**Бовсуновський А.П.**

д.т.н., професор

*Національний технічний
університет України
"Київський політехнічний
інститут ім. Ігоря
Сікорського"*

Bovsunovsky A.Doctor of Technical Sciences,
Professor

*National Technical
University of Ukraine, Igor
Sikorsky Kyiv Polytechnic
Institute*

УДК 373:534.1:620.193**DOI: 10.37128/2306-8744-2023-1-2**

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОСТУ КРУГОВОЇ ТРІЩИНИ ПРИ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАННЯХ ВАЛОПРОВОДУ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ

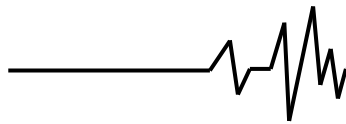
Під час роботи валопровід парової турбіни зазнає широкого діапазону термомеханічних і термохімічних навантажень. Одним із наслідків тривалої експлуатації парових турбін є утворення в їхніх елементах конструкції тріщин втомного різного типу. Свідченням цього є низка аварій і катастрофічних руйнувань парових турбін. Потенційними причинами пошкодження валів турбін є технологічні операції, що застосовуються в процесі виготовлення (ковка, токарна та фрезерна обробка, термічна обробка), оскільки вони супроводжуються пластичною деформацією матеріалу. Вона накопичується при тривалому циклічному деформуванні і врешті-решт перетворюється на локальне пошкодження типу тріщини втомного. Крім того, утворення тріщин у валах турбін зумовлена наявністю значної кількості концентраторів напружень.

Однією з причин тривалого накопичення втомних пошкоджень в конструкційних елементах парових турбін є крутильні коливання валопроводу, зумовлені багатьма причинами. Серед цих причин коротке замикання на турбогенераторі, підключення турбогенератора до електричної мережі з неточною синхронізацією, а також динамічна нестійкість системи турбогенератор – електрична мережа. Коротке замикання на турбогенераторі є рідкісним явищем, яке за певних умов може спричинити серйозні пошкодження або навіть повне руйнування турбіни, але не є причиною накопичення втомних пошкоджень матеріалу. В той же час джерелом багатократного збудження крутильних коливань валопроводів турбін, яке діє протягом усього терміну їх служби і здатне спричинити втомне пошкодження матеріалу, є підключення турбогенератора до електричної мережі.

Запропоновано методологію дослідження процесу росту кругової тріщини у валопроводі турбіни внаслідок значної кількості таких підключень. Методологія базується на використанні тривимірної скінчено-елементної моделі валопроводу парової турбіни К-200-130 і підходів механіки руйнування.

Показано, що неточність підключення турбогенератора до електричної мережі є найбільш значним фактором, що суттєво впливає на розвиток тріщини. Оцінено умови досягнення тріщиною критичного розміру. Було показано, що у задачі, що розглядається, демпфіруюча здатність роторної сталі несуттєво впливає на інтенсивність розвитку тріщин.

Ключові слова: валопровід парової турбіни, крутильні коливання, втомні пошкодження, кругова тріщина.



Постановка проблеми. Висока температура та інтенсивне статичне та динамічне навантаження в корозійному середовищі є специфічними факторами експлуатації парових турбін, які неминує викликають втомне пошкодження елементів конструкції турбіни – валів, дисків, лопаток [1]. Додатковим фактором, що сприяє втомному пошкодженню елементів конструкції турбін, є мікродефекти, які зароджуються переважно у поверхневому шарі елементів конструкції внаслідок механічної та термічної обробки [2-4]. Перехідні вібрації та періодичні нагрівання-охолодження елементів конструкції турбін сприяють переростанню мікродефектів у макродефекти та тріщини. Крім того, через складну геометрію елементів конструкції турбіни з численними галтелями і канавками концентрація напружень і температурні напруження є важливими факторами розвитку втомних пошкоджень [1, 5-7]. У зв'язку з цим виникає необхідність у створенні підходів до прогнозування процесу зростання тріщин в елементах конструкції парових турбін у реальних умовах експлуатації.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Аналіз вібрації валів парових турбін зосереджується головним чином на поперечних вібраціях, особливо при проходженні критичних швидкостей обертання валів [8, 9]. Проте, як було показано в багатьох дослідженнях, наприклад [10-12], крутильні коливання валопроводів турбін можуть бути достатньо інтенсивними, щоб викликати їхнє втомне пошкодження і, як наслідок, катастрофічне руйнування.

Так, у 1974 р. сталося катастрофічне руйнування ротора парової турбіни на електростанції в м. Галлатін (США) [13], що стало наслідком багаторічного росту втомної тріщини в результаті циклічного кручення. Розслідування причин катастрофічного руйнування парової турбіни на Каширській ГРЕС (РФ) у 2002 дійшло того ж висновку [14].

Багаторічні дослідження дали змогу встановити основні причини виникнення крутильних коливань валів турбін [7, 13-17]. Найбільш небезпечною серед них є коротке замикання на турбогенераторі, яке за певних умов може спричинити серйозні пошкодження або навіть повне руйнування турбіни [13, 14]. Однак, коротке замикання є рідкісним явищем, яке трапляється лише кілька разів протягом терміну експлуатації турбін. Воно може бути причиною руйнування валів, але навряд чи може бути причиною накопичення втомних пошкоджень. Іншими причинами крутильних коливань валів є підключення турбогенератора до електричної мережі з неточною синхронізацією [7, 10], а також динамічна

нестійкість системи турбогенератор – електрична мережа [17].

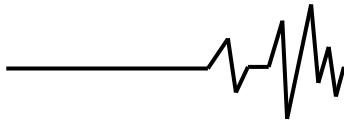
Оскільки катастрофічні руйнування турбін відбуваються головним чином внаслідок тривалого накопичення втомних пошкоджень елементів конструкцій [7, 13], необхідно визначити джерела багаторазового збудження крутильних коливань валів турбін. Одним із таких джерел, які діють протягом усього терміну служби турбін, є підключення турбогенератора до електричної мережі.

Підключення турбогенератора до електричної мережі з неточною синхронізацією зумовлює виникнення кута зсуву фаз між вектором електрорушійної сили турбогенератора та вектором напруги електричної мережі [10]. В результаті на турбогенераторі виникає електромагнітний момент, що збуджує крутильні коливання валопроводу турбіни. Інтенсивність крутильних коливань суттєво збільшується із збільшенням кута зсуву фаз.

Інтенсивність крутильних коливань може бути достатньо високою для виникнення так званого розсіяного втомного пошкодження, яке може тривати до 90% загальної довговічності елемента конструкції [18] (саме таке пошкодження валопроводу турбіни досліджувалось в роботі [10]). Після цього розсіяне втомне пошкодження локалізується у вигляді втомної тріщини, яка за відносно короткий час досягає критичних розмірів, небезпечних для цілісності елементів конструкції турбін [6, 7, 13, 14, 17]. Якщо моделі для оцінки розсіяного втомного пошкодження елементів конструкції турбіни досить широко представлені в літературі [10, 19, 20], то розробці моделей, які дають змогу оцінити процес утворення тріщин в реальних умовах експлуатації турбін, приділено недостатньо уваги [21].

