

*Ю. М. ВАСЬКОВСЬКИЙ, О. А. ГЕРАСКІН*

## ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ РОТОРА ТУРБОГЕНЕРАТОРА ПРИ УШКОДЖЕННІ СТАЛІ

Досліджуються механічні напруження і деформації в сталі ротора турбогенератора при появі тріщин в зоні центрального отвору і в зоні малого зубця ротора в тривимірній постановці. За результатами досліджень визначено, що найбільші механічні напруження виникають в зоні навколо внутрішньої поверхні центрального отвору ротора турбогенератора, тріщини в цій зоні глибиною близько 10 мм можуть призвести до руйнації ротора турбогенератора.

**Ключові слова:** турбогенератор, ротор, механічні напруження, деформація, тріщина, вібрація.

Исследуются механические напряжения и деформации в стали ротора турбогенератора при появлении трещин в зоне центрального отверстия и в зоне малого зубца ротора в трехмерной постановке. По результатам исследований установлено, что наибольшие механические напряжения возникают в зоне вокруг внутренней поверхности центрального отверстия ротора турбогенератора, трещины в этой зоне глубиной около 10 мм могут привести к разрушению ротора турбогенератора.

**Ключевые слова:** турбогенератор, ротор, механические напряжения, деформация, трещина, вибрация.

**Purpose.** Investigation of the stress-strain state of the rotor of turbogenerator, which has damage in the form of cracks in the array of rotor barrel. **Methodology.** In the article mechanical stresses and deformations in the turbogenerator rotor's steel in a three-dimensional formulation are investigated by methods of mathematical modeling. **Results.** It is determined that the most mechanically region tensed is around the inner surface of the central opening of the turbogenerator rotor. In the nominal mode of operation, the crack in the central opening area of about 10 mm is critical for the turbogenerator. The appearance of a crack in the area of a small tooth contributes to breaking the tooth, which can damage the entire turbogenerator. **Originality.** The article continues analytical research and uses field methods based on the numerical solution of differential equations of structural mechanics using the finite element method. **Practical value.** The obtained results can be taken into account at the design stage of the turbogenerator, as well as when developing a system of diagnostic features for the diagnosis of the rotor damages. It is recommended in the process of turbogenerator rotor defectoscopy primarily to investigate the surface of the central hole of the rotor, because there is a high probability of cracks.

**Keywords:** turbogenerator, rotor, mechanical stress, deformation, crack, vibration.

**Вступ.** Аварійний вихід з ладу потужного турбогенератора (ТГ), викликаний руйнацією конструкції ротора, призводить до катастрофічних наслідків і величезних економічних збитків. Ремонт ТГ і поновлення роботи енергоблоку може тривати декілька місяців, причому, кожен день непланового простою одного блоку призводить до збитків приблизно в 1–2 млн. грн. на добу. Особливістю функціонування електроенергетичних мереж України є взаємозалежність термінів виконання ремонтних робіт на різних електростанціях. Наприклад, діючими інструкціями заборонено виводити з експлуатації один із 2-х блоків Хмельницької АЕС, якщо у цей час проводиться ремонт одного з блоків на Рівненській АЕС, і навпаки. Тому практика функціонування енергосистем повинна повністю виключати раптові аварії в енергоблоках електростанцій з катастрофічними техніко-економічними наслідками. Це збільшує актуальність проблеми підвищення надійності роботи ТГ, а також розробки достовірних методів діагностування та моніторингу їх технічного стану [1].

Натепер ТГ на українських теплових та атомних електростанціях вже відпрацювали свій гарантований ресурс. Тому поступово відбувається процес оновлення і модернізації наявних ТГ зі збільшенням їх потужності. На практиці через значну вартість виготовлення нових масивних роторів ТГ зазвичай прагнуть використовувати існуючі ротори ТГ, що відпрацювали встановлений термін роботи. Проводиться рентгеноскопія роторів, визначається їх технічний стан, зокрема відсутність тріщин ротора,

відсутність сколів чи відламаних частин зубців ротора ТГ, тощо. За відсутності цих ушкоджень бочку ротора оснащують новою обмоткою і цей ротор знову запускають в роботу. Але залізо бочки ротора, що відпрацювало тривалий час при змінних механічних та електромагнітних напруженнях, має погіршені пружні властивості матеріалу. При подальшій експлуатації такого ротора підвищується вірогідність виникнення та швидкого розвитку у ньому тріщин.

