



Бовсуновський А. П.
д.т.н., професор

Носаль О.М.
аспірант

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

Bovsunovsky A.
Dr. Sc. of Eng., Professor

Nosal O.
aspirant

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

УДК 373:534.1:620.193

DOI: 10.37128/2306-8744-2022-1-8

МОДЕЛЮВАННЯ РОЗВИТКУ ТРІЩИНИ ВТОМИ ПРИ ПОПЕРЕЧНИХ КОЛИВАННЯХ ВАЛУ ТУРБІНИ

У реальних умовах експлуатації конструктивні елементи парових турбін піддаються широкому діапазону теплових і механічних навантажень. Навіть значний запас статичної та динамічної міцності, закладений на етапі проектування турбіни, не може запобігти появі тріщин втоми в елементах конструкції, розвиток яких призводить врешті рещт до катастрофічних руйнувань. Однією з причин пошкодження елементів конструкції турбіни є технологічні операції, які використовуються в процесі їх виготовлення (ковка, токарна, фрезерна, термічна обробка), оскільки вони супроводжуються пластичною деформацією матеріалу, що є фізичною основою так званого розсіяного втомного пошкодження. Воно накопичується внаслідок тривалого циклічного деформування і зрештою перетворюється на локальне пошкодження типу тріщини втоми. Крім того, поява тріщин у валах турбін обумовлена їхньою складною геометрією, тобто наявністю галтелей і канавок, які є концентраторами напружень і, отже, потенційними місцями зародження і розвитку тріщин втоми. Ротор високого тиску парової турбіни К-200-130 було використано для моделювання процесу розвитку тріщини при вимушених поперечних коливаннях ротора при його проходженні через першу критичну швидкість. При цьому було враховано амплітудно-залежне розсіювання енергії, характерне для металевих матеріалів. Було оцінено максимальні напруження, що виникають у роторі при його проходженні через критичну швидкість обертання, та кількість циклів навантаження, що призводять до росту тріщини. Передбачалося, що на поверхні ротора утворилася тріщина глибиною близько 1 мм, яка є максимально допустимою згідно з інструкцією безпечної експлуатації турбіни. Швидкість росту цієї тріщини прогнозується на основі підходів механіки руйнування з використанням визначених максимальних напружень в перерізі з тріщиною та експериментальної залежності швидкості росту тріщини від діапазону коефіцієнта інтенсивності напружень. На основі моделі розраховується процес росту тріщини до моменту, коли ротор втрачає несівну здатність. Розрахунки виконано для різних сценаріїв навантаження та механічних властивостей роторної сталі.

***Ключові слова:** ротор парової турбіни, втомні пошкодження, поперечні коливання, ріст тріщини*

Постановка проблеми. Парова турбіна також дії значних статичних і динамічних є складною механічною системою, яка навантажень. Значні запаси статичної та експлуатується в умовах високих температур, а динамічної міцності, що закладаються на етапі



конструювання турбіни, не можуть повною мірою запобігти виникненню пошкоджень конструктивних елементів турбіни, зумовлених головним чином пластичними деформаціями. Особливо інтенсивно таке пошкодження, яке на першому найдовшому етапі називають розсіяним втомним ушкодженням [1], спостерігається при перехідних режимах роботи турбіни, тобто при пусках-зупинках (поперечні коливання) [2] і при підключенні турбогенератора до мережі (крутильні коливання) [3]. Розвиваючись тривалий період часу розсіяне втомне ушкодження локалізується у вигляді тріщини втоми, яка відносно швидко досягає критичних розмірів і призводить до катастрофічних руйнувань [4, 5]. 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. Існує велика кількість робіт, присвячених дослідженню коливань валів турбіни з тріщиною, найбільш змістовні з яких зазначені в огляді [6]. Основна мета цих робіт - зрозуміти особливості впливу тріщини на поперечні і крутильні коливання валу, що обертається, і розробити засновані на аналізі вібрацій методи виявлення пошкодження. Однак ці дослідження не дозволяють прогнозувати кінетику зростання тріщини в реальних умовах експлуатації турбіни, тобто при перехідних процесах, що виникають при пусках-зупинках турбіни, коли має місце перехід через численні резонанси [7] і, як наслідок, значна інтенсифікація поперечних вібрацій валу. Амплітуда напружень при резонансі зазвичай є нижчою за границю витривалості роторної сталі, проте за наявності навіть незначної поверхневої тріщини цих напружень може бути достатньо для її подальшого росту.

Потенційними причинами зародження тріщин у валах турбін є всі без винятку технологічні операції, що використовуються при їхньому виготовленні (поковка, токарна та фрезерна обробка, термічна обробка), оскільки вони супроводжуються суттєвим пластичним деформуванням всього об'єму матеріалу або його поверхні. Крім того, тріщиноутворення у валах турбіни обумовлено їх складною геометрією, тобто наявністю виточок і галтелей, які є концентраторами напружень і, тому, потенційними місцями зародження та росту тріщин втоми [8].