Одне підключення турбогенератора до електричної мережі з неточною синхронізацією зумовлює виникнення декілька сотень циклів крутильних коливань валу турбіни (в залежності від точності синхронізації). Оскільки парові турбіни працюють в маневреному режимі (тобто підключаються до електричної мережі для компенсації пікових навантажень і відключаються, коли потреба в енергії зникає), кількість таких підключень протягом терміну служби турбіни є значною [10, 19].

Обмеження на кількість пусків турбін встановлюється виробником. Для більшості парових турбін вона становить 2000 (це один з двох ресурсних параметрів парових турбін). При цьому під час пуску турбіни не завжди вдається підключити турбогенератор до електричної мережі з першого разу. Іноді для цього потрібно кілька спроб. Таким чином,



кількість підключень турбогенератора до електричної мережі може перевищувати, і суттєво, кількість пусків турбіни. Враховуючи, що при кожній спробі підключення турбогенератора до електричної мережі виникає реактивний момент, який збуджує крутильні коливання валопроводу різної інтенсивності, можна з упевненістю стверджувати, що має місце не менше 2000

підключень турбогенератора до електричної мережі, кожне з яких збуджує крутильні коливання валопроводу, що може спричинити його втомне пошкодження [10].

Одним із наслідків крутильних коливань валопроводів турбін є виникнення та ріст кругових тріщин [11]. Так, кругові тріщини спостерігалися на роторі турбіни електростанції Бесат в Ірані [6] (рис. 1).

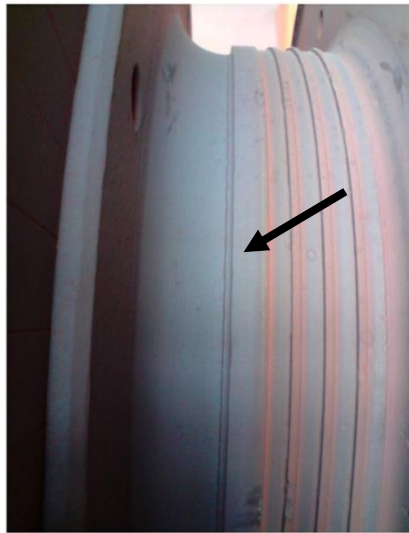


Рис. 1. Кругова тріщина в роторі турбіни електростанції Бесат.

Також вельми глибока кругова тріщина була виявлена в роторі турбіни блоку ТЕС потужністю 60 МВт після 10 років експлуатації [7] (рис. 2). Тріщина виникла на ділянці відносно невеликого діаметру і досягла 75%

площі початкового перерізу ротора. Причинами виникнення і росту тріщини були названі концентрація механічних напружень і термічні напруження, що виникають внаслідок підготовки турбіни до пуску і при її роботі.

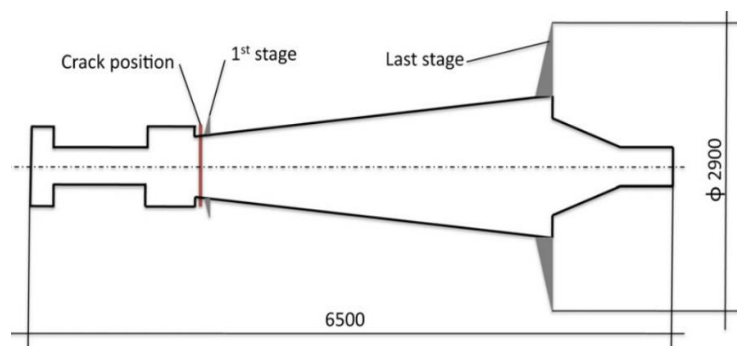
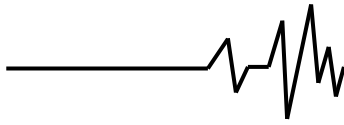


Рис. 2. Кругова тріщина та її розташування в роторі турбіни агрегату ТЕС потужністю 60 МВт.

Як видно з рис. 2, кругова тріщина в роторі з низьковуглецевої низьколегованої сталі в реальних умовах експлуатації може досягати значних розмірів і при цьому зберігається працездатний стан турбіни. Таким чином, залишається відкритим питання визначення критичного стану такої тріщини.

Поява тріщин в елементах конструкцій турбін повністю змінює методи прогнозування їхньої довговічності. Моделі на основі класичної механіки можуть допомогти визначити ступінь розсіяного втомного пошкодження та спрогнозувати довговічність валів турбін до моменту появи тріщини [10]. Прогнозування



розвитку тріщини має ґрунтуватися на підходах механіки руйнування [22]. Проблема в тому, що моделі, засновані на підходах механіки руйнування, можуть бути ефективними лише за наявності даних про механічні властивості матеріалів, які визначаються в результаті доволі складних експериментів. Серед цих властивостей є в'язкість до руйнування, залежність швидкості росту тріщини від величини коефіцієнта інтенсивності напружень (KIH). Суттєво ускладнює проблему вплив на ці властивості експлуатаційних факторів, зокрема температури, виду деформації, хімічно агресивного середовища тощо.

Сучасний підхід до оцінювання залишкової довговічності парових турбін базується на розрахунках термічного напруженого стану роторів у процесі підготовки турбін до пуску та на експериментальних дослідженнях механічних властивостей деградації матеріалів [8]. Таким чином, не враховується втомне пошкодження валів турбін, викликане поперечними та крутильними коливаннями, що спричиняє суттєво завищену оцінку довговічності елементів конструкції турбін.

Мета дослідження. Метою даного дослідження є створення моделі валу парової турбіни К-200-130 з круговою тріщиною для моделювання процесу розвитку тріщини внаслідок крутильних коливань валопроводу турбіни, викликаних підключенням турбогенератора до електричної мережі з неточною синхронізацією, а також порівняльний аналіз інтенсивності росту тріщини від експлуатаційних факторів у процесі підключення турбогенератора до електричної мережі.

Виклад основного матеріалу дослідження. В якості об'єкта для моделювання було обрано валопровід парової турбіни К-200-130 потужністю 200 МВт, що складається з ротора високого тиску (HPR), ротора середнього тиску (MPR), ротора низького тиску (LPR) і турбогенератора (TG) (рис. 3).

Вимушені коливання валопроводу були досліджені чисельно за допомогою тривимірної скінчено-елементної моделі (рис. 3). Модель являла собою сітку з 50000 восьмивузлових елементів. Опис моделі та особливостей розв'язання задачі можна знайти в роботі [19].

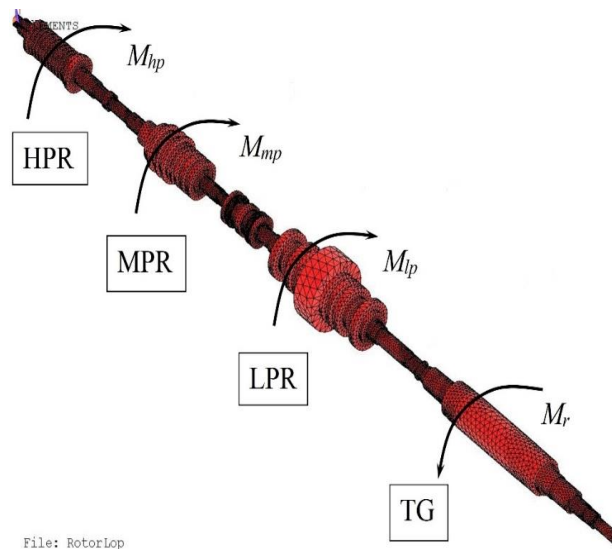


Рис. 3. Скінчено-елементна модель валопроводу турбіни К-200-130.

