

*К.Е ПОТОПАЛЬСЬКА, О. О. ВОДКА*

## **ВИЗНАЧЕННЯ ПОВЕРХНІ ВІДГУКУ ЗА МІЦНІСТНИХ ТА ВІБРАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ЛОПАТКИ ПАРОВОЇ ТУРБИНИ**

Робота присвячена визначенню функції обмеження геометричних параметрів лопатки парової турбіни при заданих зовнішніх навантаженнях. Для цього була створена геометрична модель лопатки парової турбіни, що складається з тіла лопатки, хвостовика, бандажу. У якості параметрів, що будуть варіюватись було обрано кут оберту середнього перерізу відносно центру мас (який змінювався від 87 градусів до 92 градусів), а також довжину лопатки від бандажу до хвостовика (що змінювалась від 495 мм до 525 мм). На наступному етапі була створена скінчено-елементна сітка. Для побудованої моделі у області лопатки було створено впорядковану скінчено-елементну сітку. Визначено напружено-деформований стан лопатки при робочому режимі. При проведенні статичного аналізу у якості навантаження використовувалась робоча частота обертання, що дорівнює 50 Гц та у місці кріплення диску в хвостовику обмеження по усім напрямкам. Отримані еквівалентні напруження по Мізесу та переміщення в конструкції. Зона максимальних напружень знаходиться у місці кріплення лопатки до хвостовика, але вони не перевищують допустимі. Для визначення вібраційних характеристик лопатки парової турбіни був проведений її модальний аналіз із врахуванням переднапруженого стану від дії статичних навантажень. Отримано перші шість власних форм лопатки парової турбіни при зазначених початкових умовах. Частота, що відповідає першій формі співпадає з робочою частотою обертання (дорівнює 49 Гц), а наступні відповідають кратностям відповідно. На наступному етапі було проведено серію розрахунків для визначення поверхні відгуку на при заданих параметрах. Визначено поверхню відгуку для максимальних напружень по Мізесу та перших 4 форм власних коливань. На основі отриманих результатів досліджень коливань та НДС лопаток при варіюванні вхідних параметрів можна отримати функцію обмеження для вирішення задачі оптимізації.

**Ключові слова:** лопатка парової турбіни, міцність, власні частоти, поверхня відгуку.

The work is devoted the definition of the function of limiting the geometric parameters of the steam turbine blade at given external loads. For this, a geometric model of a steam turbine blade was created, consisting of a blade body, a shank, and a shroud. The variable parameters were the angle of rotation of the middle section relative to the center of mass (which varied from 87 degrees to 92 degrees), as well as the length of the blade (varied from 495 mm to 525 mm). At the next stage, a finite element mesh was created. For the constructed model, an ordered finite element mesh was created in the area of the blade. Determined the stress-strain state of the blade during the operating mode. When carrying out the static analysis, an rotation velocity of 50 Hz was used as a load, and at the point of attachment of the disk in the shank, fixed displacement of all directions were used. The equivalent von Mises stresses and displacement in the structure are obtained. The zone of maximum stresses is located at the point where the blade is attached to the shank, but they do not exceed the limits. To determine the vibration characteristics of a steam turbine blade, its modal analysis was carried out taking into account the prestressed state from the action of static loads. The first six eigen modes of a steam turbine blade are obtained under the indicated initial conditions. The eigen frequency corresponding to the first form coincides with the rotational velocity (equal to 49 Hz), and the subsequent ones correspond to the multiplicities, respectively. At the next stage, a series of calculations was carried out to determine the response surface for the given parameters. The response surface for the maximum von Mises stresses and the first 4 modes of natural vibrations are determined. On the basis of the obtained results of studies of oscillations and deformed state of the blades with varying input parameters, it is possible to obtain a constraint for solving the optimization problem.

