УДК 373:534.1:620.193
DOI https://doi.org/10.32782/2663-5941/2025.4.1/17

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

ГРАНИЧНИЙ СТАН ВАЛОПРОВОДА ПАРОВОЇ ТУРБІНИ К-1100-60/1500-2М ПРИ НЕШТАТНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ ТУРБОГЕНЕРАТОРА

Стаття присвячена розробці методики визначення граничного стану валопровода парової турбіни з втомним пошкодження типу тріщини при динамічному навантаженні в результаті виникнення короткого замикання на турбогенераторі. Відомі випадки катастрофічного руйнування парових турбін пов'язані головним чином з тривалим накопиченням розсіяного втомного пошкодження, подальшим розвитком тріщин різного виду і раптовим прикладанням динамічного крутного моменту. З'ясовано, що головними причинами цих руйнувань були нештатні режими роботи турбогенератора, а саме підключення турбогенератора до мережі з неточною синхронізацією, а також коротке замикання на турбогенераторі. Встановлено, що останнє за певних умов може зумовити інтенсивні крутильні коливання валопроводу турбіни, достатні для його руйнування за наявності тріщини певного розміру. В роботі запропоновано методику оцінки критично небезпечних розмірів кільцевої, поперечної і радіальної тріщини, за яких коротке замикання на турбогенераторі призведе до руйнування валопровода турбіни К-1100-60/1500-2М. Методика оцінки критично небезпечних розмірів тріщини ґрунтувалась на розрахунках динамічних крутних моментів, які виникають на найбільш напружених ділянках валопровода турбіни в результаті короткого замикання на турбогенераторі і на визначенні коефіцієнтів інтенсивності напружень у тріщині, що знаходиться на цих ділянках. Найменша тріщина, для якої коефіцієнт інтенсивності напружень досягала в'язкості руйнування роторної сталі, вважаєлась критично небезпечною, тобто такою, що призведе до катастрофічного руйнування валопровода при короткому замиканні на турбогенераторі. З використанням запропонованої методики визначено критичні розміри кільцевої, поперечної і радіальної тріщини за різних її параметрів (розміри і місцеположення) у валопроводі парової турбіни К-1100-60/1500-2М в певному діапазоні в'язкості руйнування роторної сталі.

Ключові слова: *вал турбіни, крутильні коливання, коротке замикання, критичний розмір тріщини, умови руйнування.*

Постановка проблеми. Найбільш навантажені елементи парових турбін за тривалий час експлуатації зазнають інтенсивного термічного і механічного навантаження, в результаті дії якого виникають тріщини втоми, які, розвиваючись, можуть досягати критичних розмірів, що призводить до катастрофічного руйнування турбін. Разом з цим відкритим залишається питання про розмір критичних тріщин за тих чи інших видів динамічного навантаження, тобто, по суті, про досягнення турбіною граничного стану.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Коротке замикання (КЗ) на турбогенераторі може виникнути декілька разів за термін експлуатації турбіни, тому малоймовірно, що воно може розглядатись як причина втомного пошкодження валопровода турбіни. В той же час воно може зумовити виникнення короткочасного інтенсивного крутного моменту, який за певних умов [1, 2] здатний зруйнувати турбіну [3, 4]. Одна з цих умов, як зазначено в [4], є наявність у валопроводі турбіни розвинутих втомних тріщин. Характерним для раптового КЗ на турбогенераторі є поява знакозмінного електромагнітного моменту, що виникає як результат взаємодії магнітного потоку, зумовленого аперіодичними струмами статора, зі струмом незмінного напрямку в обмотці збудження [5]. У роботі [6] наведено приклади розрахунку електромагнітних моментів, що діють на бочку ротора турбогенератора ТГВ-200 при різних найбільш характерних випадках короткого замикання та

© Бовсуновський О.А., 2025
Стаття поширюється на умовах ліцензії CC BY 4.0

призводять до виникнення динамічних крутних моментів на валопроводі турбіни.

В дослідженнях [7, 8] розглядається вплив нештатних режимів роботи генератора, викликаних двофазними та трифазними короткими замиканнями на інтенсивність крутильних коливань валопроводів турбоагрегатів К-220-44-2М, К-325-23,5 та К-1100-60/1500-2М, а також оцінюється міцність найбільш навантажених ділянок валопроводів. Разом з тим питання про можливість валопровода турбіни, в якому в результаті тривалої експлуатації утворились тріщини різного типу, зберігати цілісність після КЗ на турбогенераторі залишається відкритим.