Схема навантаження валопроводу складається з крутильних моментів на роторах високого, середнього і низького тиску турбіни (відповідно, M_{hp} , M_{mp} і M_{lp}) і реактивного моменту (M_r). Загальний робочий і реактивний моменти визначаються наступним чином

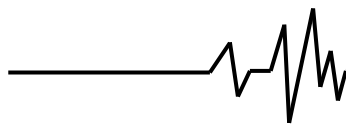
$$M_{oper} = M_{hp} + M_{mp} + M_{lp}, \quad (1)$$

$$M_r = M_{TG} + M_{\theta}; \quad (2)$$

де M_{TG} – крутильний момент, зумовлений електромагнітним опором турбогенератора; M_{θ}

– крутильний момент, що виникає на турбогенераторі внаслідок підключення його до електричної мережі з неточною синхронізацією. Номінальні крутильні моменти на роторах високого, середнього і низького тиску були взяті з умов роботи турбіни: $M_{hp}=0,196$ МНм; $M_{mp}=0,291$ МНм; $M_{lp}=0,163$ МНм. При цьому загальний робочий момент $M_{oper}=0,65$ МНм.

Найбільшою проблемою моделі є визначення змінної складової реактивного моменту M_{θ} . Цю задачу було вирішено для конкретного випадку підключення турбогенератора ТГВ-200 до електричної



мережі напругою 110 кВ [23]. Момент M_θ описується бігармонічною функцією часу виду

$$M_\theta = A_0 + A_1 \sin \omega t + A_2 \sin 2\omega t, \quad (3)$$

де амплітуда другої гармоніки A_2 є незначною в порівнянні з амплітудою першої гармоніки A_1 .

Змінна складова реактивного моменту суттєво залежить від кута зсуву фаз θ між вектором електрорушійної сили турбогенератора та вектором напруги електричної мережі. Залежності змінної складової реактивного моменту від часу при

двох значеннях кута зсуву фаз показано на рис. 4. Очевидно, що змінна складова реактивного моменту зростає при збільшенні кута зсуву фаз. Як видно, вона може значно перевищувати загальний робочий крутний момент валопроводу. Наприклад, при $\theta=10^\circ$ змінна складова реактивного крутного моменту може перевищувати сумарний робочий момент на валопроводі у 3,5 рази. Навіть при відносно малому куті зсуву фаз, а саме $\theta=5^\circ$, спостерігається приблизно дворазове перевищення змінної складової реактивного моменту над сумарним.

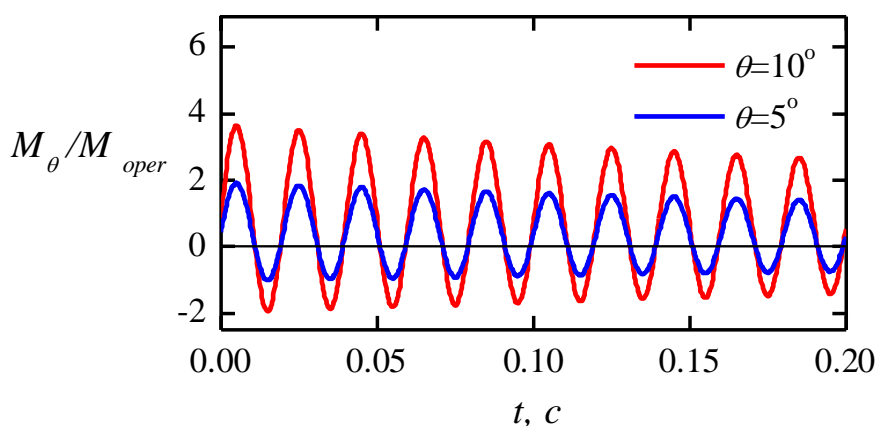


Рис. 4. Залежності від часу змінної складової реактивного моменту при різних значеннях кута зсуву фаз θ .

Оскільки залежності змінної складової реактивного моменту від часу є затухаючими, практично повне зникнення цих електромагнітних процесів у турбогенераторі відбувається приблизно за 4,5 секунди.

Розрахунки вимушених крутильних коливань валопроводу турбіни проводили для діапазону кута зсуву фаз $\theta=0\dots10^\circ$. Механічні властивості роторної сталі були такими: модуль пружності зсуву $G=81$ ГПа; густина $\rho=7800$ кг/м³; логарифмічний декремент крутильних коливань $\delta=1,3\%$ (демпфуюча здатність роторної сталі) [24].

Підключення турбогенератора до електричної мережі може бути успішним або не успішним. У разі успішного підключення турбогенератор не відключається від електричної мережі і змінна складова реактивного моменту поступово зникає. У разі неуспішного підключення турбогенератор відключається від електричної мережі, оскільки в процесі підключення виникають інтенсивні вібрації турбіни [10, 19].

Аналіз крутильних коливань валопроводу

турбіни внаслідок неуспішного підключення є складнішим, ніж у випадку успішного, оскільки містить два непередбачуваних параметри, а саме тривалість часу до аварійного відключення турбогенератора від електричної мережі і кількість неуспішних підключень [10]. Тому далі розглядається більш передбачуваний, але і більш консервативний випадок, коли всі підключення є успішними.

На рис. 5 наведено приклад розрахунків процесу крутильних коливань найбільш динамічно напружених ділянок валу між ротором середнього і низького тиску (рис. 6, б) та між ротором низького тиску і турбогенератором (рис. 6, в) у випадку, коли турбогенератор підключається до мережі з кутом зсуву фаз $\theta=10^\circ$ (діаметр валів на розглянутих ділянках $D=0,4$ м). Оскільки змінна складова реактивного крутного моменту поступово затухає (рис. 6, а), крутильні коливання валопроводу також затухають приблизно за 4 секунди.

