

Бовсуновський О.А.

Інститут проблем міцності імені Г.С. Писаренка Національної академії наук України

Носаль О.Ю.

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

ДІАГНОСТИКА ПОШКОДЖЕННЯ РОТОРІВ ТУРБІН НА СТАДІЇ РЕМОНТУ

Конструктивні елементи багатьох складових енергетичного обладнання електричних станцій при експлуатації зазнають інтенсивних механічних (статичних і динамічних) і термічних навантажень у корозійно-агресивному середовищі. Особливо значного навантаження зазнають ротори турбін і турбогенераторів. Наслідком такого навантаження є накопичення розсіяного втомного пошкодження, яке локалізується у вигляді тріщини втоми. При досягненні тріщиною критичного розміру виникає небезпека руйнування ротора з катастрофічними наслідками для всієї турбіни. Тому діагностування пошкодження ротора докритичного розміру є важливою практичною проблемою.

Мета. Метою роботи є створення розрахункової моделі для визначення зміни власної частоти коливань ротора при виникненні в ньому крайової тріщини за різної її орієнтації відносно осі обертання, а також розробка методики діагностування тріщини в роторі турбіни, ґрунтуючись на вібраційних дослідженнях ротора на стадії ремонту турбіни.

Методи. Для вирішення задачі використано методи теорії коливань тіл з локальною змінюваною піддатливістю, зумовленою тріщиною. Вплив крайової тріщини на піддатливість ротора визначено методами механіки руйнування.

Результати. В роботі представлено результати дослідження впливу поверхневої поперечної тріщини на власну частоту першої форми коливань ротора турбіни за різної орієнтації тріщини відносно осі обертання, а також впливу місцезоположення тріщини і жорсткості ротора на чутливість зміни власної частоти до пошкодження. Розроблено методику вібраційної діагностики пошкодження ротора турбіни на стадії її ремонту.

Висновки. Розроблено аналітично-розрахункову модель для визначення власних частот поперечних коливань ротора з крайовою тріщиною за різної орієнтації тріщини відносно осі обертання. Запропоновано методику вібраційної діагностики пошкодження ротора турбіни на основі відносної зміни власної частоти першої форми поперечних коливань ротора на стадії ремонту турбіни при послідовному повороті ротора на певний кут. Запропонована методика вібраційної діагностики роторів турбін є достатньо чутливою для виявлення відносно невеликих тріщин, розмір яких не становить загрози для цілісності ротора.

Ключові слова: вібраційні діагностика, ротор турбіни, власні частоти, тріщина втоми.

Постановка проблеми. Конструктивні елементи багатьох складових енергетичного обладнання електричних станцій при експлуатації зазнають інтенсивних механічних (статичних і динамічних) і термічних навантажень у корозійно-агресивному середовищі. Особливо значного навантаження зазнають ротори турбін і турбогенераторів. Наслідком такого навантаження є накопичення розсіяного втомного пошкодження, яке локалізується у вигляді тріщини втоми. При досягненні тріщиною критичного розміру виникає небезпека руйнування ротора з катастрофічними наслідками для всієї турбіни. Тому діагностування пошкодження ротора докритичного

розміру (тобто такого, що не загрожує його цілісності) є важливою практичною проблемою.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблема забезпечення довговічності і гарантування ресурсних показників відповідальних конструктивних елементів парових турбін та турбогенераторів є важливою проблемою сучасної енергетики України. З кожним роком ця проблема стає дедалі гострішою з вичерпанням ресурсу енергогенеруючого обладнання і потребує невідкладного вирішення [1].

Одними з найбільш небезпечними для цілісності конструктивних елементів парових турбін є динамічні режими навантаження, що мають

місце, наприклад, при проходженні через критичні швидкості обертання валу турбіни (поперечні коливання), а також при позаштатних режимах турбогенератора (крутильні коливання) [2]. При таких режимах навантаження механічні напруження на окремих ділянках роторів турбіни можуть перевищувати границю втоми роторної сталі, що невідворотно призводить до її втомного пошкодження [3]. Крім того, конструктивні особливості роторів турбін, а саме численні галтелі і теплові канавки, що є концентраторами напружень, є ще однією причиною зародження та росту тріщин [4].

Про актуальність проблеми суттєвого втомного пошкодження роторів парових турбін свідчать численні роботи. Зокрема, катастрофічне руйнування ротора середнього тиску парової турбіни потужністю 225 МВт сталося через розвиток тріщини втоми протягом декількох років [5]. Повне руйнування турбіни потужністю 300 МВт також стало результатом тривалого розвитку тріщин втоми, які не були виявлені під час капітального ремонту турбіни [6].

Вчасне діагностування доволі значної тріщини у роторі турбіни на електростанції Бесат дозволив уникнути катастрофічного руйнування парової турбіни [7]. Велика кільцева тріщина була виявлена у роторі турбіни потужністю 60 МВт ТЕС після 10 років експлуатації [8]. Тріщина знаходилась в області ротора з відносно невеликим діаметром і досягала 75% поперечного перерізу (рис. 1). Причиною виникнення тріщини було названо концентрацію механічних напружень і термічні напруження, які виникають в результаті підготовки турбіни до пуску.