В той же час в багатьох роботах зазначаються випадки експлуатації турбоагрегатів з тріщинами. Так під час планово-попереджувального ремонту у 2021 р. в роторі середнього тиску турбіни К-200-130 блоку № 11 Бурштинської ТЕС, який мав напрацювання 297 тис. год при 1329 пусках з різних теплових станів, було діагностовано 8 кільцевих тріщин, що локалізувалися в зонах концентрації напружень, головним чином – у теплових канавках [9], зумовлені розвитком тріщин втоми протягом багатьох років. Одним із найбільш імовірних наслідків крутильних коливань валів турбін є виникнення кільцевих тріщин. Саме така тріщина була діагностована у роторі турбіни у м. Бесат [10]. Причинами виникнення тріщини було названо концентрацію механічних напружень і термічні напруження, що виникають внаслідок підготовки турбіни до пуску. Також кільцева тріщина, яка протягом десяти років експлуатації досягла приблизно 75% площі поперечного перерізу, була виявлена у роторі турбіни блоку ТЕС потужністю 60 МВт ТЕС [11], що свідчить про можливість досягнення кільцевою тріщиною значних розмірів у штатних режимах експлуатації турбіни і турбогенератора.

Внаслідок накопичення втомної пошкодженості від крутильних коливань ротора, вичерпання тривалої міцності, термічної втоми матеріалу, а також внаслідок корозії під напруженням відбувається зародження і розвиток поперечних тріщин на поверхні цільнокованих роторів, які можуть досягати значних розмірів [12].

Випадок тривалого розвитку радіальних тріщин у роторі середнього тиску, який призвів до катастрофічного руйнування турбоагрегата, зазначений у роботі [3]. Розмір найбільшої тріщини в момент руйнування досяг 350 мм.

Однією з ключових особливостей розвитку тріщини у циліндричних тілах при динамічному крученні є взаємодія між поверхнями тріщини [13]. Ця взаємодія в свою чергу є функцією амплітуд циклічного крутного моменту (при низькій амплітуді коефіцієнта інтенсивності напружень циклічного ріст тріщини генерує більш грубу поверхню руйнування). Загалом висота і періодичність нерівностей поверхонь тріщини залежать від прикладеного коефіцієнта інтенсивності напружень (КІН), геометрії зразка та властивостей матеріалу. Механічна взаємодія між поверхнями тріщини зменшує коефіцієнт інтенсивності напружень при крученні, а саме

$$K_{eff} = K_{III} - K_{fric},$$

де K_{III} – КІН без врахування взаємодії поверхонь тріщини; K_{fric} – КІН тертя, який визначається взаємодією поверхонь тріщини; K_{eff} – ефективний КІН, який враховує тертя між поверхнями тріщини.

Головною проблемою при такому підході є визначення достовірного значення ефективного КІН. Для вирішення цієї проблеми в роботах [14, 15] було запропоновано іншу характеристику росту тріщини при циклічному крученні: інтенсивність пластичної деформації. Було показано, що вона забезпечує унікальний опис поведінки росту тріщини за умови, що середнє напруження зменшує тертя та зчеплення між поверхнями тріщини.

Окрім наведених вище факторів, які впливають на ріст тріщини, має місце вплив так званого закриття тріщини [16]. Це явище було досліджено на зразках з кільцевим надрізом з високоміцної та низькоміцної сталі при чистому циклічному крученні та комбінованому навантаженні (циклічне кручення плюс статичне осьове навантаження).

Постановка завдання. Метою статті є створення методики оцінки і власне оцінка небезпечних розмірів кільцевої, поперечної і радіальної тріщини, за яких КЗ на турбогенераторі призведе до руйнування валопровода турбіни К-1100-60/1500-2М.

Виклад основного матеріалу. Дослідження крутних моментів у найбільш навантажених ділянках валопровода турбіни К-1100-60/1500-2М виконані на основі результатів розрахунку його крутильних коливань після КЗ на турбогенераторі [8]. Розрахунки виконані із застосуванням програмних пакетів, розроблених в Інститут енергетичних машин і систем ім. А.М. Підгорного НАН Україниі і АТ «Турбоатом».

Розрахункова схема валопровода турбіни К-1100-60/1500-2М наведена на рис. 1, де РВТ – ротор високого тиску; РНТ – ротор низького тиску; ТГ – турбогенератор.

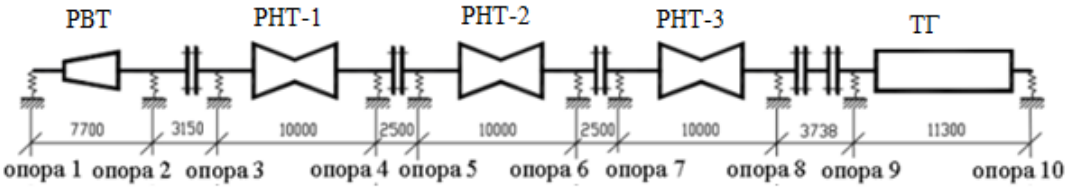

Рис. 1. Розрахункова схема валопровода турбіни К-1100-60/1500-2М [8]

Були визначені часові залежності крутних моментів у шийках РНТ-1, РНТ-2 і РНТ-3 зі сторони ТГ за період часу 0,1 сек. В табл. наведено амплітудні значення напружень у відповідних шийках роторів (зовнішній діаметр шийок складає 620 мм).