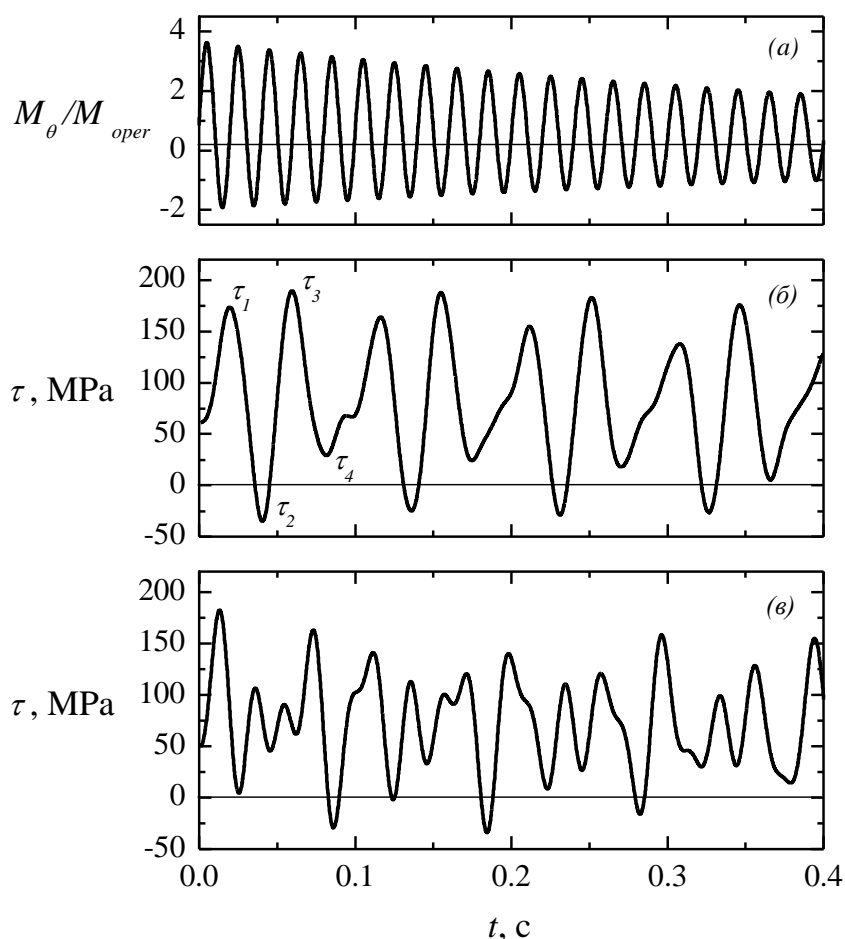
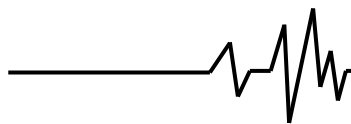


Рис. 6. Залежність від часу змінної складової реактивного моменту при фазовому зсуві $\theta=10^\circ$ (а) та крутильних коливань у зонах між ротором середнього і низького тиску (б) і між ротором низького тиску і турбогенератором (в) ($\delta=1,3\%$).

Очевидно, що представлені на рис. 6, б і в вібраційні процеси є результатом суперпозиції кількох власних форм коливань. При цьому амплітуда напружень у наведених випадках перевищує границю витривалості роторної сталі [10], особливо на початковій стадії процесу, що неминуче призводить до виникнення розсіяних втомних пошкоджень, а потім – до виникнення локальних пошкоджень типу тріщини. Зменшення кута зсуву фаз призводить до зменшення інтенсивності крутильних коливань, але навіть порівняно невеликі коливання за певних умов можуть сприяти росту тріщини.

Перший етап алгоритму оцінки росту кругової тріщини полягав у розрахунку крутильних коливань валопроводу турбіни, подібного до тих, що показані на рис. 5, для заданого розташування тріщини, кута зсуву фази та характеристики демпфірування.

На другому етапі відшукувались усі екстремальні значення напружень, тобто $\tau_1, \tau_2, \tau_3 \dots \tau_N$ (рис. 6, б).

На третьому етапі задавалось початкове значення глибини тріщини (a_0) і для кожного із знайдених на другому етапі екстремальних напружень розраховувався КІН за формулою [25]

$$K_{IIN} = \frac{\tau_N}{\gamma^3} g(\gamma) \sqrt{\pi r \gamma (1 - \gamma)}, \quad (4)$$

де N – номер екстремального значення напружень;

$$g(\gamma) = \frac{3}{8} \left(1 + \frac{1}{2} \gamma + \frac{3}{8} \gamma^2 + \frac{5}{16} \gamma^3 + \frac{35}{128} \gamma^4 + 0.208 \gamma^5 \right);$$

$$\gamma = 1 - \frac{a}{r}; \quad a$$

a – глибина тріщини; r – радіус перерізу з тріщиною (рис. 6).

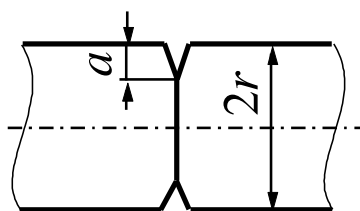


Рис. 6. Кругова тріщина.

На четвертому етапі значення K_{III} порівнювалось з пороговим значенням КІН K_{IIIth} для роторної сталі. Виконання умови $K_{III} < K_{IIIth}$ означає, що тріщина не підростає. Коли значення K_{III} досягає порогового значення, тобто $K_{III} \geq K_{IIIth}$, тріщина збільшується на величину da_1

$$a_1 = a_0 + da_1. \quad (5)$$

При досягненні наступного екстремального напруження, при якому виникають умови для росту тріщини, розрахунок проводиться з урахуванням зміненого розміру тріщини, а саме

$$a_2 = a_1 + da_2, \quad (6)$$

і так далі. В загальному випадку

$$a_{N_c} = \sum_{c=1} (a_{N_{c-1}} + da_{N_c}), \quad (7)$$

де $N_1, N_2 \dots N_c$ – номери екстремальних значень напружень, які спричинили ріст тріщини.

Для розрахунку росту тріщини використовувалось рівняння Періса [22]

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K_{III})^n, \quad (8)$$

де C і n – емпіричні параметри; ΔK_{III} – розмах КІН.

Таким чином, рівняння (7) визначає розмір тріщини внаслідок одного підключення турбогенератора до електричної мережі. При наступному підключенні розрахунок розміру тріщини починається з рівняння (5), в якому глибина початкової тріщини дорівнює найбільшій тріщині, що утворилася під час попереднього підключення, тобто $a_0 = a_{N_c}$.

Розрахунки тривають до тих пір, поки кількість підключень турбогенератора не

досягне 2000 (див. Аналіз останніх досліджень та публікацій), або не буде виконана умова $\Delta K_{III} \geq \Delta K_{IIIc}$ (K_{IIIc} – в'язкість руйнування або критичне значення КІН). Досягнення цього значення КІН означає, що матеріал досяг свого граничного стану, який безпосередньо передуює руйнуванню.

Результати обчислень ґрунтуються на залежності швидкості росту кругової тріщини від розмаху КІН для роторної сталі, представленої в [11]. Ця залежність була апроксимована рівнянням Періса (8), де $C=3.0 \cdot 10^{-9}$, $n=2.8$ (при цих параметрах тріщина вимірюється в мм). Порогове та критичне значення КІН для роторної сталі було прийнято на рівні $K_{IIIth}=8 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{0.5}$ та $K_{IIIc}=200 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{0.5}$, відповідно.

Інструкцією з контролю металу елементів обладнання теплових електростанцій допускається наявність тріщин у валах турбін глибиною до 1 мм. У зв'язку з цим у розрахунках була прийнята початкова глибина тріщини $a_0=1 \text{ мм}$.

Особливістю роботи парових турбін є виникнення суттєвих термічних напружень в їхніх елементах конструкцій, особливо небезпечних в процесі пуску турбін [1]. Проте, як було показано в роботі [5], після прогріву турбіни термічні напруження в досліджуваних ділянках (а саме між ротором середнього і низького тиску, а також між ротором низького тиску і турбогенератором) не є значними [5]. Тому в подальших розрахунках впливом термічних напружень на інтенсивність росту тріщини нехтували.

