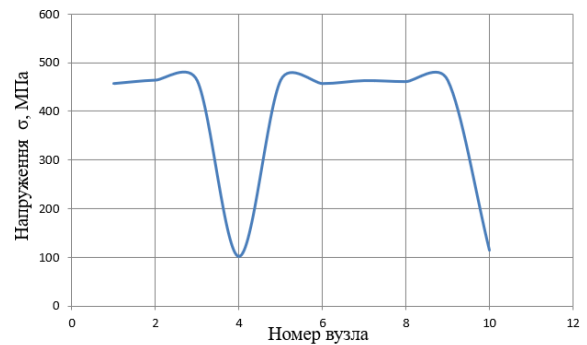


Рис. 14 – Графік розподілу напружень контактної поверхні центруючого кільця

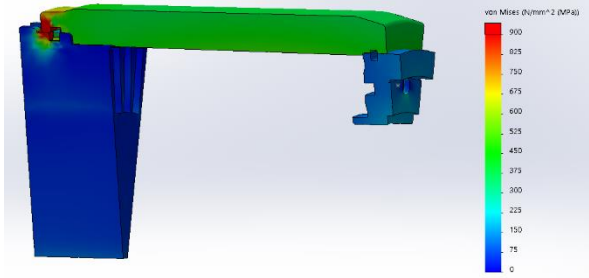


Рис. 15 – Загальна епюра напружень

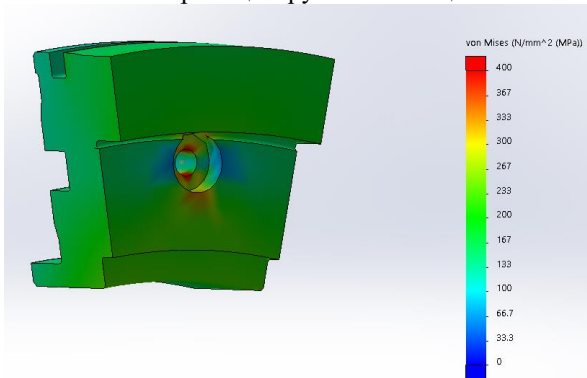


Рис. 16 – Епюра напружень для центруючого кільця

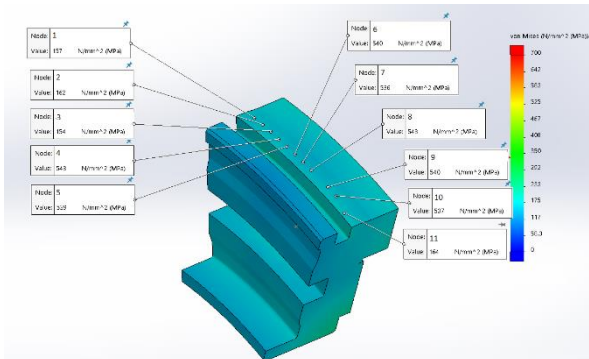


Рис. 17 – Розподіл напружень контактної поверхні центруючого кільця

в) торцева поверхня бочки ротора жорстко закріплена за п. 1.1;

г) задана номінальна частота обертання $n = 3000$ об/хв.;

д) задана відцентрова сила, що впливає на бандажне кільце (рис. 10).

Значення відцентрової сили для поверхні бандажного кільця:

$$C = \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 W R_M, \quad (1)$$

де W – вага обертових деталей ;

R_M – радіус дії відцентрових сил;

$$C = \left(\frac{3,14 \cdot 3000}{30} \right)^2 \cdot 870 \cdot 0,428 = 36,7 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Значення відцентрової сили для сегмента:

$$C_1 = \frac{20^\circ C}{360^\circ}, \quad (2)$$

$$C_1 = \frac{20^\circ \cdot 36,7 \cdot 10^6}{360^\circ} = 2,039 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

2.2 Для визначення напружень, що виникають у центруючому кільці від натягу ($\delta_2 = 2,2$ мм) і відцентрових сил, виконано розрахунок напружено-деформованого стану конструкції в тривимірній постановці.

На рис. 11–14 наведено результати статичного розрахунку.

2.3 Максимальне напруження в локації натягу (бандажне кільце/центруюче кільце) – 463 МПа.

Коефіцієнт запасу $k = 700/463 = 1,51$.

3 Статичний розрахунок центруючого кільця при угонній частоті обертання.