Періодичні обстеження парових турбін під час планових ремонтів виявляють на поверхні тріщини різної глибини та протяжності [8]. Інструкцією з експлуатації турбін [9] допускається наявність тріщин завглибшки до 1 мм. Під час капітального ремонту тріщини більшої глибини видаляють токарною обробкою поверхні на глибину тріщини.

Мета дослідження. Метою дослідження є порівняльна оцінка інтенсивності впливу рада експлуатаційних факторів на швидкість росту тріщини з використанням моделі ротора високого тиску турбіни К-200-130 при перехідних поперечних коливаннях, що виникають під час пуску та зупинки турбіни.

Виклад основного матеріалу дослідження. Оцінка кінетики зростання тріщини в роторі, що обертається, спирається на вирішенні задачі про вимушені коливання ротора з урахуванням демпфування. Як модельний об'єкт дослідження було обрано ротор високого тиску парової турбіни К-200-130 потужністю 200 МВт (рис. 1, S1 і S2 – опори). Оскільки діаметр ротора по довжині змінюється несуттєво, рішення будується для однорідного валу на двох опорах діаметром D і довжиною L .

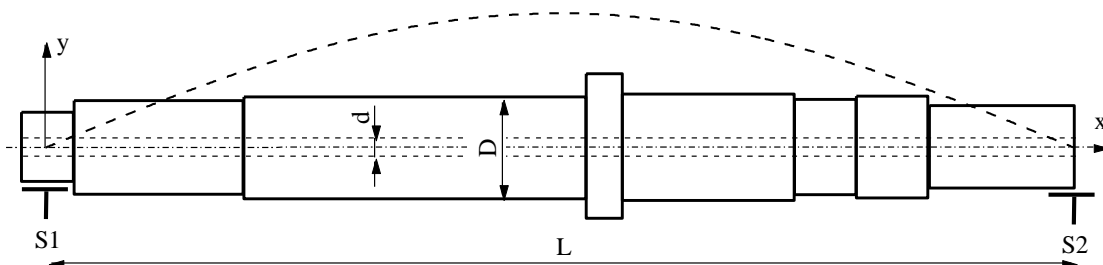


Рис. 1. Ротор високого тиску турбіни К-200-130.

Якщо представити гармонічну змущувальну силу в комплексній формі, то рівняння вимушених коливань валу внаслідок наявності ексцентриситету, обумовленого прогином валу під дією власної ваги матиме вигляд

$$\mu \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + (1 + \frac{i\delta}{\pi}) EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = F(x) e^{i\omega t}, \quad (1)$$

де μ - маса одиниці довжини валу, δ - логарифмічний декремент коливань, E - модуль пружності матеріалу, I - осьовий момент інерції поперечного перерізу, $F(x)$ -



змушувальна сила, ω – частота змушувальної сили, $i = \sqrt{-1}$. В рівнянні (1) другий доданок враховує непружний опір, пропорційний пружній відновлюючій силі [11], яка є притаманною металевим матеріалам.

Рішення будується через розкладання за формами коливань [12] у вигляді

$$y(x, t) = \sum_{m=1}^{\infty} a_m w_m(x) e^{i\omega t}, \quad (2)$$

де w_m – власні форми коливань валу, що задовольняють умові

$$EI \frac{\partial^4 w_m(x)}{\partial x^4} = \mu \omega_m^2 w_m(x), \quad (3)$$

де ω_m – власні форми коливань валу. Для валу на двох шарнірних опорах

$$\omega_m = \frac{m^2 \pi^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{\mu}}.$$

Функцію розподілу сили $F(x)$ вздовж валу представимо у вигляді розкладання за власними формами коливань

$$F(x) = \sum_{m=1}^{\infty} b_m w_m(x), \quad (4)$$

де

$$b_m = \frac{\int_0^L F(x) w_m(x) dx}{\int_0^L w_m^2(x) dx}. \quad (5)$$

Підставивши рівняння (2) до (1), отримаємо

$$\mu \sum_{m=1}^{\infty} a_m \left[\left(1 + \frac{i\delta}{\pi}\right) \omega_m^2 - \omega^2 \right] w_m(x) = \sum_{m=1}^{\infty} b_m w_m(x), \quad (6)$$

звідки

$$a_m = \frac{b_m}{\mu \left[\left(1 + \frac{i\delta}{\pi}\right) \omega_m^2 - \omega^2 \right]}. \quad (7)$$

Співвідношення (7) можна подати у вигляді

$$a_m = \frac{b_m}{\mu} \frac{e^{i\psi_m}}{\sqrt{(\omega_m^2 - \omega^2)^2 + \frac{\delta^2 \omega_m^4}{\pi^2}}}, \quad (8)$$

де

$$\operatorname{tg} \psi_m = -\frac{\delta \omega_m^2}{\pi(\omega_m^2 - \omega^2)}.$$