При цьому необхідно зазначити, що на деяких інших ділянках валопроводу термічні напруження є значними, проте не руйнівними з точки зору механіки твердого тіла. Однак з точки зору механіки руйнування, вони можуть певною мірою впливати на процес розвитку тріщин. Важливість термічних напружень у задачі, що розглядається, заслуговує на окреме дослідження.

Рис. 7 і 8 ілюструють процес росту кругової тріщини в залежності від кількості підключень турбогенератора до електричної мережі (S) з різними кутами зсуву фаз. Зони розташування тріщин вибрано з того міркування, що вони є найбільш напруженими для даного виду динамічного навантаження.

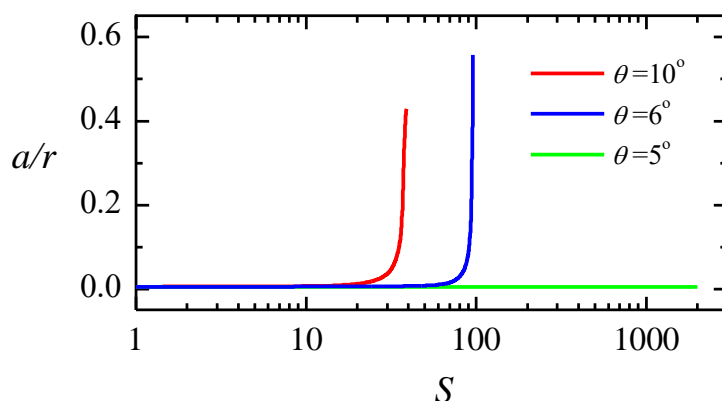
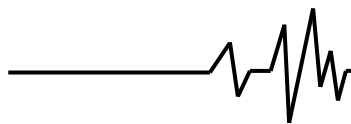


Рис. 7. Залежності росту тріщини в зоні між ротором середнього і низького тиску від кількості підключень турбогенератора при різних кутах зсуву фаз.

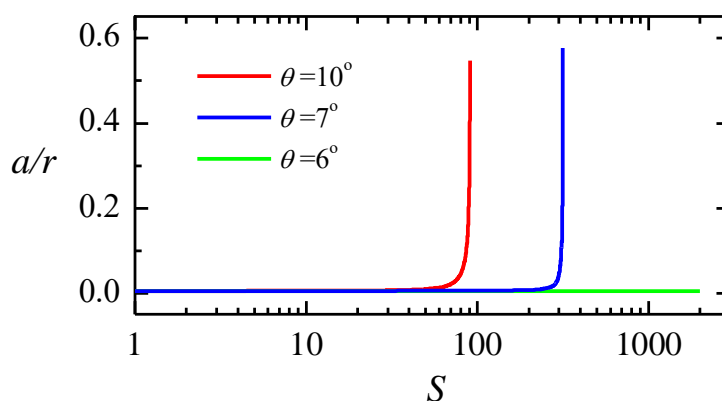


Рис. 8. Залежності росту тріщини в зоні між ротором низького тиску і турбогенератором від кількості підключень турбогенератора при різних кутах зсуву фаз.

Розрахунки кожної залежності проводилися за спрощуючого припущення, що турбогенератор багаторазово підключається до електричної мережі з однаковим кутом зсуву фаз. Це було зроблено для виявлення впливу досліджуваних факторів на процес утворення тріщини в чистому вигляді.

Як видно з рис. 7 і 8, динамічні напруження в досліджуваних ділянках є настільки значними, що навіть порівняно невеликі фазові зсуви сприяють інтенсивному росту тріщини. При цьому у зоні між ротором середнього і низького тиску це зростання є інтенсивнішим. Так, при куті зсуву фаз $\theta=10^\circ$ в зоні між ротором середнього і низького тиску тріщина досягає критичного розміру після 39 підключень, тоді як в зоні між ротором низького тиску і турбогенератором – після 91 підключень. Це є наслідком того, що динамічне навантаження у зоні між ротором середнього і низького тиску є дещо інтенсивнішим, ніж у зоні між ротором низького тиску і турбогенератором. Про це також свідчить той факт, що мінімальний кут зсуву фаз, при якому не

спостерігається помітного росту тріщини після 2000 підключень турбогенератора, у першому випадку становить $\theta=5^\circ$, а в другому – $\theta=6^\circ$ (криві зеленого кольору на рис. 7 і 8).

Варто зауважити, що відносні розміри критичного розміру тріщини, які впливають з рис. 7 і 8, приблизно відповідають розмірам реальної кругової тріщини в роторі турбіни (рис. 2). Це означає, що модель і прийняті характеристики роторної сталі є цілком правдоподібними.

Очевидно, що під час роботи турбін кожне з 2000 підключень турбогенератора до електричної мережі здійснюється з різними кутами зсуву фаз, тобто в загальному випадку цей фактор є випадковим у певному довірчому інтервалі значень.

Рис. 9 і 10 ілюструють процес розвитку кругової тріщини в залежності від числа підключень турбогенератора з випадковим кутом зсуву фази в різних інтервалах його значення. При розрахунку цих залежностей була використана процедура генерації випадкових чисел.

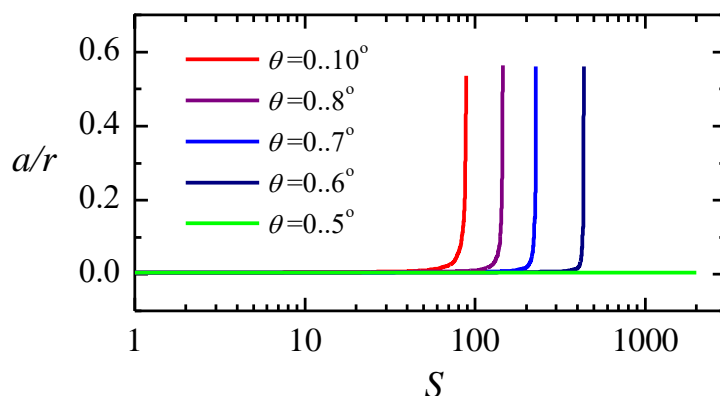
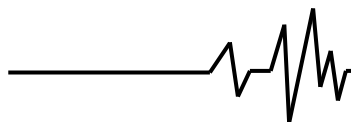


Рис. 9. Залежності росту тріщини в зоні між ротором середнього і низького тиску від кількості підключень турбогенератора при випадкових значеннях кута зсуву фаз в різних діапазонах його значень.

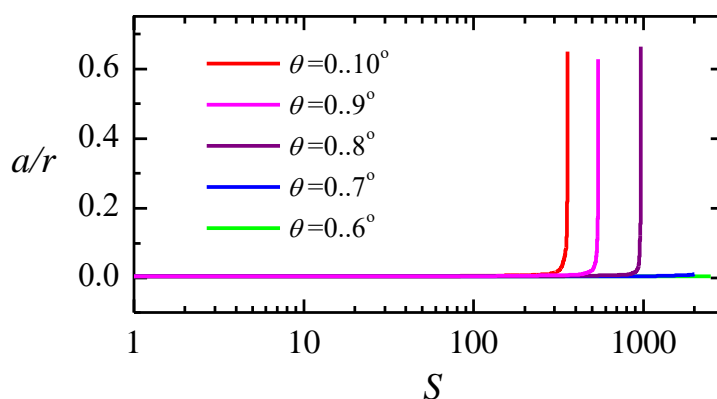


Рис. 10. Залежності росту тріщини в зоні між ротором низького тиску і турбогенератором від кількості підключень турбогенератора при випадкових значеннях кута зсуву фаз в різних діапазонах його значень.