**Keywords:** steam turbine blade, strength, frequencies, response surface.

**Вступ.** Ефективна робота парових турбін є важливою ланкою у енергозабезпеченні України. В даний час розробка та модернізація вже існуючих турбомашин з їх робочими елементами є важливою задачею, вирішення якої вимагає комплексного міждисциплінарного підходу. Вирішенням даної задачі присвячено багато вітчизняних та закордонних досліджень. Частина з них зусереджена на розробці математичних моделей для визначення міцності та прогнозування надійності елементів турбомашин, зокрема з використання 3D моделей та методу скінченних. Саме вони дозволяють проводити розрахунки параметрів течії робочого тіла, термогазодинамічних процесів на основі детальних 3D моделей та з використанням обчислюваних моделей великої обчислювальної складності. Аналогічні підходи з використання методу скінчених елементів використовуються для розрахунків міцності елементів проточної частини [1]. Крім того, значна увага приділяється дослідженню вільних коливань лопаток, а саме визначаються спектр частот, форм коливань, розподіл відносних напружень і частот, що обурюють гармонії. Оптимізації та підвищенню ефективності турбомашин приділяється багато уваги вітчизняними [3-6] і зарубіжними [7-8] вченими. На сьогодні всі світові турбобудівні фірми при створенні турбін нового

покоління в обов'язковому порядку використовують окремі сегменти оптимального проектування. Значна кількість робіт присвячена оптимізації окремих елементів проточної частини турбомашин, наприклад, турбінних профілів, турбінних лопаток і решіток, а також окремих турбінних ступенів тиску [1, 7, 9, 10, 11], що безумовно покращує показники якості турбомашин, але не забезпечує в повній мірі отримання оптимальної конструкції з максимальними показниками ефективності [11-15].

Метою даної роботи є визначення функції обмеження для подальшої оптимізації лопатки парової турбіни шляхом вирішення зв'язної задачі її напружено-деформованого стану при нормальному режимі роботи та власних коливань при параметричними геометричними характеристиках лопатки.

**1. Побудова параметричної моделі.** Для визначення функції обмеження геометричних параметрів лопатки парової турбіни при заданих зовнішніх навантаженнях, було створено параметричну тривимірну модель лопатки парової турбіни. Геометрична модель (рис.1) лопатки складається з тіла лопатки, хвостовика, бандажу. Лопатка була створена за перерізами. Для побудови

було обрано початковий, середній та кінцевий переріз. Хвостовик має форму гілки.

У якості параметрів, що будуть варіюватись було обрано кут оберту середнього перерізу відносно центру мас  $\alpha$ , а також довжину лопатки  $h$ .

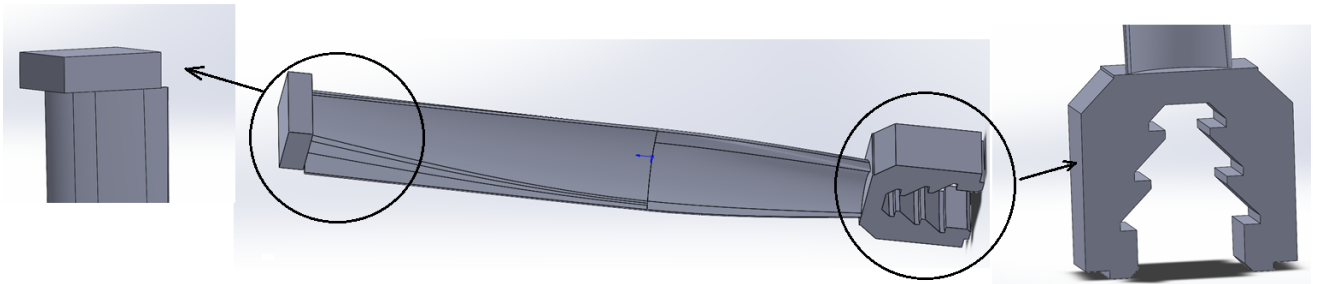


Рис. 1 – Геометрична модель лопатки парової турбіни

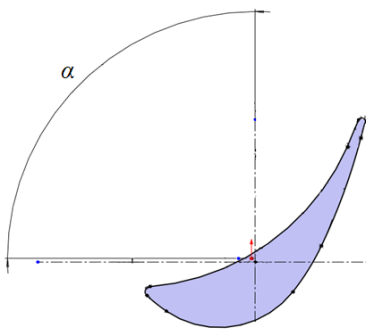


Рис. 2 – Поперечний середній переріз лопатки

Таблиця 2 - Граничні значення варіативних параметрів

	$\alpha$ , у градусах	$h$ , мм $h$ , мм
Мінімум	85	495
Максимум	95	525

На наступному етапі була створена скінчено-елементна сітка. Для побудованої моделі у області лопатки було створено впорядковану скінчено-елементну сітку. Розмір елемента був обраний 3 мм, після проведення тестових задач та визначення задовільної похибки.