Тоді загальне рішення рівняння (1) набуде вигляду

$$y(x, t) = \sum_{m=1}^{\infty} \frac{b_m}{\mu} \frac{w_m(x)}{\sqrt{(\omega_m^2 - \omega^2)^2 + \frac{\delta^2 \omega_m^4}{\pi^2}}} e^{i(\omega t + \psi_m)}, \quad (9)$$

а дійсна його частина буде шуканим рішенням

$$y(x, t) = \sum_{m=1}^{\infty} \frac{b_m}{\mu} \frac{w_m(x)}{\sqrt{(\omega_m^2 - \omega^2)^2 + \frac{\delta^2 \omega_m^4}{\pi^2}}} \cos(\omega t + \psi_m). \quad (10)$$

Оскільки розглядається резонанс під час переходу через першу критичну швидкість валу, рішення обмежується урахуванням першої форми коливань ($m=1$). Тоді з рівнянь (4) і (5) випливає, що $F(x) = \mu \omega_1^2 w_1(x)$ та $b_1 = \mu \omega_1^2$. При резонансі на першій критичній частоті, тобто при $\omega = \omega_1$, $\psi_1 = -\pi/2$ маємо

$$y(x, t) = \frac{\pi}{\delta} w_1(x) \sin \omega_1 t. \quad (11)$$

З урахуванням розв'язання задачі статичного прогину валу під дією власної ваги отримаємо рівняння першої форми коливань

$$w_1(x) = \frac{g \mu L^4}{\pi^4 EI} \sin \frac{\pi x}{L}. \quad (12)$$

Однією з причин зародження тріщин на поверхні валу турбіни є дії термічних напружень в місцях їхньої концентрації при пусках турбіни [13]. При проходженні через критичну швидкість обертання валу амплітуда його коливань зростає до значень, за яких виникають умови для подальшого розвитку тріщини, який можна описати рівнянням Періса [10]

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K_I)^n, \quad (13)$$

де a – глибина тріщини, N – кількість циклів навантаження, C і n – емпіричні параметри, ΔK_I – розмах коефіцієнта інтенсивності напружень (КІН), який змінюється в діапазоні від ΔK_{Ith} (порогове значення) до ΔK_{Ic} (критичне значення).

Орієнтація тріщини відносно фази коливань може бути довільною. На рис. 2 показані крайні випадки, коли тріщина знаходиться в полі розтягуючих (рис. 2, а) або стискаючих напружень (рис. 2, б). Можливо безліч проміжних положень тріщини, у яких її розвиток передбачити дуже складно.

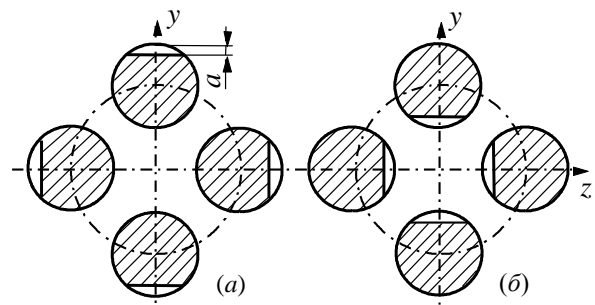
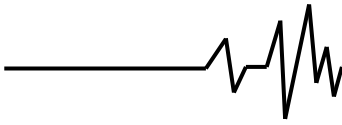


Рис. 2. Можливі орієнтації тріщини при обертанні ротора



Далі розглядається найгірший сценарій орієнтації тріщини при коливанні ротора, а саме, показаний на рис. 2, а. В цьому випадку КІН для крайової тріщини з прямим фронтом визначається рівнянням [14]

$$K_I = \sigma_c \sqrt{\pi a} (1.1105 - 2.6475\gamma + 5.6875\gamma^2), \quad (14)$$

де σ_c – напруження в перерізі з тріщиною, $\gamma = a/D$.

На підставі рівнянь (10) і (12) розподіл амплітуд напружень вздовж валу при коливаннях за першою формою набуде вигляду

$$\sigma_1(x, t) = \frac{g\mu L^2}{\pi^2 \kappa} \frac{\omega_1^2}{\sqrt{(\omega_1^2 - \omega^2)^2 + \frac{\delta^2 \omega_1^4}{\pi^2}}} \sin \frac{\pi x}{L}. \quad (15)$$

де g – прискорення вільного падіння, κ – осьовий момент опору поперечного перерізу.

Оскільки розглядається найгірший сценарій розвитку тріщини, вважаємо, що вона знаходиться у найбільш напруженому перерізі валу при коливаннях за першою формою, тобто посередині ($L_c = L/2$). Тоді рівняння (15) спроститься до вигляду

$$\sigma_c(L/2, t) = \frac{g\mu L^2}{\pi^2 \kappa} \left(\frac{\omega_1^2}{\sqrt{(\omega_1^2 - \omega^2)^2 + \frac{\delta^2 \omega_1^4}{\pi^2}}} + 1 \right). \quad (16)$$

У рівнянні (16) статична складова напружень від ваги ротора в нижній фазі коливань додавалася до амплітуди напружень.