Можна виділити дві конструктивні зони ротора, в яких виникають підвищені концентрації механічних напружень – ділянки біля основи зубців ротора і зона центрального отвору (ЦО) ротора. ЦО використовується для зменшення механічних напружень в бочці ротора ТГ, для дефектоскопії бочки ротора ТГ, підведення електроживлення обмотки збудження, підведення охолодження ТГ, тощо. Виявлення тріщин в зупиненому і витягнутому роторі ТГ здійснюється за допомогою рентгеноскопії та візуального огляду. Але на відміну від зубцево-пазової зони ротора можливість достовірного виявлення тріщин в зоні ЦО є значно меншою внаслідок ускладненого доступу в цю зону діагностичних приладів і інш. Тому дефектоскопія не забезпечує в повній мірі надійне діагностування тріщин в роторі ТГ.

Виникнення і подальший розвиток тріщини в роторі, зокрема, в зоні ЦО супроводжується значним збільшенням локальних механічних напружень та зміною вібрацій ротора, що може бути виявлено методами вібраційної діагностики, особливою яких є

© Ю. М. Васьковський, О. А. Гераскін, 2019

висока чутливість [2, 3]. Тому важливим є виявлення тріщин на ранній стадії їх розвитку. В статтях [4, 5] аналітичними методами досліджено умови виникнення і зростання тріщин в роторі ТГ внаслідок електродинамічних впливів в аномальних режимах. Але аналітичні підходи при розрахунках механічних напружень в ТГ не дозволяють достовірно визначити максимальні локальні збільшення напружень, викликані появою дефектів. Тому в даній статті, яка продовжує дослідження статті [5], були використані польові методи, в основу яких покладено чисельний розв'язок диференціальних рівнянь структурної механіки за допомогою метода скінченних елементів.

**Мета досліджень.** Дослідити напружено-деформований стан ротора турбогенератора, що має ушкодження у вигляді тріщин в масиві бочки ротора. Отримані результати можуть бути враховані на етапі проектування ТГ, а також при розробці системи діагностичних ознак для діагностування ушкоджень ротора.

**Об'єкт дослідження.** Для дослідження вибрано турбогенератор типу ТГВ-200 потужністю 200 МВт, який вже тривалий час експлуатується на електростанціях України. ТГ має наступні основні дані: зовнішній діаметр бочки ротора  $D_R = 1,075$  м; діаметр центрального отвору  $D_{ЦО} = 120$  мм; довжина бочки ротора  $L_R = 5,1$  м; відстань між опорами валу ротора  $L_0 = 8,1$  м; кількість зубців/зубцевих поділок ротора  $Z_2/Z_Z = 36/52$ ; частота обертання ротора  $n = 3000$  об/хв; температурний коефіцієнт розширення сталі ротора  $\alpha = 11,7 \cdot 10^{-6}$  1/град. Для вирівнювання жорсткості ротора по поздовжній і поперечній осям в великих зубцях ротора фрезеровано малі пази, які заповнені феромагнітними вставками. Суцільний ротор ТГ виготовлений зі сталевго сплаву марки 35ХНЗМА, матеріал обмотки ротора – мідь. Механічні характеристики матеріалів, з яких виготовлено окремі елементи конструкції ротора наведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Механічні характеристики матеріалів ротора ТГ

Матеріал	Модуль Юнга $E$ , МПа	Коефіцієнт Пуассона $\nu$
Сталь	210	0,3
Дюралюміній (клини)	74	0,34
Мідь (обмотка)	110	0,35

**Математична модель.** Математична модель стаціонарного напружено-деформованого стану ротора ТГ базується на системі відомих диференціальних рівнянь в часткових похідних, які використовуються при розв'язанні стаціонарних задач структурної механіки [6, 7]. Математична модель чисельно реалізована методом скінченних елементів в розділі Structural Mechanics програмного комплексу COMSOL Multiphysics [8] для тривимірної геометричної моделі ротора, наведеної на рис. 1, 2.

Основною розрахунковою величиною для аналізу напружено-деформованого стану ротора ТГ

був обраний тензор механічного напруження (ТМН) за фон Мізесом, який використовується при аналізі міцності конструкцій. ТМН за фон Мізесом характеризує усереднене значення механічних напружень, що виникають в одиниці об'єму матеріалу під впливом спільної дії силових факторів різного просторового напрямку і різної фізичної природи. Оскільки досліджувалися перш за все механічні напруження в сталі ротора ТГ, то отримані розрахункові значення ТМН порівнювалися з критичними механічними характеристиками сталі 35ХНЗМА, а саме: межею її міцності, яка становить  $\sigma_{M_{цл}_{Fe}} = 676$  МПа і межею плинності  $\sigma_{M_{пл}_{Fe}} = 541$  МПа [5].