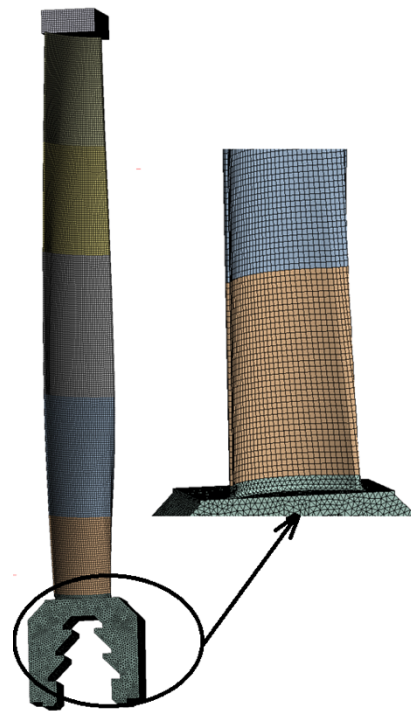


Рис. 3 – Скінчено-елементна сітка лопатки парової турбіни

## 2. Оцінка статичної міцності композиційного пера лопатки.

Для проведення статичного аналізу було задано такі умови:

- у якості навантаження використовувалась робоча частота обертання, що дорівнює 50 Гц.
- обмеження по усім напрямленням – у місці кріплення диску в хвостовику.

Визначено напружено-деформований стан лопатки при робочому режимі. Еквівалентні напруження по Мізесу зображено на рис. 4. Зона максимальних напружень знаходиться у місці кріплення лопатки до хвостовика, але вони не перевищують допустимі. Отримані напруження та місце їх локалізації корелюють з відомими дослідженнями.

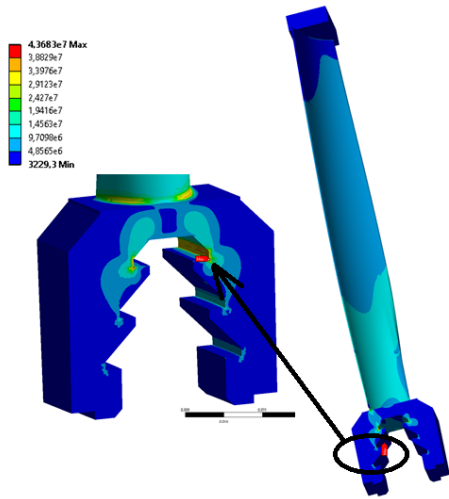


Рис. 4 – Еквівалентні напруження по Мізесу

Визначено переміщення при дії зовнішнього навантаження. Максимальні переміщення виникають у місці кріплення бандажу (рис.5)