Один оборот валу розглядається як один цикл навантаження. Кутова швидкість обертання валу з кутовим прискоренням (або сповільненням) A на N -му оберті (точніше, після завершення N -того обороту) визначається формулою

$$\omega_N = \sqrt{\beta N A}, \quad (17)$$

де $\beta = 4\pi$, якщо прискорення A задається в рад/с², $\beta = 2$ – якщо в об/с². Відповідно, у першому випадку кутова швидкість вимірюється в рад/с, тоді як у другому – в об/с.

Алгоритм розрахунку кінетики росу тріщини є наступним. Припускається, що на поверхні валу утворилася тріщина глибиною 1 мм, яка є максимально допустимою згідно з інструкцією з безпечної експлуатації турбіни [9]. Такі тріщини виявляють під час обстеження валу на етапі капітального ремонту, коли турбіна перебуває у повністю розібраному стані. Назвемо її початковою тріщиною a_0 . Далі, згідно з рівнянням (17), при заданому кутовому прискоренні визначається кутова швидкість обертання валу на кожному з N обертів, а згідно з рівняннями (16) та (14) – амплітуда напружень у перерізі з тріщиною та відповідне значення КІН.

При наближенні до першої критичної швидкості обертання валу ($m=1$) амплітуда напружень та КІН зростає. У цьому значення K_I постійної зіставляється зі значенням ΔK_{Ith} . Виконання умови $K_I \geq \Delta K_{Ith}$ означає, що тріщина за один цикл навантаження підростає на величину da_{N_1} , тобто

$$a_{N_1} = a_0 + da_{N_1}. \quad (18)$$

На наступному циклі навантаження розрахунок ведеться з урахуванням розміру тріщини, що змінився, а саме

$$a_{N_2} = a_{N_1} + da_{N_2}, \quad (19)$$

і так далі. В загальному випадку

$$a_{N_d} = \sum_{d=1} (a_{N_{d-1}} + da_{N_d}), \quad (20)$$

де $N_1, N_2 \dots N_d$ – пошкодуючі цикли навантаження (рис. 3). Процес триває до тих пір, поки кількість пусків і зупинок турбіни в сумі не досягне 4000, або виконається умова $K_I \geq \Delta K_{Ic}$, яка, по суті, означає втрату конструкцією несівної здатності. Тут враховується, що встановлена кількість пусків турбіни $S=2000$ (ресурсний параметр). Оскільки вал турбіни проходить через резонанс як при пуску, так і при зупинці турбіни, кількість проходжень через резонанс прийнято рівним подвоєному числу пусків.

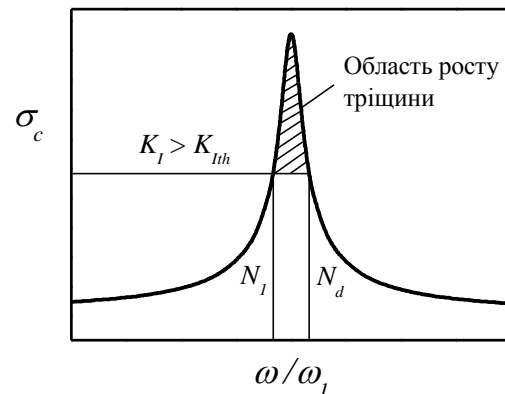


Рис. 3. Схема визначення області росту тріщини на резонансній кривій.

Необхідно відзначити, що в моделі не враховується зміна власної частоти та форми коливань ротора у разі виникнення в ньому тріщини. Вагомість цих факторів потребує окремих досліджень.

Таким чином, запропонована модель дозволяє оцінити вплив кожного експлуатаційного фактору та ступінь його небезпечності на залишкову довговічність валу, а також оцінити ризики критичного зростання



тріщини для конкретної турбіни за наявності даних про вібраційні характеристики.

Складність завдання оцінки тріщиностійкості валу турбіни полягає у наявності широкого спектра факторів, від яких вона залежить. Серед них в'язкість руйнування сталі та її залежність від температури та інших експлуатаційних факторів, тип тріщини та вид її деформування, напруженість перерізу з тріщиною та багато інших. Враховуючи недоступність чи суперечливість даних про означені властивості роторної сталі, розрахунок проводився у певному правдоподібному діапазоні їх значень.

Розрахунки були виконані на основі залежності швидкості росту тріщини від розмаху КІН для роторної сталі, представленої в [15]. Ця залежність апроксимується рівнянням Періса (13) з параметрами $S=2,75 \cdot 10^{-10}$, $n=3,86$ (при цих параметрах тріщина вимірюється в мм). Характеристика демпфування, що істотно впливає на амплітуду резонансних коливань, змінювалась у діапазоні $\delta=0,03 \dots 0,07$. Значення декременту коливань, що визначає нижню межу цього діапазону, близьке до відповідних характеристик роторних сталей [16, 17], а верхня – гіпотетично враховує, крім того, вплив конструкційного і інших видів демпфування. Діаметр валу змінювався в діапазоні $D=0,44 \dots 0,84$ м (при цьому $d=0,112$ м). Довжина валу була $L=4,5$ м, а густина сталі $\rho=7800$ кг/м³.