Як видно з рис. 1, кільцева тріщина в роторі з низьковуглецевої низьколегованої сталі в реаль-

них умовах експлуатації може досягати значних розмірів, зберігаючи при цьому працездатний стан.

Діагностування тріщин в конструктивних елементах парової турбіни в процесі експлуатації є складною і досі не вирішеною проблемою [9]. Найбільшу проблему становить недоступність елементів турбіни для діагностики. Перспективним шляхом її вирішення є застосування різних діагностичних методів на стадії капітального ремонту турбіни, коли відбувається повне розбирання турбіни.

Використання локальних неруйнівних методів діагностики пошкоджень (рентгеноскопія, акустична емісія тощо) є трудомістким, потребує спеціального обладнання і висококваліфікованого персоналу. В той же час вібраційна діагностика пошкоджень є інтегральним методом діагностики, тобто дозволяє оцінити стан об'єкта діагностики в цілому в результаті відносно короткотривалих і відносно нескладних тестів для визначення його динамічних характеристик [10]. Основною перевагою вібраційної діагностики над локальними методами є те, що вона потребує значно менше часу для діагностування пошкодження у великогабаритних конструкціях.

Вібраційна діагностика пошкоджень ґрунтується на ідеї, що динамічні характеристики непошкодженого і пошкодженого тіла відрізняються. Зміна динамічних характеристик, зумовлена впливом пошкодження на жорсткість (піддатливість) об'єкта діагностики, застосовується для діагностування тріщин втоми, а також для визначення її параметрів (розмірів та розташування) [9]. В якості інформаційних характеристик при застосуванні вібраційної діагностики використовують зміну власних частот і форм коливань

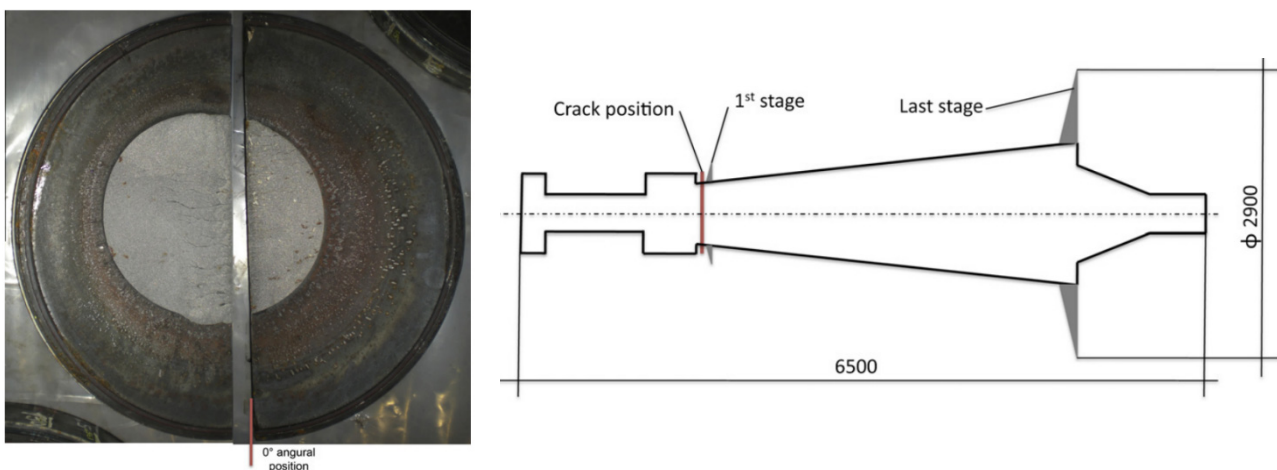


Рис. 1. Кільцева тріщина в роторі турбіни агрегату 60 МВт ТЕС [8]

об'єкта діагностики, характеристик демпфування, виникнення нелінійних ефектів, зміщення антирезонансних частот тощо. Кожен з цих методів має свої переваги і недоліки, але жоден з них не є універсальним.

Точність розрахункової моделі для передбачення впливу тріщини на власні частоти коливань ротора визначається вибором моделі тріщини. Така модель повинна достатньо точно відображати вплив тріщини на піддатливість ротора. Порівняльний аналіз різних моделей тріщини дозволив зробити висновок про те, що найбільш точною і зручною для практичного використання є модель, заснована на використанні підходів механіки руйнування [11]. Такий підхід дозволяє відносно просто розрахувати зміну піддатливості ділянки тіла, зумовленої появою і ростом тріщини.

Постановка завдання. Метою роботи є створення аналітично-розрахункової моделі ротора турбіни з тріщиною і розробка на її основі методики вібродіагностики ротора на стадії ремонту турбіни, використовуючи в якості вібраційної характеристики пошкодження зміну власних частот коливань ротора.

Виклад основного матеріалу дослідження. Модель ротора турбіни з тріщиною для розрахунку власних частот. Аналітична модель поперечних коливань ротора турбіни (рис. 2) з крайовою поперечною тріщиною побудована на основі рішення диференціального рівняння, що описує вільні поперечні коливання ротора на двох опорах без урахування демпфування [11]

$$\frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial x^4} + \frac{\rho F}{EI} \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} = 0, \quad (1)$$

де E і ρ – модуль пружності і густина матеріалу ротора, відповідно; I і F – осьовий момент інерції і площа поперечного перерізу ротора.