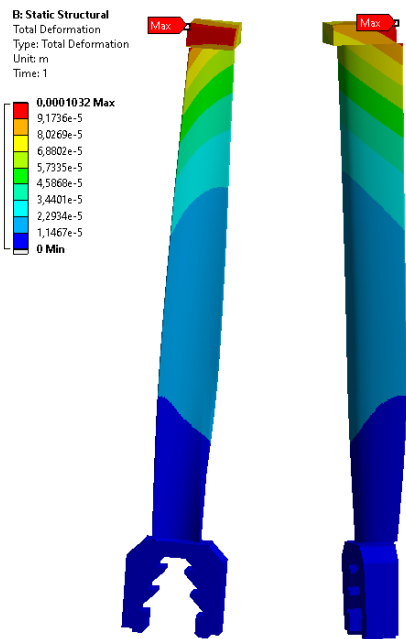
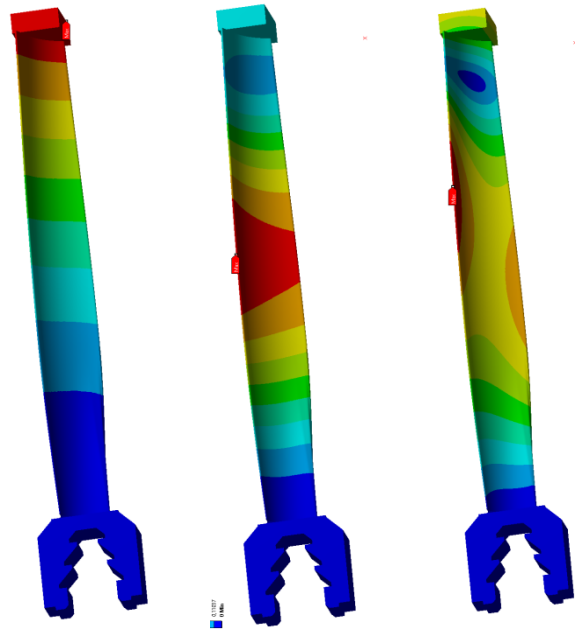
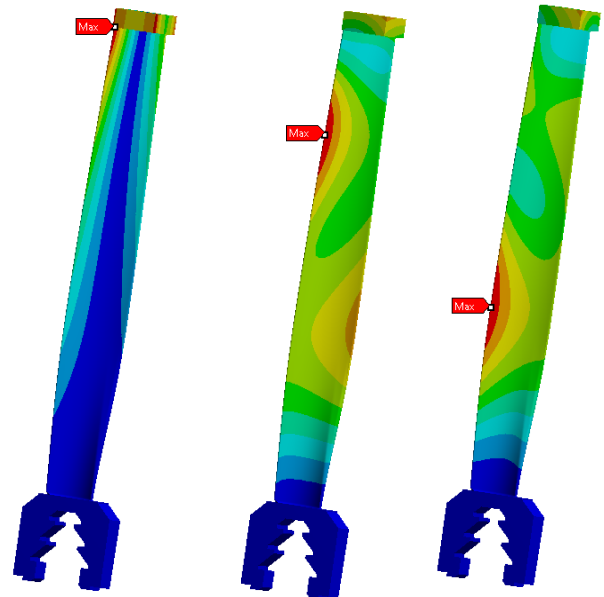


Рис. 5 – Сумарні переміщення у лопатці



а) б) в)



г) д) е)

Рис. 6 – Власні форми лопатки турбіни

Відповідно до форм значення власних частот показані у табл. 2.

Таблиця 2 - Значення власних частот

Номер форми	Власна частота, Гц
1 (а)	49,862
2 (б)	108,96
3 (в)	279,05
4 (г)	414,5
5 (д)	618,05
6 (е)	826,74

### 3. Модальний аналіз лопатки парової турбіни.

На даному етапі було здійснено модальний аналіз для лопатки з початковими геометричними параметрами та визначено власні форми та частоти для даного випадку. Для визначення вібраційних характеристик лопатки парової турбіни був проведений її модальний аналіз із врахуванням переднапруженого стану від дії статичних навантажень визначених у попередньому розділі. Отримано перші шість власних форм лопатки парової турбіни при зазначених початкових умовах.

Частота, що відповідає першій формі співпадає з робочою частотою обертання наступні відповідають кратностям відповідно.

#### 4. Визначення поверхні відгуку

На наступному етапі було проведено серію розрахунків для визначення поверхні відгуку на основі, якої буде побудована функція обмеження. Для цього в якості вхідних параметрів використовувалися обрано кут оберту середнього перерізу відносно центру мас ( $\alpha$ ) та довжина лопатки ( $h$ ), а в якості вихідного параметру - перша власна частота. У результаті розрахунків отримано поверхні відгуку. На рис.7 зображено поверхню відгуку для максимальних напружень по Мізесу. Відповідно до отриманих даних мінімальний рівень напружень спостерігається, коли вхідні параметри лопатки дорівнюють : ( $\alpha=87,75$  градусів) та довжина лопатки ( $h=505$  мм),

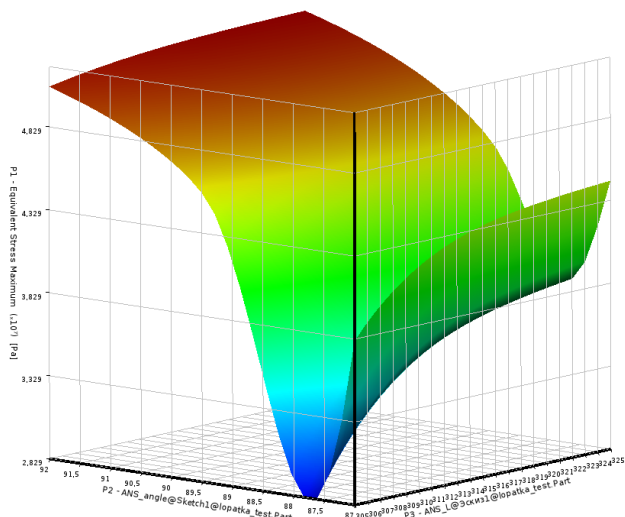


Рис. 7 – Поверхня відгуку при вихідному параметрі – максимальні еквівалентні напруження