При пуску турбіни кутове прискорення змінюється у широкому діапазоні. У моделі при розрахунках кутове прискорення фіксувалося однією зі значень з діапазону $A=0,01 \dots 1$ об/с². Ця ідеалізація дозволяє виявити вплив кутового прискорення на швидкість зростання тріщини у чистому вигляді.

Рис. 4 ілюструє процес розвитку тріщини при багаторазовому проходженні ротора через першу критичну частоту (у даному випадку $f_1=29,9$ Гц, що відповідає першій критичній швидкості реального ротора) з різним кутовим прискоренням. Очевидно, що чим вище кутове прискорення, тим менше виникає пошкоджуючих циклів при проходженні через резонанс і тим більше пусків допускає ротор, перш ніж тріщина досягне критичного розміру. Як видно, швидкість росту тріщини суттєво зростає на останній стадії її розвитку. Тому існує невелике вікно можливостей виявлення тріщини до того, як вона стане нестабільною і виникне небезпека руйнування.

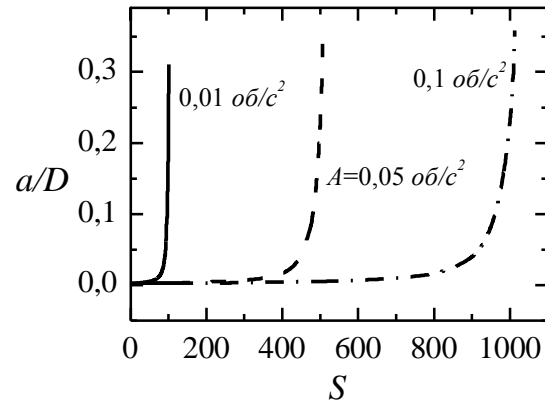


Рис. 4. Ріст тріщини в роторі в залежності від кількості пусків при різному кутовому прискоренні ($D=0,44$; $\delta=0,03$; $f_1=29,9$ Гц).

Оскільки дані щодо впливу експлуатаційних факторів (зокрема – температури) на характеристики K_{Ith} та K_c є суперечливими чи недоступними, розрахунок закономірності росту тріщини був виконаний у широкому діапазоні їх зміни. Як видно із рис. 5, вплив K_{Ith} на інтенсивність росту тріщини починає проявлятися, починаючи з деякого його значення, яке практично не залежить від величини K_c в діапазоні його значень $K_c=100 \dots 500$ МПа м^{1/2}. У той же час, вплив K_c у дослідженому діапазоні практично не виявляється (рис. 6). На цих та наступних рисунках інтенсивність росту тріщини характеризується кількістю пусків, при якому тріщина досягає критичного значення.

Збільшення характеристики демпфування істотно знижує амплітуду резонансних коливань і, отже, кількість пошкоджуючих циклів коливань. Як видно із рис. 7, вплив демпфування на кількість пусків ротора суттєво проявляється лише за відносно малих кутових прискорень. У випадку існує рівень демпфування (у даному випадку це $\delta \approx 0,053$), коли зникають умови для росту тріщини. Слід зазначити, що наразі питання про реальний рівень демпфування поперечних коливань валу турбіни залишається відкритим.

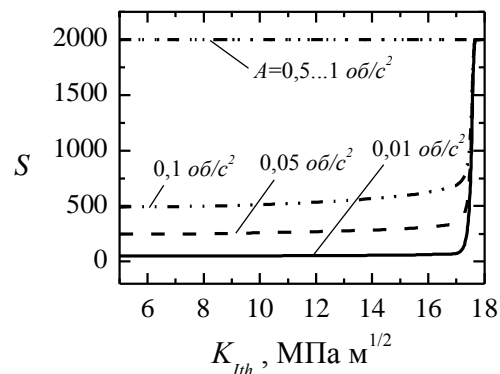


Рис. 5. Кількість пусків як функція K_{Ith} ($D=0,44$; $\delta=0,03$; $f_1=29,9$ Гц).

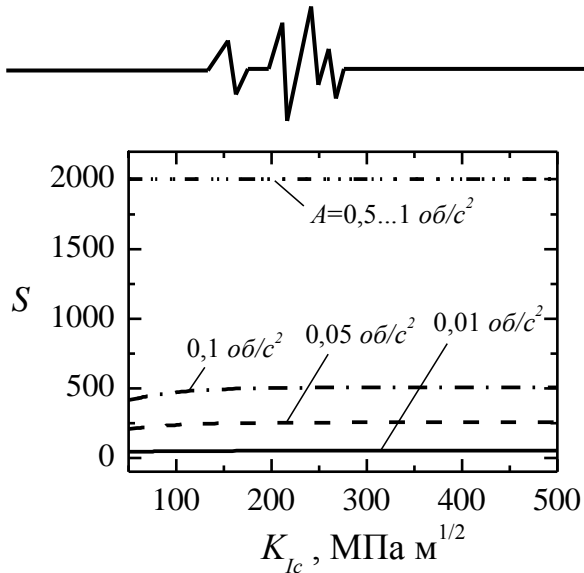


Рис. 6. Кількість пусків як функція K_{lc} ($D=0,44$; $\delta=0,03$; $f_1=29,9$ Гц, $K_{lth}=10$ МПа м^{1/2}).