Як видно, вплив кута зсуву фази на кількість підключень якісно не змінився, однак спостерігається очікуване збільшення кількості підключень. Наприклад, якщо при $\theta=10^\circ$ кількість підключень до досягнення критичного розміру становила $S=39$ і 91 (у зонах між ротором середнього і низького тиску і між ротором низького тиску і турбогенератором, відповідно), то при випадковому значенні кута зсуву фаз в діапазоні $\theta=0...10^\circ$, кількість підключень досягає $S=89$ і 359 . При цьому слід зазначити, що значення кута зсуву фаз, нижче якого тріщина не підростає, не змінилося: у першому випадку $\theta=5^\circ$ (діапазон $\theta=0...5^\circ$), а в

другому – $\theta=6^\circ$ (діапазон $\theta=0...6^\circ$).

Таким чином, існує певний критичний кут зсуву фаз, при якому і нижче якого умови для росту тріщини не виникають (рис. 11). Цей кут суттєво залежить від динамічного навантаження зони з тріщиною та від рівня демпфірування, оскільки демпфірування впливає на інтенсивність коливань. Внаслідок того, що інтенсивність крутильних коливань у зоні між ротором середнього і низького тиску дещо вища, ніж у зоні між ротором низького тиску і турбогенератором, то в першому випадку критичний кут зсуву фаз приблизно дорівнює $\theta=5.2^\circ$, а в другому – $\theta=6.6^\circ$.

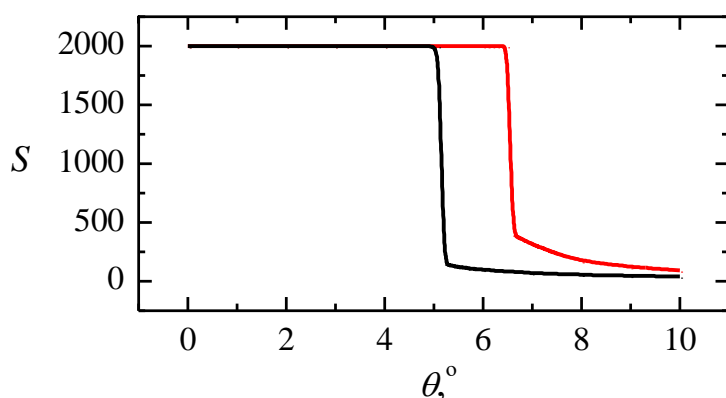
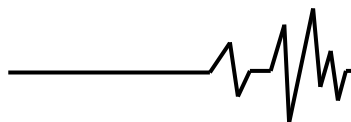


Рис. 11. Залежності кількості підключень турбогенератора від кута зсуву фаз: чорна крива – ділянка між ротором середнього і низького тиску; червона крива – ділянка між ротором низького тиску і турбогенератором.

Вплив демпфірування на інтенсивність вимушених коливань далеко від резонансу є незначним. Як впливає з рис. 12, лише неймовірно високий рівень демпфірування може запобігти виникненню умов для росту

тріщини, тобто отримати 2000 безаварійних підключень турбогенератора до електричної мережі. Забезпечити таке демпфірування видається проблематичним з практичної точки зору.

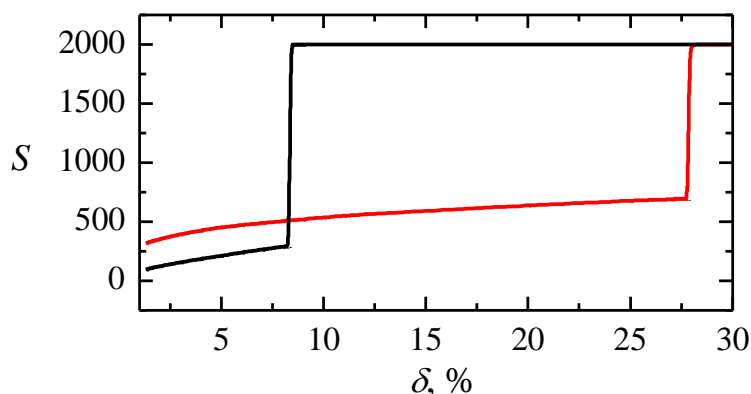


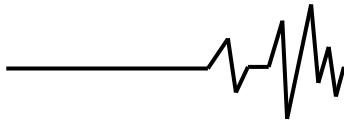
Рис. 12. Залежності кількості підключень турбогенератора від характеристики демпфірування: чорна крива – ділянка між ротором середнього і низького тиску ($\theta=7^\circ$); червона крива – ділянка між ротором низького тиску і турбогенератором ($\theta=6^\circ$).

Розрахунки, результати яких представлені на рис. 12, проводились для кута зсуву фаз, найближчого до критичних значень, а саме $\theta=6^\circ$ – для зони між ротором середнього і низького тиску, і $\theta=7^\circ$ – для зони між ротором низького тиску і турбогенератором. У першому випадку рівень логарифмічного декременту коливань, що запобігає можливості росту тріщини, повинен перевищувати $\delta>8,3\%$, а в другому – $\delta>27,8\%$ (реальні значення характеристика демпфірування конструкційних сталей $\delta<0,3\%$). Очевидно, що чим більший кут зсуву фаз, тим вищою має бути характеристика демпфірування, щоб запобігти процесу росту тріщин.

Висновки. Запропоновано методологію дослідження процесу розвитку кругової тріщини

у валопроводі турбіни внаслідок крутильних коливань в реальних умовах експлуатації. Методологія дозволяє досліджувати будь-який тип тріщини, для якого доступна експериментальна залежність швидкості росту тріщини від значення KIH.

Основним параметром, який визначає інтенсивність крутильних коливань і, відповідно, процес розвитку тріщини, є кут зсуву фаз між вектором електрорушійної сили турбогенератора та вектором напруги електричної мережі при підключенні турбогенератора до електричної мережі з неточною синхронізацією. У досліджуваних зонах валопроводу турбіни, які є найбільш динамічно навантаженими при підключенні турбогенератора до електричної мережі,



виникають умови для росту відносно невеликої початкової тріщини навіть при відносно малих значеннях кута зсуву фаз.

Існує критичний кут зсуву фази, при якому і нижче якого умови для росту тріщини не виникають. Цей кут суттєво залежить від динамічної навантаженості ділянки з тріщиною та від рівня демпфірування. Для досліджуваних зон валопроводу турбіни, тобто між ротором середнього і низького тиску, а також між ротором низького тиску і турбогенератора, визначено критичний кут зсуву фаз, а саме $\theta=5.2^\circ$ і 6.6° , відповідно.

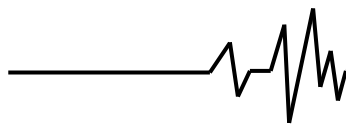
Вплив демпфірування на інтенсивність вимушених коливань далеко від резонансу є незначним. Тільки неймовірно значний рівень демпфірування може запобігти виникненню умов для росту тріщини, що з практичної точки зору видається проблематичним.