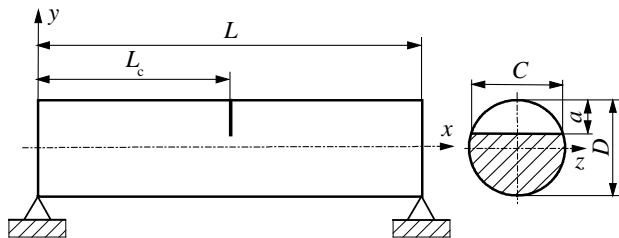


Рис. 2. Ротор на двох опорах з крайовою поперечною тріщиною

Коливання ротора, коли тріщина закрита, описується тим же рівнянням, що і ротора без тріщини, оскільки жорсткість ротора в обох випадках є однаковою

$$y(x,t) = \sum_{i=1}^{\infty} w_i(x) (P_i \sin \omega_i t + R_i \cos \omega_i t), \quad (2)$$

де $w_i(x)$, ω_i – відповідно власні форми та частоти коливань ротора; P_i , R_i – коефіцієнти, що підлягають визначенню; i – номер форми коливань.

Коли тріщина відкрита під дією навантаження (механічного чи термічного), вона моделюється пружним шарніром, що має деяку піддатливість. Тоді коливання ротора з відкритою тріщиною описуються рівнянням

$$y_{oj}(x,t) = \sum_{i=1}^{\infty} w_{ij}(x) (P_{oi} \sin \omega_{oi} t + R_{oi} \cos \omega_{oi} t), \quad (3)$$

де $w_{ij}(x)$ – власні форми коливань ротора на j -тій ділянці по довжині ($j=1,2$ – ділянки зліва і справа відносно тріщини); ω_{oi} – кутові частоти коливань ротора з відкритою тріщиною; P_{oi} , R_{oi} – коефіцієнти, що підлягають визначенню.

Власні форми коливань ротора на j -тій ділянці валу визначаються через функції Крилова S , T , U , V

$$w_{ij}(x) = A_{ij} S(k_{oi} x) + B_{ij} T(k_{oi} x) + C_{ij} U(k_{oi} x) + D_{ij} V(k_{oi} x).$$

Крайові умови для переміщення $w_{ij}(x)$ та згинального моменту $M_{ij}(x)$, а також умови сполучення ділянок 1 і 2 ротора, розділених тріщиною, мають вигляд

$$w_{i1}(0) = 0; \quad w_{i2}(L) = 0; \quad M_{i1}(0) = 0, \quad M_{i2}(L) = 0;$$

$$w_{i1}(L_c) = w_{i2}(L_c); \quad \theta_{i1}(L_c) - \theta_{i2}(L_c) = \kappa_c M_{i1}(L_c);$$

$$M_{i1}(L_c) = M_{i2}(L_c); \quad Q_{i1}(L_c) = Q_{i2}(L_c);$$

де L – довжина ротора; L_c – відстань від лівого краю валу до перерізу з тріщиною; κ_c – зміна піддатливості перерізу з тріщиною; $\theta_{ij}(x)$ – кут повороту поперечного перерізу; $\theta_{ij}(x)$ – поперечна сила.

З врахуванням крайових умов частотне рівняння, що визначає власні частоти коливань ротора з відкритою тріщиною має наступний вигляд

$$\begin{vmatrix} 0 & 0 & S(\varphi_i) & T(\varphi_i) & U(\varphi_i) & V(\varphi_i) \\ 0 & 0 & U(\varphi_i) & V(\varphi_i) & S(\varphi_i) & T(\varphi_i) \\ T(\varphi_i) & V(\varphi_i) & -S(\varphi_i) & -T(\varphi_i) & -U(\varphi_i) & -V(\varphi_i) \\ -S(\varphi_i) - \kappa_c V(\varphi_i) & -U(\varphi_i) - \kappa_c T(\varphi_i) & V(\varphi_i) & S(\varphi_i) & T(\varphi_i) & U(\varphi_i) \\ V(\varphi_i) & T(\varphi_i) & -U(\varphi_i) & -V(\varphi_i) & -S(\varphi_i) & -T(\varphi_i) \\ U(\varphi_i) & S(\varphi_i) & -T(\varphi_i) & -U(\varphi_i) & -V(\varphi_i) & -S(\varphi_i) \end{vmatrix} = 0. \quad (4)$$

де $\varphi_i = k_{oi} L$; $\psi_i = L_c \varphi_i / L$; $r_o = EI \kappa_c \varphi_i / L$; $k_{oi}^4 = \omega_{oi}^2 \rho F / EI$.

Зміна піддатливості перерізу з тріщиною визначалась енергетичним методом, який ґрунтується на порівнянні зміни енергії деформації тіла при виникненні в ньому тріщини, визначеної на основі підходів механіки руйнування і на основі класичної механіки [11].

Для крайової тріщини нормального відриву з прямим фронтом (рис. 2) за умови плоского напруженого стану зміна енергії деформації валу визначається наступним рівнянням

$$\Delta U = \frac{1}{E} \int_0^{C_a} \int_0^a K^2 d a d z, \quad (5)$$

де K_I – коефіцієнт інтенсивності напружень (КІН); a – глибина тріщини; C – довжина фронту тріщини, яка в даному випадку визначається за формулою

$$C = 2\sqrt{a(D-a)}, \quad (6)$$

в якій D – діаметр ротора.