3.1 Початкові умови:

а) у місцях торкання поверхонь бандажного кільця та бочки ротора ($\delta_1 = 2,2$ мм), бандажного кільця та центруючого кільця ($\delta_2 = 2,2$ мм) встановлені поверхні з натягом за п. 1.1;

б) задані умови симетрії для бочки ротора, бандажного кільця та центруючого кільця за п. 1.1;

в) торцева поверхня бочки ротора жорстко закріплена за п. 1.1;

г) задана угонна частота обертання $n = 3600$ об/хв.;

д) задана відцентрова сила, що впливає на бандажне кільце (рис. 10).

Значення відцентрової сили для поверхні бандажного кільця по формулі (1):

$$C = \left(\frac{3,14 \cdot 3600}{30} \right)^2 \cdot 870 \cdot 0,428 = 52,86 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Значення відцентрової сили для сегмента по формулі (2):

$$C_1 = \frac{20^\circ \cdot 52,86 \cdot 10^6}{360^\circ} = 2,94 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

3.2 Для визначення напружень, що виникають у центруючому кільці від натягу ($\delta_2 = 2,2$ мм) і відцентрових сил, виконано розрахунок напружено-деформованого стану конструкції в тривимірній постановці.

На рис. 15–18 наведено результати статичного розрахунку.

3.3 Максимальне напруження в локації натягу (бандажне кільце/центруюче кільце) – 543 МПа.

Коефіцієнт запасу $k = 700/543 = 1,3$.

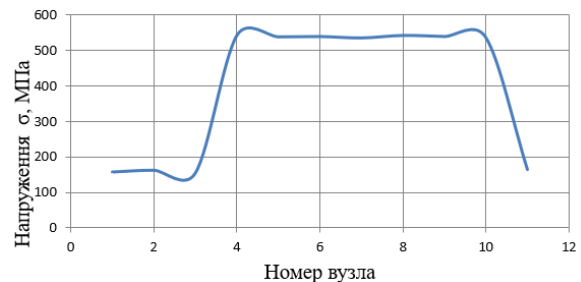


Рис. 18 – Графік розподілу напружень контактної поверхні центруючого кільця

Висновки

У наведеній статті представлена методологія вибору натягу бандажних кілець на ротор турбогенератора та вперше проведені розрахунки напружень в тривимірній постановці в деталях бандажного вузла ротора. Показано, що механічне напруження в зоні контакту не повинне досягати 95 % межі плинності матеріалу.

Максимальні напруження (близько 550 МПа), що виникають у центруючому кільці при спокої, мають локальний характер. Для всіх режимів: у стані спокою, при номінальній частоті обертання та при угонній частоті обертання – напруження не перевищило допустиме значення.

Список літератури

1. Kerszenbaum, I. Large Turbo-Generators: Malfunctions and Symptoms / I. Kerszenbaum, G. Klempner. – Boca ration : Taylor&Francis Group, CRC Press, 2016. – 586 p. – ISBN 9780367655907.
2. Gellert B. 8 - Turbogenerators in gas turbine systems / B. Gellert // Modern Gas Turbine Systems. – 2013. – P. 247–326. – DOI: <https://doi.org/10.1533/9780857096067.2.247>.
3. Akin, Ed J. Finite Element Analysis Concepts via SolidWorks / J. Ed Akin. – New Jersey, 2009. – 303 p. – URL: https://www.clear.rice.edu/mech403/HelpFiles/FEAC_final.pdf (дата звернення 02.04.2023).
4. Upadhyay, B. D. Numerical analysis perspective in structural shape optimization: A review post 2000 / B. D. Upadhyay, S. S. Sonigra, S. D. Daxini // Advances in Engineering Software. – 2021. – Vol. 155, 102992. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.advengsoft.2021.102992>.
5. Li, Hao Full-scale 3D structural topology optimization using adaptive mesh refinement based on the level-set method / Hao Li, T. Yamada, P. Jolivet, K. Furuta, T. Kondoh, K. Izui, S. Nishiwaki // Finite Elements in Analysis and Design. – 2021.