Також були отримані поверхні відгуку при тих же вхідних параметрах (кут оберту середнього перерізу відносно центру мас ( $\alpha$ ) та довжина лопатки ( $h$ )) для першої власної форми та форм, що відповідають наступним трьом кратним частотам.

Характер розподілу значень при перших трьох формах схожий (рис.8-10). Максимальна різниця між значенням відповідної власної частоти та швидкістю оберту спостерігається при куті, що дорівнює  $\alpha=92$  градуса та довжина лопатки  $h=505$  мм.

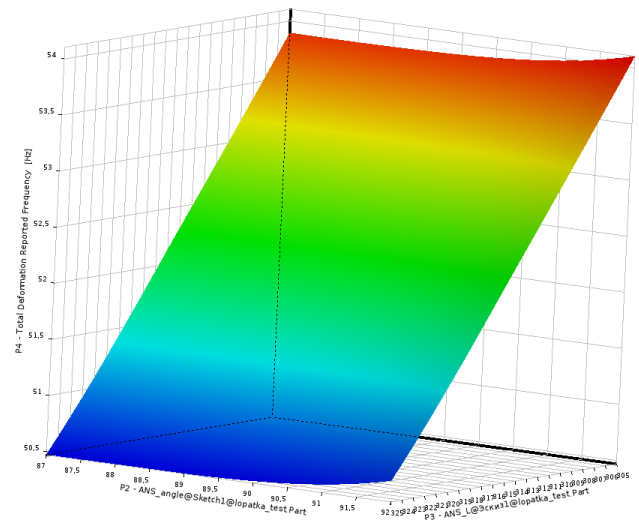


Рис. 8 – Поверхня відгуку при вихідному параметрі – перша власна форма

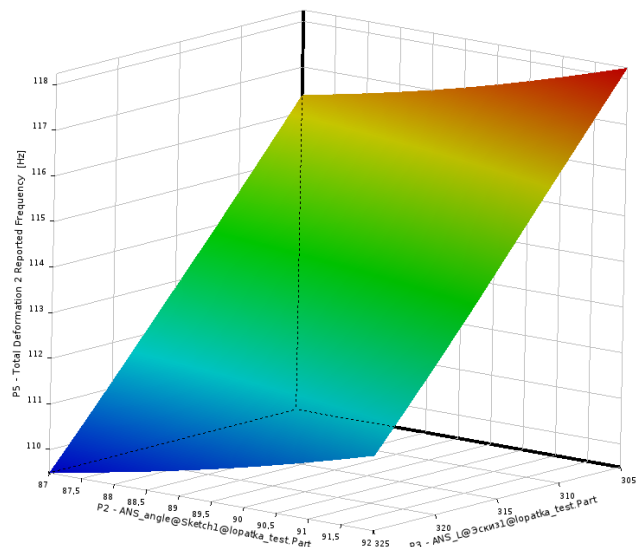


Рис. 9 – Поверхня відгуку при вихідному параметрі – друга власна форма

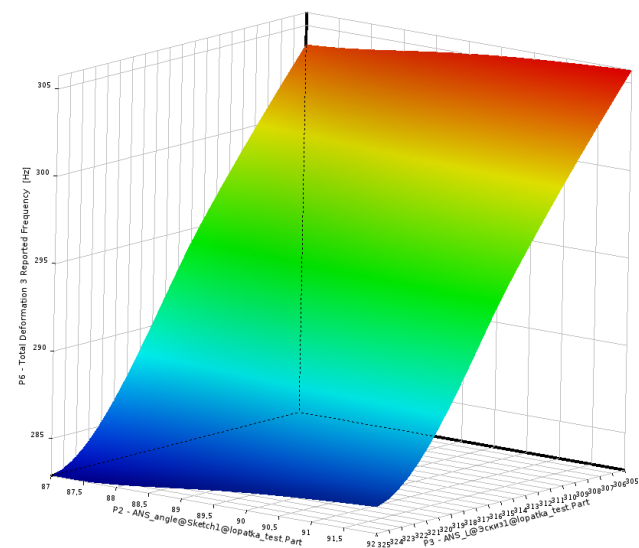


Рис. 10 – Поверхня відгуку при вихідному параметрі – третя власна форма

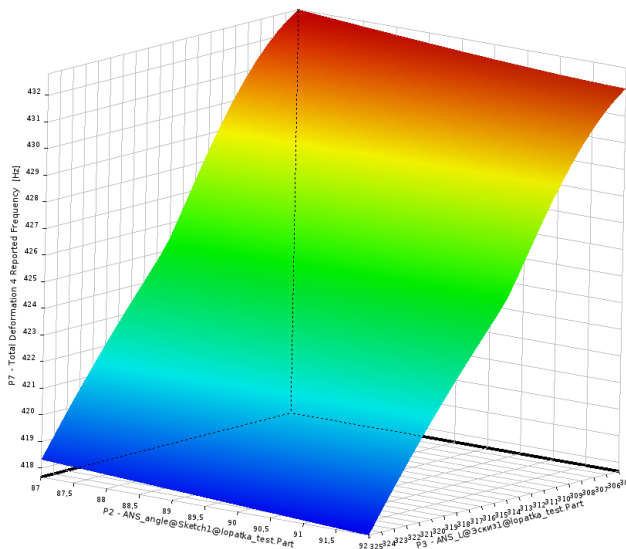


Рис. 11 – Поверхня відгуку при вихідному параметрі – чверта власна форма

Після аналізу отриманих функцій відгуку для різних власних форм можна зробити висновок, що у цьому випадку, при вхідних параметри лопатки, що дорівнюють :  $\alpha=87$  градусів та  $h=525$  мм. Тобто при цих параметрах значення власної частоти та відповідно наступних кратностей буде максимально більшим від робочої частоти.