Розподіл КІН вздовж фронту тріщини визначається наступним рівнянням

$$K_I = \sigma_c \sqrt{\pi a} F_I(\gamma) F_I(z), \quad (7)$$

де σ_c – напруження в околі тріщини; функції $F_I(\gamma)$ і $F_I(z)$, які визначають залежність КІН від відносної глибини тріщини ($\gamma=a/D$) і його розподіл вздовж фронту тріщини, відповідно, взяті з роботи [12].

Функції $F_I(z)$ були отримані для різних кутів повороту валу відносно осі обертання θ (рис. 3), від якого залежить ступінь розкриття тріщини і розподіл КІН вздовж її фронту для відносної глибини тріщини $\gamma=0,25$. Чорним кольором на рис. 3 демонструється розкрита частина тріщини. Таким чином

$$F_I(\gamma) = 0,99833 - 0,59722\gamma - 1,16667\gamma^2 + 6,38889\gamma^3; (\gamma \leq 0,5) \quad (8)$$

$$F_I(z) = 0,74846 + 0,52557 \frac{z}{C} - 0,52557 \left(\frac{z}{C}\right)^2; (\theta=0^\circ) \quad (9)$$

$$F_I(z) = 0,65369 + 0,37211 \frac{z}{C} - 1,06632 \left(\frac{z}{C}\right)^2 + 0,34497 \left(\frac{z}{C}\right)^3; (\theta=45^\circ) \quad (10)$$

$$F_I(z) = 0,21944 - 0,32109 \frac{z}{C}; (\theta=90^\circ) \quad (11)$$

$$F_I(z) \approx 0. (\theta=135^\circ) \quad (12)$$

Оскільки при куті повороту $\theta=90^\circ$ тріщина є частково закритою, інтегрування згідно з рівнянням (5) виконувалось по довжині тріщини 0,7C. З врахуванням рівнянь (8)–(12) зміна енергії деформації валу, зумовлена тріщиною, має вигляд

$$\Delta U = \frac{2}{E} \sigma_c^2 \pi a^2 C \xi(\gamma) \chi, \quad (13)$$

де

$$\xi(\gamma) = 0,99666 - 0,59622\gamma - 0,65759\gamma^2 + 3,53749\gamma^3 - 1,25401\gamma^4 - 2,48458\gamma^5 + 5,83113\gamma^6;$$

$$\chi=0,79517 (\theta=0^\circ); \chi=0,33951 (\theta=45^\circ);$$

$$\chi=0,00844 (\theta=90^\circ); \chi=0 (\theta=135^\circ).$$

З іншого боку цю ж енергію можна визначити через зміну піддатливості перерізу при виникненні в ньому тріщини (κ_c), а саме

$$\Delta U = 0,5\kappa_c M^2, \quad (14)$$

де M – згинальний момент у перерізі з тріщиною.

З рівнянь (13) і (14) отримуємо

$$\kappa_c = \frac{2}{E W_x^2} \pi a^2 C \xi(\gamma) \chi, \quad (15)$$

де W_x – осьовий момент опору поперечного перерізу валу.

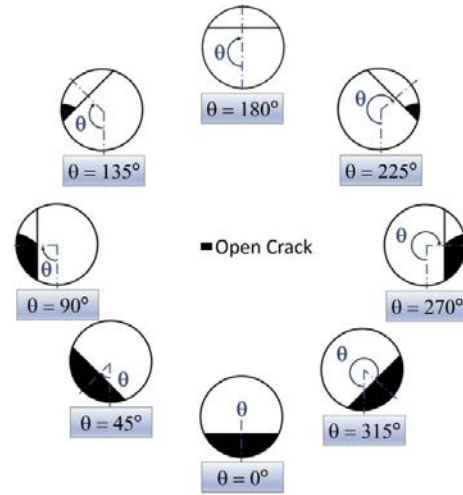


Рис. 3. Розкриття тріщини при повороті валу під дією його ваги [12]

Рішення частотного рівняння (4) дає змогу отримати власні частоти коливань валу з відкритою тріщиною. Такий стан тріщини є можливим за значення асиметрії циклу, яка перевищує амплітуду коливань. Тобто, якщо статичні напруження згину валу від його власної ваги будуть перевищувати амплітуду коливань, тріщина буде залишатись відкритою.

Зміна власних частот коливань об'єкту діагностики з відкритою тріщиною перевищує таку у випадку тріщини, що закривається [11]. Тому з точки зору підвищення чутливості вібродіагностики тріщин у валах турбіни, заснованої на зміні власних частот, необхідно збуджувати коливання з невеликою амплітудою, щоб запобігти закриттю тріщини при коливаннях.

Далі розглядається саме такий випадок і досліджується вплив параметрів тріщини і геометричних характеристик валів турбіни на власні частоти коливань валу з відкритою тріщиною.

Вібраційна діагностика роторів турбіни з поперечною тріщиною на основі зміни власних частот. Аналітичні дослідження впливу параметрів тріщини і геометричних характеристик роторів на власну частоту першої форми коливань були виконані стосовно роторів високого (РВТ), середнього (РСТ) і низького (РНТ) турбіни К-200-130 (рис. 4), виготовлених з сталі 25Х1МФА. В розрахунках було прийнято $E=200$ ГПа; $\rho=7800$ кг/м³.