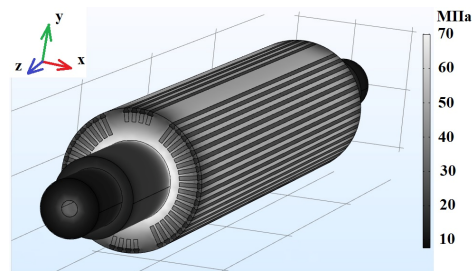


Рис. 1 – Розподіл ТМН в роторі ТГ

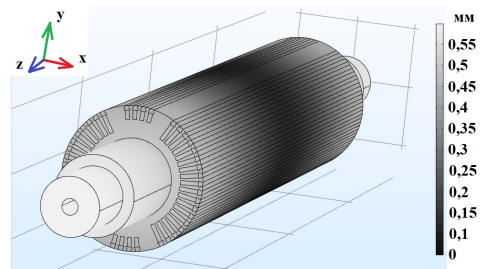


Рис. 2 – Розподіл деформації ротора ТГ

Дослідження напружено-деформованого стану ротора здійснюються для сталого номінального режиму роботи ТГ, при якому ротор обертається з номінальною швидкістю, на ротор діє номінальний електромагнітний момент та існує нерівномірний уздовж радіуса нагрів масиву ротора, обумовлений тепловими втратами в роторі.

В математичній моделі враховані наступні силові фактори, які викликають механічні напруження в роторі ТГ.

1. *Механічні напруження від дії відцентрових сил при номінальній частоті обертання.* Основною силою, що діє на будь-який елементарний об'єм ротора ТГ, є відцентрова сила, яка визначається як  $F_{вц} = \omega^2 R_{цт} G$ , де  $\omega$  – кутова швидкість;  $R_{цт}$  – відстань від центру ваги елементарного об'єму ротора до осі обертання;  $G$  – маса елементарного об'єму ротора ТГ. Ця розподілена сила діє по усьому об'єму ротора.

2. *Механічні напруження від номінальних електромагнітних навантажень.* Ця складова механічних напружень в роторі ТГ обумовлена дією номінального електромагнітного моменту ТГ, який прикладається, в основному, до осердя ротора. В ТГВ-200 при номінальній потужності 200 МВт значення електромагнітного моменту дорівнює  $M_{ем} = 650 \cdot 10^3$  Н·м,

а повне зусилля на ротор становить  $F_{cm} = 1209 \cdot 10^3$  Н. В математичній моделі це зусилля відображено у вигляді граничної умови на поверхні коронок зубців ротора – заданою лінійною густиною сили  $f_{cm} = F_{cm}/(\pi \cdot D_R - Z_2 \cdot b_n) = 510 \cdot 10^3$  Н/м, яка спрямована по дотичній до зовнішньої поверхні ротора, де  $b_n$  – ширина паза ротора.

3. *Механічні напруження від вигину ротора під дією сили тяжіння.* Ці напруження виникають внаслідок закріплення валу ротора на опорах (підшипниках).

4. *Термомеханічні напруження в роторі від нерівномірного його нагрівання.* Розподіл температури вздовж радіуса ротора ТГ характеризується істотною неоднорідністю, що обумовлено нерівномірним розташуванням джерел тепловиділення і відмінністю умов тепловіддачі з поверхонь охолодження ротора. Цей розподіл визначений за результатами розрахунку теплового поля ротора ТГ в номінальному режимі роботи [9] і заданий як вхідні дані в математичній моделі. Слід зазначити, що неоднорідність розподілу температури в роторі ТГ посилюється в несиметричних і асинхронних режимах роботи ТГ, в яких виникають додаткові втрати потужності від вихрових струмів в масивному роторі. При різниці температур між більш нагрітими внутрішніми ділянками (в зоні дна паза ротора) і ділянками на поверхні ЦО ротора усередині сталі ротора виникають термомеханічні напруження: на поверхні – стискаючі, на внутрішніх волокнах – розтягуючі.

Результати моделювання. 1. *Неушкоджений ротор.* З метою дослідження розподілу ТМН в масиві ротора і визначення внеску окремих силових факторів в сумарні механічні напруження спочатку наведемо розрахункові результати для масивного ротора, який не має ушкоджень у вигляді тріщин. Для аналізу внеску в сумарні механічні напруження кожного з перерахованих факторів проведено серію розрахунків, в кожному з яких діє тільки один з факторів, а також розрахунки при спільній дії усіх зазначених навантажувальних факторів.