**Висновки.** В роботі лопатки парової турбіни побудовано геометричну модель лопатки турбіни з змінним перерізом впродовж довжини лопатки. Побудовану модель було запараметризовано, де в якості параметрів обрано кут оберту середнього перерізу відносно центру мас, а також довжину лопатки. Для вхідних геометричних розмірів здійснено статичний аналіз, визначено зону та величину виникаючих максимальних еквівалентних напружень. Також визначено власні форми та частоти лопатки при преднапруженому стані. Далі було визначено поверхні відгуку для напружень та власних форм в залежності від вхідних параметрів (кут оберту середнього перерізу відносно центру мас та довжина лопатки) та визначено набори параметрів, які визначають кращий результат.

На основі результатів досліджень коливань та НДС лопаток при варіюванні вхідних параметрів можна отримати функцію обмеження для вирішення задачі оптимізації А також на наступному етапі планується отримати поверхню відгуку для задачі у циклосиметричній постановці та отримати апроксимації отриманих поверхонь.

#### Список літератури

1. Saxena S. Coupled mechanical, metallurgical and fem based failure investigation of steam turbine blade / S. Saxena, J. P. Pandey, R. S. Solanki[et al.] // Engineering Failure Analysis. — 2015. — Vol. 52. — P. 35–44. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.02.012>
2. Шубенко А.Л. Науково-методологічний підхід до створення енергозберігаючих технологій на основі встановлення турбін малої потужності на низькокиплячих робочих тілах / А.Л. Шубенко и [др.] // Вісник Національного технічного

університету "ХПІ". Сер. : Гідравлічні машини та гідроагрегати : зб. наук. пр. – Харків : НТУ "ХПІ", 2019. – № 2. – С. 30-42.