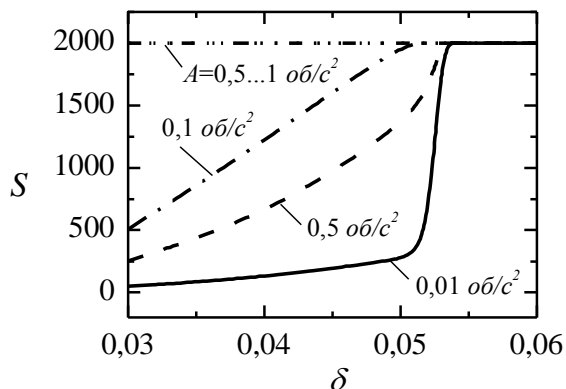


Рис. 7. Кількість пусків як функція δ ($D=0,44$; $\delta=0,03$; $f_1=29,9$ Гц).

Збільшення критичної частоти обертання ротора f_1 однозначно призводить до інтенсифікації процесу росту тріщини і, відповідно, до зниження кількості пусків (рис. 8). Для збереження масових та геометричних характеристик ротора зміна критичної частоти його обертання досягалася варіюванням модуля пружності роторної сталі.

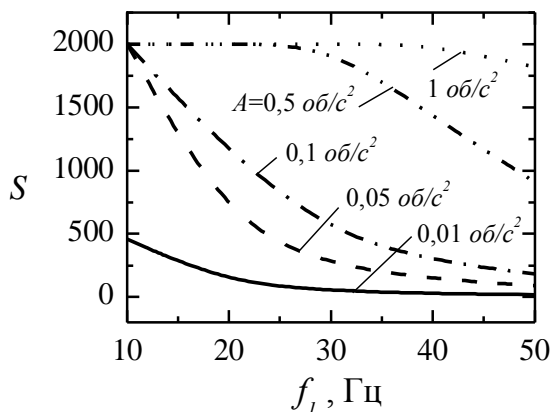


Рис. 8. Кількість пусків як функція f_1 ($D=0,44$; $\delta=0,03$; $f_1=29,9$ Гц).

Збільшення діаметра ротора за інших рівних умов знижує рівень напружень у перерізі з тріщиною і цим збільшує довговічність ротора (рис. 9). Постійність критичної частоти досягалася варіюванням модуля пружності.

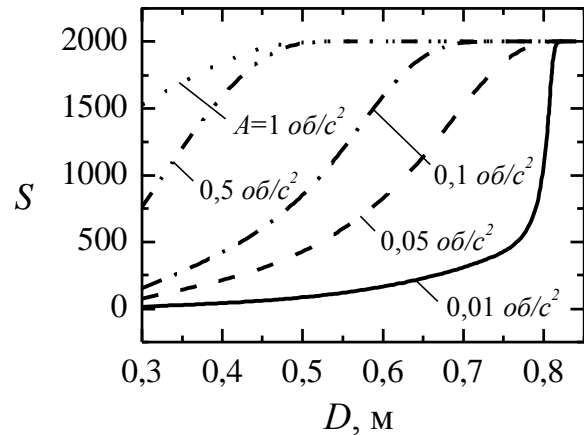


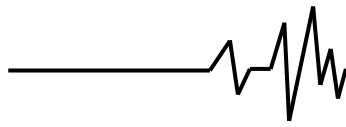
Рис. 9. Кількість пусків як функція діаметра ротора D ($\delta=0,03$; $f_1=29,9$ Гц).

Висновки. Модель, використана в роботі, дозволяє виконувати якісний порівняльний аналіз впливу експлуатаційних і геометричних факторів на процес розвитку тріщини в роторі, що обертається, при перехідних процесах під час пуску і зупинки турбіни. Деякими з таких факторів можна керувати у відносно широкому діапазоні (кутове прискорення, резонансна частота, геометричні характеристики). Інші такому управлінню практично не піддається, оскільки вони є властивостями матеріалу (декремент коливань, K_{lth} і K_{lc}).

Як видно, саме перша категорія факторів має найбільший вплив на процес росту тріщини. Можна виключити можливість розвитку тріщини за рахунок збільшення кутового прискорення та/або діаметра ротора та зменшення резонансної частоти.

З другої категорії факторів найбільш значуще проявляється характеристика демпфування. Високе демпфування знижує або повністю виключає можливість появи пошкоджуючих циклів навантаження. Використовувані нині роторні сталі не мають достатньо високих характеристик демпфування. Створення таких сталей, а також ефективних демпферів коливань є перспективним способом запобігання виникненню умов росту тріщин у валах парових турбін.