- Vol. 194, 103561. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.finel.2021.103561>.
6. Sheikh, U. A. Elasto-plastic large deformation analysis of bi-material components by FEM / U. A. Sheikh, A. Jameel // *Materials Today: Proceedings*. – 2020. – Vol. 26. – P. 1795–1802. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.02.377>.
 7. Lopez, J. CAD-compatible structural shape optimization with a movable Bézier tetrahedral mesh / J. Lopez, C. Anitescu, T. Rabczuk // *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. – 2020. – Vol. 367, 113066. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.cma.2020.113066>.
 8. Klempler, G. Operation and Maintenance of Large Turbo-generators / G. Klempler, I. Kerszenbaum. – New York : Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2004. – 560 p. – ISBN 9780471614470 (print), ISBN 9780471683384 (on-line). – DOI: <https://doi.org/10.1002/0471683388>. – URL: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/pdf/10.1002/0471683388.fmatter> (дата звернення 02.04.2023).
 4. Upadhyay, B. D., Sonigra S. S., Daxini S. D. (2021), “Numerical analysis perspective in structural shape optimization: A review post 2000”, *Advances in Engineering Software*, vol. 155, 102992, <https://doi.org/10.1016/j.advengsoft.2021.102992>.
 5. Li, Hao, Yamada T., Jolivet P., Furuta K., Kondoh T., Izui K., Nishiwaki S. (2021), “Full-scale 3D structural topology optimization using adaptive mesh refinement based on the level-set method”, *Finite Elements in Analysis and Design*, vol. 194, 103561, <https://doi.org/10.1016/j.finel.2021.103561>.
 6. Sheikh, U. A., Jameel A. (2020), “Elasto-plastic large deformation analysis of bi-material components by FEM”, *Materials Today: Proceedings*, vol. 26, pp. 1795–1802, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.02.377>.
 7. Lopez, J., Anitescu C., Rabczuk T. (2020), “CAD-compatible structural shape optimization with a movable Bézier tetrahedral mesh”, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 367, 113066, <https://doi.org/10.1016/j.cma.2020.113066>.
 8. Klempler, G., Kerszenbaum I. (2004), Operation and Maintenance of Large Turbo-generators, Institute of Electrical and Electronics Engineers, New York 560 p., ISBN 9780471614470 (print), ISBN 9780471683384 (on-line), <https://doi.org/10.1002/0471683388>, Access mode: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/pdf/10.1002/0471683388.fmatter> (accessed 02 April 2023).

References (transliterated)

1. Kerszenbaum, I., Klempler G. (2016) *Large Turbo-generators: Malfunctions and Symptoms*, Taylor&Francis Group, CRC Press, Boca ration, 586 p., ISBN 9780367655907.
2. Gellert B. (2013), “8 - Turbogenerators in gas turbine systems”, *Modern Gas Turbine Systems*, pp. 247–326, <https://doi.org/10.1533/9780857096067.2.247>.
3. Akin, Ed J. (2009), *Finite Element Analysis Concepts via SolidWorks*, New Jersey, 303 p., Access mode:

Надійшла (received) 02.06.2023

Відомості про авторів / About the Authors

Третяк Олексій Володимирович (Tretiak Oleksii) – доктор технічних наук, доцент, завідувач кафедри аеродинаміки Національного аерокосмічного університету ім. М.Є. Жуковського “Харківський авіаційний інститут”; м. Харків; тел.: (067) 326-73-70; e-mail: o.tretyak@khai.edu; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7295-5784>.

Кравченко Станіслав Сергійович (Kravchenko Stanislav) – аспірант кафедри аеродинаміки Національного аерокосмічного університету ім. М.Є. Жуковського “Харківський авіаційний інститут”; м. Харків; тел.: (097) 116-16-14; e-mail: ksatfer@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-6409-4767>.

Богожавець Олег Миколайович (Bogozhavets Oleg) – аспірант кафедри аеродинаміки Національного аерокосмічного університету ім. М.Є. Жуковського “Харківський авіаційний інститут”; м. Харків; тел.: (050) 678-28-68; e-mail: o.m.bohozhavets@khai.edu; ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-1158-3102>.

Назаренко Вячеслав Вікторович (Nazarenko Viacheslav) – аспірант кафедри аеродинаміки Національного аерокосмічного університету ім. М.Є. Жуковського “Харківський авіаційний інститут”; м. Харків; тел.: (066) 024-80-89; e-mail: v.v.nazarenko@khai.edu; ORCID: <https://orcid.org/0009-0000-8154-9131>.

Жуков Антон Юрійович (Zhukov Anton) – заступник директора з технічних питань, головний конструктор Товариства з обмеженою відповідальністю «Харківський Електро-Машинобудівний Завод», аспірант кафедри аеродинаміки Національного аерокосмічного університету ім. М.Є. Жуковського “Харківський авіаційний інститут”; м. Харків; тел.: (099) 074-01-95; e-mail: a.y.zhukov@khai.edu; ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-5229-1685>.