Встановлено, що максимальне значення ТМН виникає від радіальних відцентрових сил і спостерігається на внутрішній поверхні яра ротора (на поверхні ЦО ротора). При номінальній швидкості обертання ротора це значення становить  $\sigma_{вц\_max} = 193$  МПа. В зоні основи зубців ротора навіть з урахуванням коефіцієнту концентрації напружень, викликаних наявністю фрезерованих пазів [2, 5], ТМН є меншим і становить 73 МПа.

Максимальне розрахункове значення ТМН від дії тільки електромагнітного моменту виникає біля основи зубців ротора і становить  $\sigma_{em\_max} = 2$  МПа. В зоні ЦО це значення не перевищує 5 МПа. Ці значення є суттєво меншими ніж напруження від дії відцентрових сил.

Максимальні механічні напруження від дії на ротор тільки сили тяжіння, яка викликає прогин ротора, виникають на середині довжини бочки ротора. Уздовж діаметру ротора у цьому перетині найбільші напруження виникають біля основи зубців ротора і складають  $\pm 20,9$  МПа. Ці зусилля періодично з час-

тотою обертання ротора змінюють знак (напрям дії). В зоні ЦО маємо  $\sigma_{таж\_max} = \pm 20,3$  МПа. Зазначені величини є також істотно меншими, ніж напруження від відцентрової сили.

Максимальне значення ТМН в номінальному режимі роботи ТГ тільки від дії термомеханічних напружень при розрахунковому перепаді температури уздовж радіуса ротора по вісі  $q$  між поверхнею ротора і ЦО, яке дорівнює  $36^\circ\text{C}$ , виникає в зоні центрального отвору і становить  $\sigma_{tm\_max} = 8,12$  МПа. В аварійних режимах, наприклад в асинхронному режимі, перепад температури і відповідно термомеханічні напруження можуть бути істотно вищими за рахунок теплових втрат в масиві ротора.

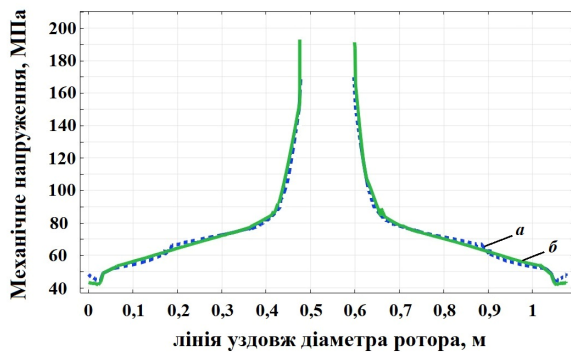
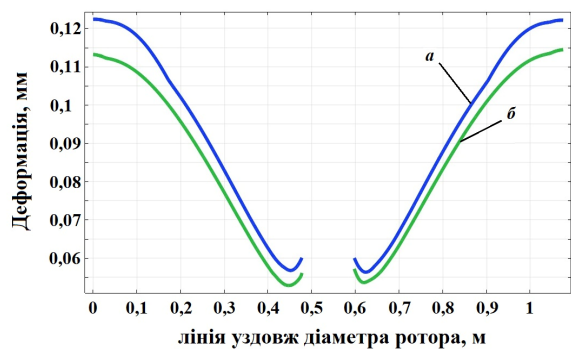
Сумарне механічне напруження від спільної дії усіх зазначених факторів, яке знаходиться як середньоквадратичне значення усіх складових, дорівнює: на поверхні ЦО  $\sigma_{max} = 193$  МПа, біля основи зубців ротора  $\sigma_{max} = 73$  МПа.

Знайдені величини механічних напружень істотно менші, ніж межа плинності сталі ротора  $\sigma_{m\_пл\_Fe}$ . Тому всі вище перераховані фактори навіть з урахуванням їх спільної дії не можуть викликати появу тріщин в металі ротора, як в зоні основи зубців, так і на внутрішній поверхні ротора. Таким чином конструкція ротора забезпечує певний запас його міцності, який гарантує тривалу експлуатацію ТГ в номінальних режимах, навіть з урахуванням поступової втомної деградації структури матеріалу внаслідок багаточислових навантажень. В попередній роботі авторів [5] показано, що тільки у разі ударних електромагнітних навантажень, наприклад, при раптово-му короткому замиканні ТГ або неправильній його синхронізації з мережею, виникають напруження, які наближені до межі міцності сталі ротора і можуть спричинити його руйнацію.