Подальшим напрямком роботи є створення повної моделі валопроводу турбіни для більш точного передбачення напружень на найбільш напружених його ділянках при перехідних процесах, що включають як поперечні, так і крутильні коливання, а також інші види тріщин (похилі, поздовжні).



Список використаних джерел

1. Troshchenko V.T., Khamaza L.A. (2018). Fatigue fracture stages of metals and alloys and stage-to-stage transition criteria. *Strength of Materials*. 2018. № 3(50). P. 529–539.
2. Zhou T., Xu J., Sun Z. Dynamic analysis and diagnosis of a cracked rotor. *Trans. ASME. J. of Vibration and Acoustics*. 2001. № 4(123). P. 539–543.
3. Bovsunovsky A.P. (2015). Fatigue damage of steam turbine shaft at asynchronous connections of turbine generator to electrical network. *Journal of Physics: Conference Series 628 conference*. 2015. № 1. 012001.
4. Kramer L.D., Randolph D.D. (1976). Analysis of the Tennessee valley authority, Gallatin unit N2 turbine rotor burst. In: *ASME-MPC Symp. on Creep-Fatigue Interaction*. 1976. P. 1.
5. Zagretidinov I.Sh., Kostyuk A.G., Trukhnii A.D., Dolzhanskii P.R. Failure of the 300 MW turbine unit of the state district power station at Kashira: causes, consequences, and conclusions. *Thermal Engineering*. 2004. № 5. P. 5–15.
6. Bovsunovsky A., Surace C. Non-linearities in the vibrations of elastic structures with a closing crack: A state of the art review. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2015. № 62-63. P. 129–148.
7. Edgar J. Gunter. Unbalance response and field balancing of an 1150-MW turbine-generator with generator bow. In: *7 th IFToMM-Conference on Rotor Dynamics*. 2006. P. 25–28.
8. Черноусенко О.Ю., Риндюк Д.В., Пешко В.А. Оцінка залишкового ресурсу та подовження експлуатації парових турбін великої потужності (частина 3). Київ: НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського». 2020.
9. РД 10-577-03. Типовая инструкция по контролю металла и продлению срока службы основных элементов котлов, турбин и трубопроводов тепловых электростанций. Москва: Гос. унитарное предприятие «Научно-технический центр по безопасности в промышленности Госгортехнадзора России». 2003.
10. Broek D. The practical use of fracture mechanics. Dordrecht/Boston/London: Kluwer Academic Publishers. 1988.
11. Сорокин Е.С. К вопросу неупругого сопротивления строительных материалов при колебаниях. Москва: Государственное издательство литературы по строительству и литературе. 1954.
12. Бабаков И.М. Теория колебаний. Москва: Главная редакция физ.-мат. литературы. 1968.
13. Shul'zhenko M.G., Gontarovskiy P.P., Garmash, N.G. Thermostressed state and crack growth resistance of rotors of the NPP turbine K-1000-60/1500. *Strength of Materials*. 2010. № 1(42). P. 114–119.
14. Stress intensity factors handbook. In: 3

vol. Vol. I. – (Editor-in-chief Y.Murakami), The Society of Materials Sci., Japan and Pergamon Press. 1987.

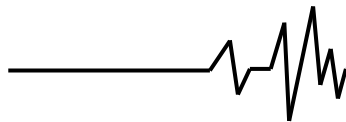
15. Shlyannikov V., Kosov D., Fedorenkov D., Xian-Chen Zhang, Shan-Tung Tu. Size effect in creep-fatigue crack growth interaction in P2M steel. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. 2021. № 12(44). P. 3301–3319.

16. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Вибропоглощающие свойства конструкционных материалов. Киев: Наукова думка. 1971.

17. Bovsunovskii A.P. Experimental studies on high-cycle fatigue and damping properties of R2MA rotor steel in torsion. *Strength of Materials*. 2011. № 4(43). P. 455–463.

References

1. Troshchenko V.T., Khamaza L.A. (2018). Fatigue fracture stages of metals and alloys and stage-to-stage transition criteria. *Strength of Materials*, 50(3), 529–539.
2. Zhou T., Xu J., Sun Z. (2001). Dynamic analysis and diagnosis of a cracked rotor. *Trans. ASME. J. of Vibration and Acoustics*, 123(4), 539–543.
3. Bovsunovsky A.P. (2015). Fatigue damage of steam turbine shaft at asynchronous connections of turbine generator to electrical network. *Journal of Physics: Conference Series 628 conference 1*, 012001.
4. Kramer L.D., Randolph D.D. (1976). Analysis of the Tennessee valley authority, Gallatin unit N2 turbine rotor burst. In: *ASME-MPC Symp. on Creep-Fatigue Interaction*, pp. 1.
5. Zagretidinov I.Sh., Kostyuk A.G., Trukhnii A.D., Dolzhanskii P.R. (2004). Failure of the 300 MW turbine unit of the state district power station at Kashira: causes, consequences and conclusions. *Thermal Engineering*, 5, 5–15.
6. Bovsunovsky A., Surace C. (2015). Non-linearities in the vibrations of elastic structures with a closing crack: A state of the art review. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 62-63, 129–148.
7. Edgar J. Gunter. (2006). Unbalance response and field balancing of an 1150-MW turbine-generator with generator bow. In: *7 th IFToMM-Conference on Rotor Dynamics*, pp. 25–28.
8. Chernousenko O.U., Ryndiuk D.V., Peshko V.A. (2020). Ocinka zalyshkovogo resursu ta podovgennia ekspluatacii parovyh turbin velykoi potugnosti (chastyna 3). Kyiv: NTUU «KPI im. Igoria Sikorskogo».
9. RD 10-577-03. Tipovaia instrukcia po kontroliu metalla i prodleniu sroka slugby osnovnyh elementov kotlov, turbin i truboprovodov teplovyh elektrostancii. (2003). Moskva: Gos. unitarnoe predpriatie «Nauchno-technicheskiiy centr po besopasnosti d promyshlennosni Gostehnadsora Rossii».