При вібраційному діагностуванні ротора турбіни розкриття тріщини відбувається під дією власної ваги ротора. Максимальні напруження згину при цьому будуть мати місце посередині ротора і визначити їх можна за наступною формулою

$$\sigma_{max}(L/2) = \frac{2dL^2 g \rho}{D^2 - d^2}, \quad (16)$$

де d – діаметр технологічного каналу ротора; g – прискорення вільного падіння.

Так для РВТ це напруження складає 1,9 МПа. Таким чином, якщо амплітуда коливань при діагностичних випробуваннях не перевищуватиме це значення, тріщина залишатиметься відкритою. В іншому випадку тріщина буде періодично закриватись.

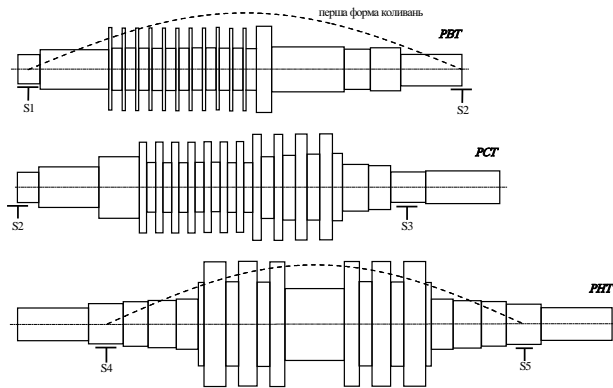


Рис. 4. Ротори турбіни К-200-130

Рішення частотного рівняння (4) дає змогу отримати власні частоти коливань ротора з відкритою тріщиною. Власні частоти коливань ротора з тріщиною, що закривається, можна визначити, знаючи власну частоту ротора без тріщини (f) і ротора з відкритою тріщиною (f_o), а саме

$$f_c = \frac{2ff_o}{f + f_o}. \quad (17)$$

Треба зауважити, використання рівнянь (1)–(4) не дає змогу точно прогнозувати власні частоти коливань ступінчастих роторів. Але зважаючи на те, що інформаційною характеристикою пошкодження, яка використовується в роботі, є відносна величина, а саме f_c/f (або f_c/f_o), на неї визначальний вплив складає не погрішність визначення абсолютного значення частоти, бо вона є однаковою для значення частоти у чисельнику і знаменнику, а точність визначення зміни піддатливості перерізу з тріщиною відповідно до рівняння (15), яка була підтверджена в багатьох експериментальних дослідженнях [9].

Діагностика проводиться в процесі ремонту турбіни, коли ротори знаходяться поза турбіною і відокремлені один від одного. Кожен з них розташовується на двох опорах, на яких можливе обертання ротора навколо своєї осі. Збудження коливань відбувається за допомогою електродинамічного вібратора (рис. 5). Зусилля від вібра-

тора до ротора передається через напівжорсткий шток. Частота сигналу, який подається на вібратор через підсилювач потужності, задається генератором сигналу. Частота сигналу плавно змінюється в околі власної частоти першої форми коливань ротора. Резонансна частота визначається за максимальною амплітудою коливань ротора. Вимірювання амплітудних значень поперечних коливань ротора у вертикальній площині здійснюється за допомогою акселерометра.

Після повороту ротора на певний кут (крок вимірювання) цикл визначення резонансної частоти повторюється. При цьому загальний кут повороту ротора не перевищує 180° .

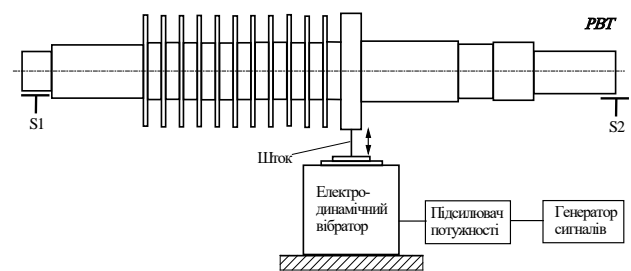


Рис. 5. Блок-схема діагностичної установки роторів турбіни

Оскільки передбачається, що амплітуда коливань не перевищує значення статичного прогину ротора від його ваги, тріщина при вібраційному діагностуванні залишається відкритою. В цьому випадку в залежності від орієнтації тріщини відносно вертикальної площини при повороті ротора на кут θ з кроком 45° розкриття тріщини поступово змінюється, як це показано на рис. 3, від повністю закритого ($\theta=180^\circ$) до повністю відкритого ($\theta=0^\circ$) стану.

Рис. 6 демонструє, яким чином змінюється власна частота коливань роторів в залежності від ступеня розкриття тріщини. Очікувано, що найбільша зміна власної частоти має місце при найбільшому розкритті тріщини, яке має місце при $\theta=0^\circ$. Загалом діапазон зміни власної частоти, який можна отримати в результаті чотирьох окремих тестів ротора при послідовному покроковому повороті його на 45° , є достатнім для надійного діагностування тріщини з відносною глибиною $a/D=0,25$. Більше того, в результаті таких тестів визначається також орієнтація тріщини відносно вертикальної площини: досягнення зміною власної частоти найбільшого значення означає, що кут, під яким розташована тріщина становить $\theta=0^\circ$.