Певне значення має аналіз відмінності напружено-деформованого стану ротора уздовж поперечної  $q$  та повздовжньої  $d$  осей ротора. Це обумовлено різною жорсткістю ротора по двох осях: по осі  $d$  ротор має більшу жорсткість через наявність великих зубців в порівнянні з жорсткістю ротора по поперечній осі  $q$ , уздовж якої розташовані пази ротора з обмоткою збудження. На рис. 3 і рис. 4 показано розподіл ТМН та деформації ротора уздовж осей  $q$  і  $d$  в площині перерізу, проведеному через середину довжини бочки ротора.

З рис. 3 видно, що хоча розподіл величини ТМН вздовж діаметру ротора для осей  $d$  та осей  $q$  мають однаковий характер, але на осі  $d$  в зоні ЦО спостерігаються суттєво (на 21,2 %) вищі значення ТМН ніж ТМН на осі  $q$ . Величини ТМН уздовж осей  $d$  і  $q$  збільшуються від поверхні ротора до центру ротора. Зокрема, на поверхні великого зубця значення ТМН становить  $\sigma = 43$  МПа, а ближче до центру ротора в зоні навколо ЦО ротора значення ТМН становить  $\sigma = 170-193$  МПа.

Певне збільшення ТМН спостерігається також на торцях бочки ротора в зонах переходу від діаметра бочки ротора до діаметра валу ротора (див. рис. 1).

Рис. 3 – Розподіл ТМН: а – по осі  $q$ ; б – по осі  $d$ Рис. 4 – Розподіл величини деформації: а – по осі  $q$ ; б – по осі  $d$ 

В показаних на рис. 4 графіках розподілу величин деформації матеріалу ротора ТГ за точку відліку прийнято центр ротора – тому спостерігається зростання деформацій від центру ротора до його поверхні. З рис. 4 видно, що деформація матеріалу в поперечному перерізі не є однаковою по поздовжній і поперечній осям. Зокрема на поверхні великого зубця значення деформації становить 0,117 мм, а на поверхні малого зубця значення дорівнює 0,127 мм. Максимальне значення деформації матеріалу спостерігається на торцях ротора ТГ і становить 0,58 мм (див. рис. 2).

Відмінність значень ТМН і деформацій уздовж різних осей ротора спричиняє додаткові вібрації ротора на подвійній частоті його обертання (100 Гц). Для їх зменшення необхідно виконувати оптимальний з механічної точки зору вибір конструкції ротора ТГ, забезпечуючи однаковий розподіл ТМН уздовж  $q$  і  $d$  осей, наприклад, шляхом оптимального вибору геометрії додаткових пазів на великих зубцях ротора.

Таким чином, найбільші сумарні механічні напруження в роторі при експлуатації ТГ виникають саме в зоні ЦО, що робить вірогідним появу ушкоджень матеріалу у вигляді тріщин саме в цій зоні ротора.

У зв'язку з цим було проведено дослідження значень механічних напружень в зоні ЦО ротора ТГ в залежності від діаметру ЦО, результати яких представлено на рис. 5. Взавши за відносну одиницю існуючий діаметр ЦО (120 мм), була проведена серія розрахунків при зміні діаметру від 60 мм до 300 мм. На рис. 5 показана залежність механічних напружень в зоні ЦО від діаметру ЦО. Встановлено, що

зміна діаметру ЦО в зазначених межах призводить до збільшення ТМН всього приблизно на 10 МПа (на 5%), тобто вибір діаметру ЦО може проводитися з урахуванням чинників практичної (технологічної) доцільності без огляду на його вплив на величину ТМН в зоні ЦО.

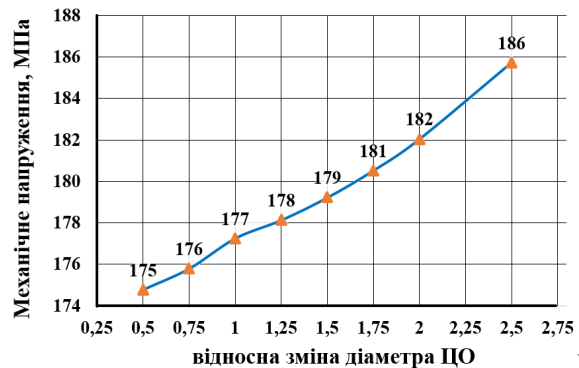


Рис. 5 – Залежність механічних напружень в зоні ЦО від діаметру ЦО

2. *Ротор з тріщиною.* Оскільки область металу навколо ЦО ротора є найбільш механічно напруженою (максимальне значення ТМН  $\sigma_{\max} = 193$  МПа), то доцільно дослідити зміну ТМН саме в цій області. Розглядалася тривимірна модель ротора ТГ, в якій на поверхні ЦО змодельована аксіальна розвинута уздовж всієї довжини ротора тріщина заданої глибини. В моделі досліджувалися тріщини глибиною від 1 мм до 10 мм.