10. Broek D. (1988). The practical use of fracture mechanics. Dordrecht/Boston/London: Kluwer Academic Publishers.

11. Sorokin E.S. (1954). K voprosu neuprugogo soprotivlenia stroitelnyh materialov pri kolebaniyah. Moskva: Gosudarstvennoe isdatelstvo literatury po stroitelstvu i literature.

12. Babakov I.M. (1968). Teoria kolebanii. Moskva: Glavnaia redakcia fis.-mat. literatury.

13. Shul'zhenko M.G., Gontarovskiy P.P., Garmash, N.G. (2010). Thermally stressed state and crack growth resistance of rotors of the NPP turbine K-1000-60/1500. Strength of Materials, 42(1), 114–119.

14. Stress intensity factors handbook. (1987). In: 3 vol. Vol. I. – (Editor-in-chief Y. Murakami), The Society of Materials Sci., Japan and Pergamon Press.

15. Shlyannikov V., Kosov D., Fedorenkov D., Xian-Chen Zhang, Shan-Tung Tu. (2021). Size effect in creep-fatigue crack growth interaction in P2M steel. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 44(12), 3301–3319.

16. Pisarenko G.S., Iakovlev A.P., Matveev V.V. (1971). Vibropogloschaischie svoystva konstrukcionnyh materialov. Kiev: Naukova dumka.

17. Bovsunovskii A.P. (2011). Experimental studies on high-cycle fatigue and damping properties of R2MA rotor steel in torsion. Strength of Materials, 43(4), 455–463.

SIMULATION OF FATIGUE CRACK GROWTH DURING TRANSVERSE VIBRATIONS OF A TURBINE SHAFT

In real operational conditions structural elements of steam turbines are subjected to a wide range of thermal and mechanical loading. Even substantial reserve of static and dynamic strength, laid down at the stage of turbine design, can not prevent

the appearance of fatigue cracks in structural elements, which lead to catastrophic failures. One of the reasons of damage in structural elements of turbine is technological operations used in the process of manufacture (forging, turning, and milling, heat treatment), since they are accompanied with plastic deformation of material, which is the physical basis of the so-called distributed fatigue damage. It accumulates during long-term cyclic deformation and turns into local damage of a fatigue crack type. In addition, the appearance of cracks in turbine shafts is caused by complex geometry, that is, by the presence of fillets and grooves, which are stress concentrators and, therefore, potential areas of initiation and growth of fatigue cracks. The high pressure rotor of the K-200-130 steam turbine was used to simulate the process of crack growth at forced transverse vibrations of the rotor when it passes through the first critical speed. At this the amplitude-dependent energy dissipation typical for metallic materials was taken into account. There was estimated the maximum stresses arising in the rotor when it passed through the critical speed rotation and the number of loading cycles leading to the crack growth. It was assumed that a crack with a depth of about 1 mm has formed on the surface of the rotor, which is the maximum permissible depth according to the instructions for safe operation of the turbine. The growth rate of this crack is predicted based on the fracture mechanics approaches through the determined maximum stresses in the section with a crack and experimental dependences of the crack growth rate on the stress intensity factor range. Based on the model, the crack growth time is predicted until the rotor loses its bearing ability. Predictions are made for different scenarios of loading and mechanical properties of rotor steel.

Keywords: steam turbine rotor, fatigue damage, transverse vibration, crack growth.

Відомості про автора

Бовсуновський Анатолій Петрович – доктор технічних наук, професор, професор кафедри теплоенергетики 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 Power Engineering of National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", 03056, 37 Peremohy Ave., Kyiv, Ukraine; e-mail: apbovsunovsky@gmail.com.

Носаль Олександр Миколайович – аспірант кафедри теплоенергетики Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського", 03056, пр-т Перемоги 37, Київ, Україна; e-mail: oleksandrnosal1998@gmail.com.

Nosal Oleksandr Mykolaiovych – PhD student of the Department of Heat Power Engineering of National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", 03056, 37 Peremohy Ave., Kyiv, Ukraine; e-mail: oleksandrnosal1998@gmail.com