З рис. 6 також очевидно, що чутливість вібродіагностики тріщин в роторах турбіни до деякої міри

залежить від їхньої жорсткості. Так найбільша зміна власної частоти РВТ (найбільший діаметр $D=0,44$ м) досягає 3,5%, в той час як така зміна для РСТ (найбільший діаметр $D=0,65$ м) і РНТ (найбільший діаметр $D=0,76$ м) – 5,0 і 5,8%, відповідно.

Зазвичай, особливістю вібродіагностики пошкодження, заснованої на зміні власних частот коливань, є необхідність початкових даних про власну частоту (чи частоти) коливань об'єкта діагностики у непошкодженому стані, відносно якої визначається зміна частоти, зумовлена тріщиною. Методика вібродіагностики, результати якої наведені на рис. 6, не потребує таких даних, що є її суттєвою перевагою над традиційними методами.

На рис. 7 наведені залежності зміни власної частоти роторів від розміру крайової тріщини для випадку її повного розкриття $\theta=0^\circ$, які дозволяють оцінити чутливість вібродіагностики тріщин на основі зміни власних частот. Так найбільша зміна власної частоти роторів, зумовлена тріщиною з відносними розмірами $a/D=0,1$ не перевищує 1%, що може бути недостатнім для надійної діагностики. В той же час тріщина з відносним розміром $a/D=0,2$ зумовлює зміну власної частоти РВТ, РСТ і РНТ до 2,2, 3,2 і 3,6%, відповідно. Такі зміни частоти надійно фіксуються сучасними засобами вимірювання.

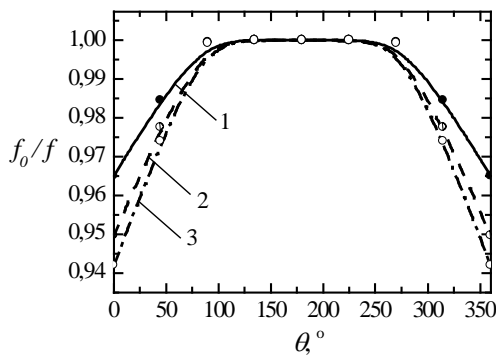


Рис. 6. Залежність відносної зміни власної частоти першої форми коливань РВТ (1), РСТ (2) і РНТ (3) від кута повороту ротора з відкритою тріщиною відносно осі обертання ($a/D=0,25$; $L_c/L=0,5$)

Аналіз залежностей, наведених на рис. 7, демонструє вплив жорсткості роторів на чутливість вібродіагностики. Так при збільшенні діаметра ротора на 48% чутливість вібродіагностики збільшується на 33%, а при збільшенні діаметра на 72% – на 48%, тобто чутливість вібродіагностики збільшується дещо повільніше, ніж діаметр роторів. Наприклад, зміна власної частоти роторів з діаметром $D=0,44$, $0,65$ і $0,76$ м, зумовлена тріщиною з відносним розміром $a/D=0,5$ досягає, відповідно 14,6, 19,4 і 21,6%.

Залежності, продемонстровані на рис. 6 і 7, отримані для випадку, коли тріщина знаходиться посередині ротора ($L_c/L=0,5$), тобто в найбільш напруженому перерізі ротора при поперечних коливаннях за першою формою. Внаслідок різних причин (концентратор напружень, дефект матеріалу, пошкодження поверхні тощо) тріщина може виникнути і в інших перерізах ротора по довжині. Вплив місцезнаходження тріщини на власну частоту першої форми коливань ротора продемонстровано на рис. 8. Як видно, він є тим меншим, чим нижчим є відносний рівень напружень у перерізі з тріщиною. Так тріщина, яка знаходиться посередині ротора змінює власну частоту коливань у декілька разів інтенсивніше, ніж та, що виникла недалеко від опори. Область ротора по довжині, де вібродіагностика залишається ефективною, знаходиться в діапазоні $0,1L \dots 0,9L$, що є прийнятним, враховуючи, що тріщини зазвичай утворюються у високонапружених частинах конструкції.

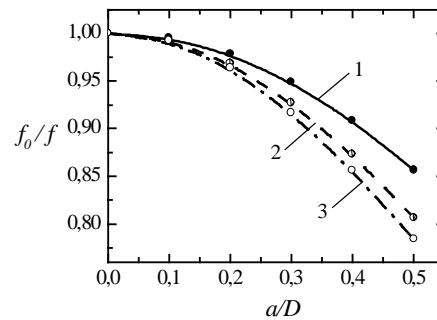


Рис. 7. Залежність відносної зміни власної частоти першої форми коливань РВТ (1), РСТ (2) і РНТ (3) від відносної глибини тріщин ($\theta=0^\circ$; $L_c/L=0,5$)

Для надійної діагностики тріщин по всій довжині ротора можна використовувати відносну зміну декількох власних частот. В цьому випадку переріз з тріщиною хоча б для однієї форми коливань буде знаходитись у відносно більш напруженій області ротора, що зумовить більш суттєву зміну частоти. З іншого боку, якщо переріз з тріщиною знаходиться в околі вузла напружень, в якому напруження при коливаннях за певною формою дорівнюють нулю, власна частота цієї форми коливань не буде змінюватись за будь-якого розміру тріщини, що є суттєвим недоліком вібродіагностики пошкоджень, заснованої на зміні власних частот. Саме тому використання декількох форм коливань ротора сприяє підвищенню надійності такої вібродіагностики тріщин, але в той же час суттєво ускладнює методику вібродіагностики.