3. Русанов А. В. Високоэффективная когенерационная энергоустановка с глубокой рекуперацией на основе повтрянного цикла Брайтона / А. В. Русанов, А. О. Костіков, О. Л. Шубенко, Д. Х. Харлампіди, В. О. Тарасова, О. В. Сенецький // Проблеми машинобудування. — 2019. — Т. 22, № 4. - С. 12-23.
4. Palkov, I Напружено-деформований стан елементів парових турбін в умовах пластичного деформування. / & Palkov, S. // Ядерна та радіаційна безпека. — 2020 — 4(88). -С. 14-17. [https://doi.org/10.32918/nrs.2020.4\(88\).02](https://doi.org/10.32918/nrs.2020.4(88).02)
5. Н. Г. Шульженко. Напружений стан замкового з'єднання робочих лопаток турбіни / Н. Г. Шульженко, Н. Н. Гришин, И. А. Пальков. // Проблеми машинобудування, 2013, Т. 16, № 3 с. 37-45.
6. Фурсова Т. Н. Напружено-деформований стан грибоподібних хвостових з'єднань робочих лопаток парових турбін / Т. Н. Фурсова // Східноєвропейський журнал передових технологій - 2014. - № 1(7). - С. 44-47.
7. Weidtmann K. High efficient steam turbine design based on automated design space exploration and optimization techniques / K. Weidtmann, P. Bühler, E. Braining[et al.]. — EUROPEAN TURBOMACHINERY SOCIETY, 2017. <https://doi.org/10.29008/ETC2017-243>
8. Tanuma T. Design and analysis for aerodynamic efficiency enhancement of steam turbines / T. Tanuma // Advances in Steam Turbines for Modern Power Plants. — 2017. — P. 109–126. <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100314-5.00006-3>
9. Jang H. J. Performance analysis of a multi-stage ultra-supercritical steam turbine using computational fluid dynamics / H. J. Jang, S. Y. Kang, J. J. Lee[et al.] // Applied Thermal Engineering. — 2015. — Vol. 87. — P. 352–361. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.05.007>
10. Taghavi-Zenouz R. Preliminary design optimization of profile losses in multi-stage axial compressors based on complex method / R. Taghavi-Zenouz, S. M. Afzali // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering. — 2008. — Vol. 222, No. 7. — P. 951–961. <https://doi.org/10.1243/09544100JAERO372>
11. Lihua C. Strain-life estimation of the last stage blade in steam turbine during low volume flow conditions / Lihua C., Meichao X., Huanhuan L., Heyong S. // Engineering Failure Analysis V. 125, July 2021, 105399 <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2021.105399>
12. Zhu S. P. Computational-experimental approaches for fatigue reliability assessment of turbine bladed disks / S. P. Zhu, Q. Liu, W. Peng, X. C. Zhang // International Journal of Mechanical Sciences. — 2018. — Vol. 142–143. — P. 502–517. <https://doi.org/10.1016/j.ijmeccsci.2018.04.050>
13. Niu X.-P. Probabilistic modeling of uncertainties in fatigue reliability analysis of turbine bladed disks / X.-P. Niu, R.-Z. Wang, D. Liao[et al.] // International Journal of Fatigue. — 2020. — P. 105912 <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2020.105912>
14. Mojaddam M. Optimal design of the volute for a turbocharger radial flow compressor / M. Mojaddam, A. Hajilouy Benisi, M. R. Movahhedy // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering. — 2015. — Vol. 229, No. 6. — P. 993–1002. <https://doi.org/10.1177/0954410014542448>
15. Hua H. Failure analysis of steam turbine blade roots // Hua H., Zhunbei Zh., Zhanjun Y., Xiaochen W., Yuxing W. // Engineering Failure Analysis. — 2020. — Vol. 115 — P. 104629. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104629>

#### References (transliterated)

1. Saxena S. Coupled mechanical, metallurgical and fem based failure investigation of steam turbine blade / S. Saxena, J. P. Pandey, R. S. Solanki[et al.] // Engineering Failure Analysis. — 2015. — Vol. 52. — P. 35–44. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.02.012>
2. SHubenko A. L. Naukovo-metodologichnij pidhid do stvorennya energozberigayuchih tekhnologij na osnovi vstanovlennya turbin maloї potuzhnosti na niz'kokiplyachih robocnih tilah / A. L. SHubenko i [dr.] // Visnik Nacional'nogo tekhnichnogo universitetu "HPI". Ser. : Gidravlichni mashini ta gidroagregati : zb. nauk. pr. – Harkiv : NTU "HPI", 2019. – № 2. – С. 30-42.
3. Rusanov A. V. Vysokoeffektivnaya kogeneracionnaya energoustanovka s glubokoj rekuperaciej na osnove vozdušnogo cikla