На рис. 6 показана картина розподілу ТМН в зоні тріщини в поперечному перетині ротора, проведеному через середину довжини ротора в області ЦО. З рис. 6 видно, що в зоні дна тріщини виникають локальні механічні напруження великої інтенсивності. Саме ці напруження призводять до швидкого розвитку тріщини, збільшуючи її глибину.

Результати моделювання відображено на графіку рис. 7, на якому показана залежність величини ТМН на дні тріщини від глибини тріщини. Для зменшення розрахункових похибок, викликаних великим градієнтом функції ТМН в зоні дна тріщини, величина ТМН визначалася як середнє її значення в межах невеликого кола, розташованого біля дна тріщини і показано на рис. 6. На рис. 8 показана картина розподілу ТМН при наявності тріщини в зоні ніжки малого зубця, розташованого по осі  $q$  в поперечному перетині ротора.

З рис. 8 видно, що максимальна величина ТМН при появі тріщини в зоні ЦО значно збільшується в порівнянні з неушкодженим ТГ і може доходити до значень, що перевищують не тільки межу пластичності сталі ротора ТГ, але і межу її міцності. Так, в неушкодженому ТГ максимальна величина ТМН на поверхні ЦО становить усього 193 МПа, а при появі на поверхні ЦО аксіальної тріщини глибиною лише 5 мм локальні механічні напруження на її дні зростають вже до 535 МПа і стають співрозмірними з межею пластичності сталі ротора ТГ. При зростанні тріщини до 10 мм величина ТМН збільшується до 702 МПа, що перевищує межу міцності сталі ротора.

Тобто після досягнення тріщиною глибини 10 мм може відбутися подальше лавиноподібне її збільшення і руйнація ротора.

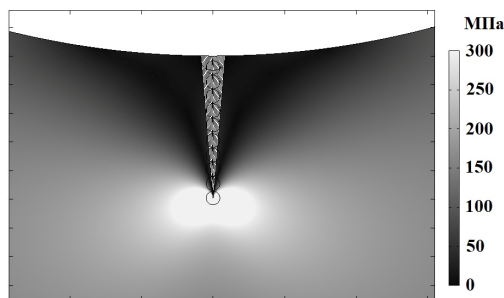


Рис. 6 – Розподіл ТМН в зоні ЦО при наявності тріщини глибиною 10 мм

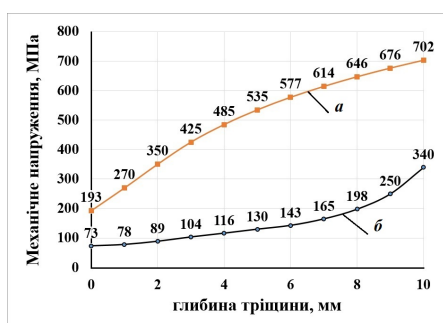


Рис. 7 – Залежність ТМН на дні тріщини від її глибини: а – тріщина біля ЦО; б – тріщина в основі зубця

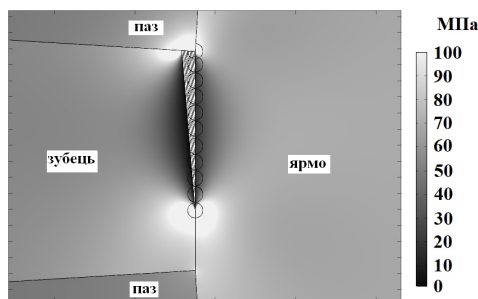


Рис. 8 – Розподіл ТМН в зоні основи зубця при наявності тріщини глибиною 10 мм

Поява тріщини в зоні малого зубця (див. рис. 7) також збільшує величину ТМН, але при однакових глибинах тріщини напруження в зоні ніжки зубця є значно меншими, ніж в зоні ЦО. При зростанні тріщини до 7 мм ТМН зростає по лінійному закону. При подальшому збільшенні глибини тріщини величина ТМН зростає нелінійно і відбувається відламування зубця, що може призвести до ушкодження всього ТГ.

Ці розрахунки проведені для номінального режиму роботи турбогенератора. В ненормальних режимах роботи (асинхронний режим, короткочасні перехідні режими – раптове коротке замикання, зміна навантаження) в роторі ТГ виникають підвищені механічні і термомеханічні навантаження, а механічні напруження в області тріщини в області ЦО значно зростають і тому за попередніми

оцінками тріщини в 5–7 мм можуть призвести до руйнування ротора ТГ.