Ще один фактор, який суттєво впливає на чутливість власних частот коливань ротора до наяв-

ності тріщини – це його жорсткість. Жорсткість ротора змінювали за рахунок зміни його довжини.

На рис. 9 показано вплив відносної довжини ротора на власну частоту першої форми його коливань. Тут прийнято, що $L_0=4,5$ м. Якщо для найкоротшого (а, отже, найжорсткішого) ротора найбільша відносна зміна частоти при $a/D=0,5$ досягає 25%, то збільшення довжини ротора в чотири рази зменшує цю зміну до 8%. Тобто чутливість власної частоти коливань ротора до наявності тріщини зменшується майже в тій же пропорції, що і жорсткість ротора.

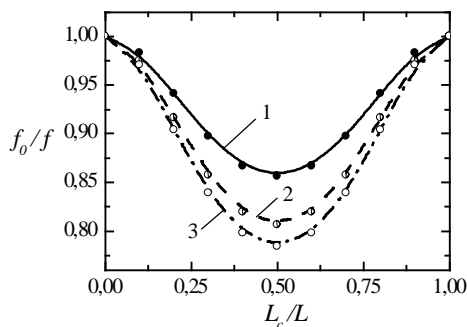


Рис. 8. Вплив місцезнаходження тріщини по довжині РВТ (1), РСТ (2) і РНТ (3) на власну частоту першої форми коливань ($a/D=0,5$)

Для тріщин іншого розміру відносна зміна чутливості вібродіагностики при видовженні ротора не змінюється. В той же час абсолютних значень зміни власної частоти коливань ротора (до 1%), зумовлених невеликою тріщиною ($a/D=0,1$) може бути недостатніми для надійної діагностики пошкодження.

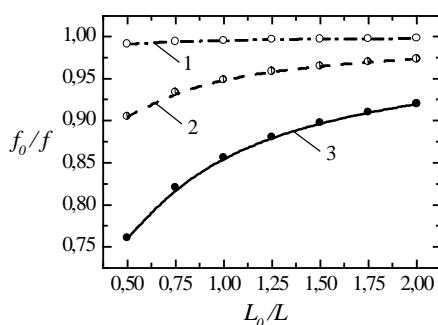


Рис. 9. Залежність зміни власної частоти першої форми коливань ротора від його відносної довжини при різних відносних розмірах тріщини: (1) – $a/D=0,1$; (2) – $a/D=0,3$; (3) – $a/D=0,5$ ($L_c/L=0,5$)

В той же час пропорційна зміна розмірів поперечного перерізу і довжини ротора майже не призводить до зміни чутливості вібродіагностики пошкодження ротора, заснованої на зміні власних частот (деякий вплив справляє технологічний діа-

метр). Так якщо тріщина з параметрами $a/D=0,5$ і $L_c/L=0,5$ призводить до відносної зміни власної частоти коливань ротора довжиною $L_0=4,5$ на рівні $f_0/f=0,8563$, то збільшення довжини ротора вдвічі призводить до відносної зміни власної частоти коливань на рівні $f_0/f=0,8567$, тобто різниця не перевищує 0,05%.

Висновки. Розроблено аналітично-розрахункову модель для визначення власних частот поперечних коливань ротора з крайовою тріщиною за різної орієнтації тріщини відносно осі обертання. Вплив тріщини на піддатливість ротора визначається апробованими методами механіки руйнування.

Запропоновано методику вібраційної діагностики пошкодження ротора турбіни на основі відносної зміни власної частоти першої форми поперечних коливань ротора на стадії ремонту турбіни при послідовному повороті ротора на певний кут (крок вимірювання). За кроку вимірювання у 45° достатньо чотирьох тестів для надійного діагностування тріщини з відносною глибиною $a/D=0,25$. Чим меншим є крок вимірювання, тим більше циклів визначення резонансної частоти ротора необхідно виконати. Вплив кількості циклів вимірювання на чутливість вібродіагностики є предметом окремого дослідження.

Перевагою запропонованої методики вібраційної діагностики пошкодження над традиційними методиками є те, що вона не потребує початкових даних про власну частоту (чи частоти) коливань об'єкта діагностики у непошкодженому стані, відносно якої визначається зміна частоти, зумовлена тріщиною.

Запропонована методика вібраційної діагностики роторів турбін, заснована на зміні власних частот коливань ротора при послідовному його повороті на певний кут, є достатньо чутливою для виявлення відносно невеликих тріщин, розмір яких не становить загрози для цілісності ротора.

Чутливість запропонованої методики вібраційної діагностики залежить від місцеположення тріщини по довжині ротора і його жорсткості. Так область ротора по довжині, де вібродіагностика тріщин при використанні першої форми коливань ротора залишається ефективною, знаходиться в діапазоні $0,1L \dots 0,9L$, що є прийнятним, враховуючи, що тріщини зазвичай утворюються у високонапружених частинах конструкції. Жорсткість ротора впливає на чутливість вібродіагностики пошкодження наступним чином: чим жорсткішим є ротор, тим вищою є чутливість зміни власних частот до наявності тріщини. В той же час вона залишається достатньою для виявлення тріщин докритичного розміру навіть у найменш жорсткому з розглянутих роторів.