Запропонована в роботі методологія може бути використана для оцінки процесу утворення і розвитку тріщини у валопроводі турбіни в реальних умовах експлуатації при організації вимірювання крутильних коливань (наразі контролювалися лише поперечні коливання валопроводу).

Водночас необхідно удосконалити наведену методологію шляхом врахування впливу термічних напружень на процес росту тріщини, а також впливу тріщини на інтенсивність коливань та впливу температури на характеристики тріщиностійкості роторної сталі, що має бути предметом подальших досліджень.

Список використаних джерел

1. Черноусенко О. Ю., Риндюк Д. В., Пешко В.А. Оцінка залишкового ресурсу та продовження експлуатації парових турбін великої потужності (Частина 3). Київ: НТУУ «КПІ», 2020.- 308 с.
2. Miller D.A., Lagoudas D.C. Influence of heat treatment on the mechanical properties and damage development in a SiC/Ti-15-3 MMC. *J. of Engineering Materials and Technology*, 2000. №1(122). P. 74–77. <https://doi.org/10.1115/1.482768>
3. Tekkaya A.E., Bouchard P.-O., Bruschi S., Tazan C.C. Damage in metal forming. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*. 2020. №2(69). P. 600–623. <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2020.05.005>.hal-03099345
4. Soori M., Asmael M. Mechanical behavior of materials in metal cutting operations, a review. *J. of New Technology and Materials*. Université Larbi Ben Mhidi de Oum El Bouaghi. 2020. №2(10). P. 79–82.
5. Черноусенко О., Риндюк Д., Пешко В. Тепловий та напружений стан ротора середнього тиску енергоблоку № 11 Бурштинської ТЕС. Вісник НТУ «ХПІ». Серія "Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування". 2022. №1–2(9–10). С. 5–14. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2022.01.01>
6. Majid Yadavar Nikraves, Mojtaba Meidan Sharaf. Failure of a steam turbine rotor due to circumferential crack growth influenced by temperature and steady torsion. *Engineering Failure Analysis*. 2016. №66. P. 296–311. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2016.03.020>
7. Barella S., Bellogini M., Boniardi M., Cincera S. Failure analysis of a steam turbine rotor. *Engineering Failure Analysis*. 2011. №6(18). P. 1511–1519. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2011.05.006>
8. Dimarogonas A.D. Vibration of cracked structures: a state of the art review. *Engineering Fracture Mechanics*. 1996. №5(55). P. 831–857. [https://doi.org/10.1016/0013-7944\(94\)00175-8](https://doi.org/10.1016/0013-7944(94)00175-8)
9. Wauer J. On the dynamics of cracked rotors: a literature survey. *Applied Mechanics Reviews*. 1990. №1(43). P. 13–17. <https://doi.org/10.1115/1.3119157>
10. Bovsunovsky A.P. Fatigue damage of steam turbine shaft at asynchronous connections of turbine generator to electrical network. *J. of Physics: Conference Series*. 2015, №628(conference 1). 012001. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/628/1/012001>
11. Vaziri A., Nayeb-Hashemi H. The effect of crack surface interaction on the stress intensity factor in Mode III crack growth in round shafts. *Engineering Fracture Mechanics*. 2005. №72. P. 617–629. <https://doi.org/10.1016/j.engfracmech.2004.03.014>
12. Nayeb-Hashemi H., McClintock F.A., Ritchie R.O. Effects of friction and high torque on fatigue crack propagation in Mode III. *Metallurgical and Materials Transactions A*. 1982. №13. P. 2197–2204. <https://doi.org/10.1007/BF02648390>
13. Kramer L.D., Randolph D.D. Analysis of the Tennessee valley authority, Gallatin unit N2 turbine rotor burst. *ASME-MPC Symposium on Creep-Fatigue Interaction*. 1976. 1.
14. Загретдинов И.Ш., Костюк А.Г., Трухний А.Д., Должанский П.Р. Разрушение турбоагрегата 300 МВт Каширской ГРЭС: причины, последствия и выводы. *Теплоэнергетика*. 2004. №5. С. 5–15.
15. Dorfman L.S., Trubelja M. Torsional monitoring of turbine-generators for incipient failure detection. *Proc. of the sixth EPRI steam turbine/generator workshop*, St. Luis, Missouri. 1999. (August 17–20). P. 1–6.
16. Stein J., Fick H. The torsional stress analyzer for continuously monitoring turbine



generators. IEEE Transactions PAS-99(2). 1980. P. 703–710.

17. Abdi H., Nayeb-Hashemi H., Hamouda A.M.S., Vaziri A. Torsional dynamic response of a shaft with longitudinal and circumferential cracks, J. of Vibration and Acoustics. 2014. №136. 061011. <https://doi.org/10.1115/1.4028609>

18. Troshchenko V.T., Khamaza L.A. Fatigue fracture stages of metals and alloys and stage-to-stage transition criteria. Strength of Materials. 2018. №3(50). P. 529–539. <https://doi.org/10.1007/s11223-018-9998-1>

19. Bovsunovskii A.P., Chernousenko O.Yu., Shtefan E.V., Bashta D.A. Fatigue damage and failure of steam turbine rotors by torsional vibrations. Strength of Materials. 2010. №1(42). P. 108–113. <https://doi.org/10.1007/s11223-010-9196-2>

20. Bovsunovskii A.P. Assessment of fatigue damage in steam turbine shafting due to torsional vibrations. Strength of Materials. 2011. №5(43). P. 487–97. <https://doi.org/10.1007/s11223-011-9318-5>

21. Bovsunovsky A., Chernousenko O. Estimation of Fatigue Crack Growth at Transverse Vibrations of a Steam Turbine Shaft. Journal of Vibration Engineering & Technologies. 2023. <https://doi.org/10.1007/s42417-023-00869-w>

22. Broek D. The practical use of fracture mechanics. Kluwer Academic Publishers, Dordrecht/Boston/London, 1988.

23. Бовсуновський А.П. Куєвда В.П. Куєвда Ю.В. Штефан Є.В. Втомне пошкодження валопроводу парової турбіни при несинхронному підключенні до мережі турбогенератора. Вібрації в техніці та технологіях. 2013. №4(72). С. 51–57.

24. Steam turbine-generator torsional vibration interaction with the electrical network. Final Report. Electric power research institute. Palo Alto, California, 2005.

25. Tada H., Paris P.C., Irwin G.R. The stress analysis of crack handbook. 3rd ed. ASME Press, 2000.

References

1. Chernousenko O., Ryndiuk D., Peshko V. Otsinka zalyshkovogo resursu ta prodovgennia ekspluatatsii parovyh turbin velykoi potugnosti (Chastyna 3). Kyiv: NTUU "KPI", 2020.- 308 s.

2. Miller D.A., Lagoudas D.C. Influence of heat treatment on the mechanical properties and damage development in a SiC/Ti-15-3 MMC. J. of Engineering Materials and Technology, 2000. №1(122). P. 74–77.

3. Tekkaya A.E., Bouchard P.-O., Bruschi S., Tasan C.C. Damage in metal forming. CIRP Annals - Manufacturing Technology. 2020. №2(69). P. 600–623.