Висновки. В статті методами математичного моделювання в тривимірній постановці досліджено розподіл ТМН і деформації в сталі бочки ротора ТГ в неушкодженому і ушкодженому стані ротора.

За результатами досліджень визначено, що найбільш механічно напруженою є ділянки навколо внутрішньої поверхні ЦО ротора ТГ. Відмінність в розподілах величин ТМН і деформації по повздожній і поперечній осям ротора пояснюється різною жорсткістю внаслідок наявності великих зубців ротора.

Виявлено, що в неушкодженому роторі зміна діаметра ЦО майже не впливає на ТМН в поверхневому шарі металу: при збільшенні діаметру ЦО в 2 рази ТМН збільшується всього на 10 МПа (на 5 %).

Досліджено ТМН при наявності однакових по глибині аксіальних тріщин ротора в зоні ЦО і зоні ніжки малого зубця ротора. Встановлено, що тріщина глибиною приблизно 10 мм в зоні ЦО є критичною для ТГ і може викликати руйнацію його ротора в номінальному режимі роботи.

За розрахунковими даними поява аналогічної по глибині тріщини в зоні ніжки малого зубця ротора призводить до менших значень ТМН і тому складає меншу загрозу повної руйнації ротора, але при подальшому її розвитку викликає відламування малого зубця ротора, що призводить до ушкодження ТГ.

#### Список літератури

1. Шумилов Ю. А. Обеспечение надёжности электрогенераторов на АЭС, ГЭС и ТЭС / Ю. А. Шумилов, В. К. Пономаренко, В. В. Кузьмин, Б. М. Демидюк // *Електротехніка і Електромеханіка*, 2007. – № 3. – С. 61-63.
2. Васьковський Ю. М. Математичне моделювання та експериментальні дослідження вібрацій асинхронних двигунів / Ю. М. Васьковський, О. А. Гераскін // *Праці Інституту електродинаміки НАН України*. – 2011. – № 30. – С. 68–75.
3. Васьковський Ю. Н. Вибрационная диагностика дефектов роторов асинхронных двигателей на основе диагностических признаков и коэффициентов / Ю. Н. Васьковський, А. А. Гераскін // *Гідроенергетика України*. – 2014. – № 4. – С. 44-50.
4. Ахременко В. Л. Механические напряжения в элементах конструкции турбогенератора при переходных процессах в режимах самосинхронизации / В. Л. Ахременко, А. И. Тутко, А. П. Грубой, В. И. Чередник Г. М. Федоренко // *Проблеми безпеки атомних електростанцій і Чорнобиля*. – 2009. – № 11. – С. 42-47.
5. Тутко А. И. Условия возникновения и роста трещин в роторе турбогенератора вследствие электродинамических воздействий в аномальных режимах / А. И. Тутко, Ю. Н. Васьковський, В. Л. Ахременко // *Технічна електродинаміка*. – 2012. – № 4. – С. 46-51.
6. Панасюк В. В. Механика разрушения и прочность материалов. Справочное пособие в 4-х томах. / В. В. Панасюк – К.: Наукова думка, 1988. - 2000 с.
7. Писаренко Г. С. Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев - К.: Наука, 1975. — 400 с.
8. Comsol Multiphysics, version 4.0 – Режим доступу [www.comsol.com](http://www.comsol.com). – Дата звертання 15.12.2018
9. Geraskin O. A. Temperature heating of the turbo generator TGV-200 rotor elements while excitation winding damaging / О. А. Гераскін, К. М. Татаринюв // *Міжнародний науково-технічний журнал молодих учених, аспірантів і студентів "Сучасні проблеми електроенергетехніки та автоматики"* – Київ: «Політехніка». – 2018. – № 1. – С. 343-344.