Список літератури:

1. Черноусенко О.Ю., Риндюк Д.В., Пешко В.А. Оцінка залишкового ресурсу та подовження експлуатації парових турбін великої потужності (частина 3). Монографія для науковців та докторів філософії за спеціальністю 144 «Теплоенергетика». К.: НТУУ «КПІ Ім. Ігоря Сікорського», 2020. 297 с.
2. Bovsunovskii A.P. Asynchronous connection of a turbine generator to the mains as a factor of fatigue damage of steam turbine shafting // *Strength of Materials*. 2014. Vol. 46(6). P. 810–819. <https://doi.org/10.1007/s11223-014-9615-x>
3. Troshchenko V.T., Khamaza L.A. Fatigue fracture stages of metals and alloys and stage-to-stage transition criteria // *Strength of Materials*. 2018. Vol. 50(3). P. 529–539. <https://doi.org/10.1007/s11223-018-9998-1>
4. Кострикін В. О., Сухінін В. П., Шубенко О. Л. Конструкція і розрахунки на міцність елементів парових турбін. Харків: ЧП „КиК”, 2006. 136 с.
5. Dorfman L.S. and Trubelja M. Torsional monitoring of turbine-generators for incipient failure detection // *Proc. of the sixth EPRI steam turbine/generator workshop*, St. Luis, Missouri; August. 1999. P. 1–6.
6. Bovsunovskii A.P. Torsional vibration in steam turbine shafting in turbogenerator abnormal modes of operation // *Strength of Materials*. 2012. Vol. 44(2). P. 177–186. <https://doi.org/10.1007/s11223-012-9370-9>
7. 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. Vol. 66. P. 296–311. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2016.03.020>
8. Barella S., Bellogini M., Boniardi M., Cincera S. Failure analysis of a steam turbine rotor // *Engineering Failure Analysis*. 2011. Vol. 18(6). P. 1511–1519. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2011.05.006>
9. 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. Vols. 62–63. P. 129–148. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2015.01.021>.
10. Ewins D.J., *Modal Testing: Theory, Practice and Application*, England: Wiley, 2000. Second Edition.
11. Matveev V.V., Bovsunovsky A.P. Vibration-based diagnostics of fatigue damage of beam-like structures // *J. of Sound and Vibration*. 2002. Vol. 249(1). P. 23–40. <https://doi.org/10.1006/jsvi.2001.3816>
12. Muñoz-Abella, B., Rubio, L., Rubio, P. (2014). Study of the Stress Intensity Factor of an Unbalanced Rotating Cracked Shaft. In: Petuya, V., Pinto, C., Lovasz, EC. (eds) *New Advances in Mechanisms, Transmissions and Applications. Mechanisms and Machine Science*, vol 17. Springer, Dordrecht. https://doi.org/10.1007/978-94-007-7485-8_49

Bovsunovskyi O.A., Nosal O.Yu. DIAGNOSTICS OF TURBINE ROTORS DAMAGE AT THE REPAIR STAGE

The structural elements of many components of power stations energy equipment are subjected to the intense mechanical (static and dynamic) and thermal loading in a corrosive and aggressive environment during operation. The rotors of turbines and turbogenerators are subjected to a particularly significant load. The consequence of such a load is the accumulation of scattered fatigue damage, which is localized in the form of a fatigue crack. When the crack reaches a critical size, there is a danger of rotor destruction with catastrophic consequences for the entire turbine. Therefore, the diagnosis of subcritical rotor damage is an important practical problem.

Aim. The aim of the work is to create a calculation model for the determination of a rotor natural frequency change when an edge crack occurs in it at different orientations relative to the axis of rotation, as well as the development of a technique for the diagnostics of crack in a turbine rotor, based on vibration tests of the rotor at the stage of turbine repair.

Methods. To solve the problem, the methods of the theory of vibrations for bodies with local variable compliance caused by a crack are used. The influence of the edge crack on the compliance of rotor is determined by the methods of fracture mechanics.

Results. The paper presents the results of the study on the effect of surface transverse crack on the natural frequency of the turbine rotor first mode shape at different orientations of the crack relative to the axis of rotation, as well as the effect of the crack location and the stiffness of the rotor on the sensitivity of the natural frequency change to the damage. A method of vibration diagnostics of turbine rotor damage at the stage of its repair has been developed.

Conclusions. An analytical and computational model has been developed to determine the natural frequencies of transverse vibrations of a rotor with an edge crack at different its orientation relative to the axis of rotation. A method of vibration diagnostics of the turbine rotor damage is proposed based on the relative change in the natural frequency of the first mode shape of transverse of rotor vibrations at the stage of turbine repair during successive rotation of the rotor to a certain angle. The proposed method of vibration diagnostics of turbine rotors is sensitive enough to detect relatively small cracks, the size of which does not pose a threat to the integrity of the rotor.

Key words: vibration diagnostics, turbine rotor, natural frequencies, crack.