4. Soori M., Asmael M. Mechanical behavior of materials in metal cutting operations, a review. J. of New Technology and Materials. Université Larbi Ben Mhidi de Oum El Bouaghi. 2020. №2(10). P. 79–82.

5. Chernousenko O., Ryndiuk D., Peshko V. Teplovyi ta naprugenyi stan rotora seredniogo tysku energobloku № 11 Burshtynskoi TES. Visnyk NTU "HPI". Seria Energetychni ta teplotekhnichni procesy i ustatkuvannia". 2022. №1–2(9–10). С. 5–14.

6. Majid Yadavar Nikraves, Mojtaba Meidan Sharaf. Failure of a steam turbine rotor due to circumferential crack growth influenced by temperature and steady torsion. Engineering Failure Analysis. 2016. №66. P. 296–311.

7. Barella S., Bellogini M., Boniardi M., Cincera S. Failure analysis of a steam turbine rotor. Engineering Failure Analysis. 2011. №6(18). P. 1511–1519.

8. Dimarogonas A.D. Vibration of cracked structures: a state of the art review. Engineering Fracture Mechanics. 1996. №5(55). P. 831–857.

9. Wauer J. On the dynamics of cracked rotors: a literature survey. Applied Mechanics Reviews. 1990. №1(43). P. 13–17. <https://doi.org/10.1115/1.3119157>

10. Bovsunovsky A.P. Fatigue damage of steam turbine shaft at asynchronous connections of turbine generator to electrical network. J. of Physics: Conference Series. 2015, №628(conference 1). 012001.

11. Vaziri A., Nayeb-Hashemi H. The effect of crack surface interaction on the stress intensity factor in Mode III crack growth in round shafts. Engineering Fracture Mechanics. 2005. №72. P. 617–629.

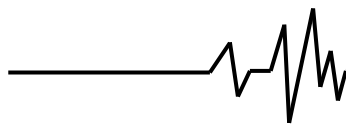
12. Nayeb-Hashemi H., McClintock F.A., Ritchie R.O. Effects of friction and high torque on fatigue crack propagation in Mode III. Metallurgical and Materials Transactions A. 1982. №13. P. 2197–2204.

13. Kramer L.D., Randolph D.D. Analysis of the Tennessee valley authority, Gallatin unit N2 turbine rotor burst. ASME-MPC Symposium on Creep-Fatigue Interaction. 1976. 1.

14. Zagretidinov I.SH., Kostyuk A.G., Trukhniy A.D., Dolzhanskiy P.R. Razrusheniye turboagregata 300 MVt Kashirskoy GRES: prichiny, posledstviya i vyvody. Teploenergetika. – 2004. – № 5. – С. 5–15.

15. Dorfman L.S., Trubelja M. Torsional monitoring of turbine-generators for incipient failure detection. Proc. of the sixth EPRI steam turbine/generator workshop, St. Luis, Missouri. 1999. (August 17–20). P. 1–6.

16. Stein J., Fick H. The torsional stress analyzer for continuously monitoring turbine generators. IEEE Transactions PAS-99(2). 1980. P. 703–710.



17. Abdi H., Nayeb-Hashemi H., Hamouda A.M.S., Vaziri A. Torsional dynamic response of a shaft with longitudinal and circumferential cracks, *J. of Vibration and Acoustics*. 2014. №136. 061011.

18. Troshchenko V.T., Khamaza L.A. Fatigue fracture stages of metals and alloys and stage-to-stage transition criteria. *Strength of Materials*. 2018. №3(50). P. 529–539.

19. Bovsunovskii A.P., Chernousenko O.Yu., Shtefan E.V., Bashta D.A. Fatigue damage and failure of steam turbine rotors by torsional vibrations. *Strength of Materials*. 2010. №1(42). P. 108–113.

20. Bovsunovskii A.P. Assessment of fatigue damage in steam turbine shafting due to torsional vibrations. *Strength of Materials*. 2011. №5(43). P. 487–97.

21. Bovsunovsky A., Chernousenko O. Estimation of Fatigue Crack Growth at Transverse Vibrations of a Steam Turbine Shaft. *Journal of Vibration Engineering & Technologies*. 2023.

22. Broek D. The practical use of fracture mechanics. Kluwer Academic Publishers, Dordrecht/Boston/London, 1988.

23. Bovsunovsky A.P., Kuevda V.P., Kuevda Yu.V., Shtefan E.V. Vtomne poskodgennia valoprovodu parovoi turbiny pry nesynhronnomu pidkliuchenni do meregi turbogeneratora. *Vibracii v tehnicі ta tehnologiiah*. 2013. №4(72). C. 51–57.

24. Steam turbine-generator torsional vibration interaction with the electrical network. Final Report. Electric power research institute. Palo Alto, California, 2005.

25. Tada H., Paris P.C., Irwin G.R. The stress analysis of crack handbook. 3rd ed. ASME Press, 2000.

STUDY ON THE CIRCUMFERENTIAL CRACK GROWTH PROCESS DURING TORSIONAL VIBRATIONS OF A STEAM TURBINE SHAFTING

During operation, a steam turbine shaft is subjected to a wide range of thermomechanical and thermochemical loading. Long-term operation of steam turbines has one of its consequences the formation of fatigue cracks of various types in their

structural elements. Evidence of this is a number of accidents and catastrophic destruction of steam turbines. Potential reasons of damage in turbine shafts are all technological operations used in the process of manufacture (forging, turning, and milling, heat treatment), since they are accompanied with plastic deformation of material. It accumulates during long-term cyclic deformation and turns into local damage of a fatigue crack type. In addition, cracking in turbine shafts is caused by the presence of stress concentrators.

One of the reasons for the long-term accumulation of fatigue damage in steam turbines elements is torsional vibrations of the shafting caused by many reasons. Among these reasons are a short circuit on the turbogenerator, the connection of the turbogenerator to an electrical network with inaccurate synchronization, as well as the dynamic instability of the system turbogenerator-electrical network. A short circuit in a turbine generator is a rare phenomenon that under certain conditions can cause serious damage or even complete destruction of the turbine but does not cause the accumulation of fatigue damage in the material. At the same time, the source of multiple excitations of torsional vibrations of turbine shafting, which operates throughout their service life and can cause fatigue damage the material, is the connection of the turbogenerator to an electrical network.

A methodology is proposed to study the process of circumferential crack growth in the turbine shafting because of many such connections. The methodology is based on the use of a 3D finite element model of the steam turbine K-200-130 shafting and a fracture mechanics approach.

There was demonstrated that the inaccuracy of turbogenerator connection to an electric network is the most influential factor affecting the crack growth and the conditions for the crack to reach a critical size has been evaluated. In the problem being considered damping capacity of the rotor steel influences the intensity of crack growth insignificantly.

Keywords: Steam turbine shafting, torsional vibration, fatigue damage, circumferential crack.

Відомості про авторів

Бовсуновський Анатолій Петрович – доктор технічних наук, професор, професор кафедри теплової та альтернативної енергетики Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського", 03056, пр-т Перемоги 37, Київ, Україна; e-mail: apbovsunovsky@gmail.com.

Bovsunovsky Anatoliy Petrovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department of Heat and Alternative Power Engineering of National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", 03056, 37 Peremohy Ave., Kyiv, Ukraine.