- Brajtona / A. V. Rusanov, A. O. Kostikov, O. L. SHubenko, D. H. Harlampidi, V. O. Tarasova, O. V. Senec'kij // Problemy mashinostroeniya. – 2019. – T. 22, N 4. – S. 12-23.
4. Palkov, I. Napruzhenno-deformovaniy stan elementiv parovih turbin v umovah plastichnogo deformuvannya. / & Palkov, S. // YAderna ta radiacijna bezpeka. – 2020 – 4(88). -S. 14-17. [https://doi.org/10.32918/nrs.2020.4\(88\).02](https://doi.org/10.32918/nrs.2020.4(88).02)
  5. SHul'zhenko N. G. Napryazhennoe sostoyanie zamkovogo soedineniya rabochih lopatok turbiny / N. G. SHul'zhenko, N. N. Grishin, I. A. Pal'kov. // Probl. mashinostroeniya, 2013, T. 16, № 3 s. 37-45.
  6. Fursova T. N. Napryazhenno-deformirovannoe sostoyanie gribovidnyh hvostovyh soedinenij rabochih lopatok parovyh turbin / T. N. Fursova // Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovyh tekhnologij. - 2014. - № 1(7). - S. 44-47.
  7. Weidtmann K. High efficient steam turbine design based on automated design space exploration and optimization techniques / K. Weidtmann, P. Bühler, E. Braining[et al.]. — EUROPEAN TURBOMACHINERY SOCIETY, 2017. <https://doi.org/10.29008/ETC2017-243>
  8. Tanuma T. Design and analysis for aerodynamic efficiency enhancement of steam turbines / T. Tanuma // Advances in Steam Turbines for Modern Power Plants. — 2017. — P. 109–126. <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100314-5.00006-3>
  9. Jang H. J. Performance analysis of a multi-stage ultra-supercritical steam turbine using computational fluid dynamics / H. J. Jang, S. Y. Kang, J. J. Lee[et al.] // Applied Thermal Engineering. — 2015. — Vol. 87. — P. 352–361. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.05.007>
  10. Taghavi-Zenouz R. Preliminary design optimization of profile losses in multi-stage axial compressors based on complex method / R. Taghavi-Zenouz, S. M. Afzali // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering. — 2008. — Vol. 222, No. 7. — P. 951–961. <https://doi.org/10.1243/09544100JAERO372>
  11. Lihua C. Strain-life estimation of the last stage blade in steam turbine during low volume flow conditions / Lihua C., Meichao X., Huanhuan L., Heyong S. // Engineering Failure Analysis V. 125, July 2021, 105399 <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2021.105399>
  12. Zhu S. P. Computational-experimental approaches for fatigue reliability assessment of turbine bladed disks / S. P. Zhu, Q. Liu, W. Peng, X. C. Zhang // International Journal of Mechanical Sciences. — 2018. — Vol. 142–143. — P. 502–517. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2018.04.050>
  13. Niu X.-P. Probabilistic modeling of uncertainties in fatigue reliability analysis of turbine bladed disks / X.-P. Niu, R.-Z. Wang, D. Liao[et al.] // International Journal of Fatigue. — 2020. — P. 105912 <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2020.105912>
  14. Mojaddam M. Optimal design of the volute for a turbocharger radial flow compressor / M. Mojaddam, A. Hajilouy Benisi, M. R. Movahhedy // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering. — 2015. — Vol. 229, No. 6. — P. 993–1002. <https://doi.org/10.1177/0954410014542448>
  15. Hua H. Failure analysis of steam turbine blade roots // Hua H., Zhunbei Zh., Zhanjun Y., Xiaochen W., Yuxing W. // Engineering Failure Analysis. — 2020. — Vol. 115— P. 104629. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104629>

Надійшло (received) 29.11.2021

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Потопальська Ксенія Євгеївна (Potopalska Ksenia)** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри Математичного моделювання та інтелектуальних обчислень в інженерії; тел.: (063) 411 80 83; e-mail:Kseniia.potopalska@khpi.edu.ua; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8184-4229>

**Водка Олексій Олександрович (Vodka Oleksii)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри Математичного моделювання та інтелектуальних обчислень в інженерії; тел.: (057) 707-68-79; e-mail: [oleksii.vodka@gmail.com](mailto:oleksii.vodka@gmail.com); ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4462-9869>