## References (transliterated)

1. Shumilov Yu. A. Obespechenie nadyozhnosti elektrogeneratorov na AES, GES i TES [Ensuring the reliability of electric generators at nuclear power plants, hydropower plants and thermal power plants] / Yu. A. Shumilov, V. K. Ponomarenko, V. V. Kuzmin, B. M. Demidyuk // *Elektrotehnika i Elektromehaniika*. – 2007. – no. 3. – pp. 61–63.
2. Vaskovskiy Yu. M. Matematichne modelyuvannya ta eksperymentalni doslidzhennya vibratsiy asinhronnih dviguniv [Mathematical modeling and experimental research of induction motors vibration] / Yu. M. Vaskovskiy, O. A. Geraskin // *Pratsi institutu elektrodinamiki NAN Ukraini*. – 2011. – no. 30. – pp. 68–75.
3. Vaskovskiy Yu. N. Vibratsionnaya diagnostika defektov rotorov asinhronnykh dvigateley na osnove diagnosticheskikh priznakov i koeffitsientov [Vibration diagnostics of rotor defects of induction motors based on diagnostic features and coefficients] / Yu. N. Vaskovskiy, A. A. Geraskin // *Gidroenergetika Ukraini*. – 2014. – no. 4. – pp. 44–50.
4. Ahremenko V. L. Mehanicheskie napryazheniya v elementah konstruktivnykh turbogeneratora pri perehodnykh protsessah v rezhimakh samosinhronizatsii [Mechanical stresses in structural elements of a turbogenerator during transient processes in self-synchronization modes] / V. L. Ahremenko, A. I. Titko A. P. Gruboy, V. I. Cherednik G. M. Fedorenko // *Problemi bezpeki atomnih elektrostansiy i Chornobilya*. – 2009. – no. 11. – pp. 42–47.
5. Titko A. I. Usloviya vznikoveniya i rosta treschin v rotore turbogeneratora vsledstvie elektrodinamicheskikh vozdeystviy v anormalnykh rezhimakh [Conditions for the occurrence and growth of cracks in the rotor of the turbogenerator due to electrodynamic effects in the anormal modes] / A. I. Titko, Yu. N. Vaskovskiy, V. L. Ahremenko // *Tehnichna elektrodinamika*. – 2012. – no. 4. – pp. 46–51.
6. Panasjuk V. V. *Mehanika razrusheniya i prochnost' materialov. Spravochnoe posobie v 4-h tomah*. [Fracture mechanics and strength of materials. Reference manual in 4 volumes.] / V. V. Panasjuk – K.: Naukova dumka, 1988.
7. Pisarenko G. S. *Spravochnik po soprotivleniju materialov* [Resistance material handbook] / G. S. Pisarenko, A. P. Jakovlev, V. V. Matveev - K.: Nauka, 1975.
8. Comsol Multiphysics, version 4.0 – www.comsol.com (accessed 15.12.2018)
9. Geraskin O. A. Temperature heating of the turbo generator TGV-200 rotor elements while excitation winding damaging / O. A. Geraskin, K. M. Tatarinov // *Mizhnarodniy naukovotekhnichniy zhurnal molodih uchenih, aspirantiv i studentiv "Suchasni problemi elektroenergetiki ta avtomatiki"* – Kyiv: «Politehnika». – 2018. – no. 1. – pp. 343–344.

Надійшла (received) 21.02.2019

*Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions*

**Дослідження напружено-деформованого стану ротора турбогенератора при ушкодженні сталі / Ю. М. Васьковський, О. А. Гераскін** // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: "Електричні машини та електромеханічне перетворення енергії". – X. : НТУ «ХПІ», 2019. – №4(1329). – С. 50–55. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2409-9295.

**Исследование напряженно-деформированного состояния ротора турбогенератора при повреждении стали / Ю. Н. Васьковский, А. А. Гераскин** // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: "Електричні машини та електромеханічне перетворення енергії". – X. : НТУ «ХПІ», 2019. – №4(1329). – С. 50–55. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2409-9295.

**Investigation of the turbogenerator's rotor stress-strain state when the steel is damaged / Y. N. Vaskovskiy, A. A. Geraskin** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: "Electric machines and electromechanical energy conversion." – Kharkiv : NTU "KhPI", 2019. – No. 4 (1329). – P. 50–55. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2409-9295.

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

**Васьковський Юрій Миколайович** – доктор технічних наук, професор, професор кафедри електромеханіки, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»; тел.: (050) 10-220-10; e-mail: vun157@gmail.com.

**Васьковский Юрий Николаевич** – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского», профессор кафедры электромеханики; тел.: (050) 10-220-10; e-mail: vun157@gmail.com.

**Vaskovskiy Yuriy Nikolaevich** – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Professor at the Department of Electromechanics, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kiyv Polytechnic Institute", tel.: (050) 10-220-10; e-mail: vun157@gmail.com.

**Гераскін Олександр Анатолійович** – кандидат технічних наук, доцент кафедри електромеханіки, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»; тел.: (099) 364-75-94; e-mail: nirbikalpasamadhi@ukr.net.

**Гераскин Александр Анатольевич** – кандидат технических наук, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского», доцент кафедры электромеханики; тел.: (099) 364-75-94; e-mail: nirbikalpasamadhi@ukr.net.

**Geraskin Alexandr Anatolievich** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Associate Professor at the Department of Electromechanics, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kiyv Polytechnic Institute", tel.: (099) 364-75-94; e-mail: nirbikalpasamadhi@ukr.net.