Таблиця 1

Амплітудні значення крутних моментів і напружень у шийках валопровода

Шийка РНТ	Номер амплітуди	Крутний момент, МН·м	Напруження τ_N, МПа
1	1	7,6	162,4
	2	5,0	106,9
2	1	10,0	213,7
	2	2,5	53,4
	3	6,0	128,2
3	1	17,0	363,3
	2	5,0	106,9
	3	4,0	85,5
	4	7,0	150,0
	5	6,0	128,2
	6	10,0	213,7
	7	1,0	21,4
	8	5,0	106,9
	9	3,0	64,1

Методика розрахунку коефіцієнту інтенсивності напружень (КІН) полягала у наступному. При крученні валу (КІН) для кільцевої тріщини розраховувався за наступним рівнянням [17]

$$K_{III N} = \frac{\tau_N}{\beta^3} g(\beta)\sqrt{0,5\pi D\beta(1-\beta)}, \qquad (1)$$

де τ_N – номінальні напруження N-го циклу навантаження; τ_N / β^3 – напруження в перерізі з тріщиною з врахуванням зменшення площі перерізу;

$$g(\beta) = \frac{3}{8}\left(1+\frac{1}{2}\beta+\frac{3}{8}\beta^2+\frac{5}{16}\beta^3+\frac{35}{128}\beta^4+0,208\beta^5\right);$$

$\beta = 1-\frac{2a}{D}$; a – глибина тріщини; D – діаметр вала (рис. 2, *а*).

У випадку крайової поперечної тріщини з напівеліптичним фронтом (рис. 2, *б*) КІН визначався за рівнянням [18]

$$K_{III} = F_{III}\tau_N\sqrt{\pi a}\,. \qquad (2)$$

Для випадку a/b=0,6 функція F_{III} в точках A і B фронту тріщини розраховувався відповідно за наступними рівняннями

$$F_{III} = 0,0144 + 2,77779\gamma - 0,41071\gamma^2\ ;$$

$$F_{III} = 0,05895 + 6,1523\gamma - 20,15714\gamma^2 + 18,72222\gamma^3,$$

де $\gamma=a/D$.

У випадку радіальної крайової тріщини (рис. 2, *в*) КІН визначався зарівнянням [19]

$$K_{III} = F_{III}\tau_N\frac{\pi\left(D^4-d^4\right)}{2\sqrt{2}D^3\sqrt{D}}, \qquad (3)$$

де $F_{III} = 0.16923 + 1.86156\lambda - 2.88482\lambda^2 + 2.16221\lambda^3$; $\lambda=2a/(D-d)<1$; d – діаметр технологічного канала (в розрахунках прийнято d=0,115 м).

Алгоритм розрахунку росту тріщини внаслідок крутильних коливань вала при КЗ на турбо-

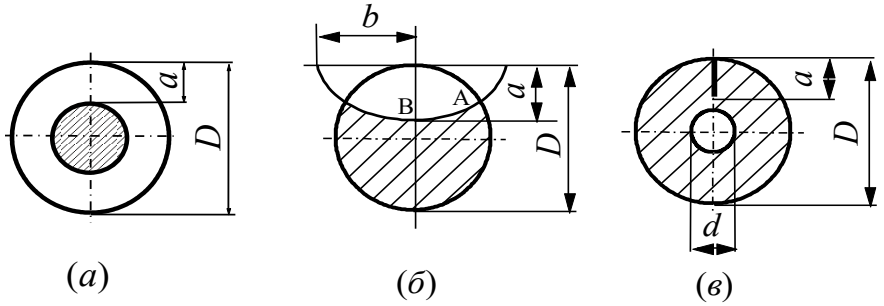

Рис. 2. Поперечний переріз вала з кільцевою (*а*), крайовою (*б*) і радіальною (*в*) тріщиною

генераторі показано на рис. 3, де a_0 – глибина тріщини перед КЗ; $\tau_1, \tau_2, \tau_3 \ldots \tau_N$ – амплітудні значення напружень, які виникають у досліджуваних ділянках валопровода турбіни в результаті КЗ (табл. 1); N – кількість циклів навантаження.

Алгоритм призначення початкового розміру тріщини a_0 є наступним. Задається мінімальне значення a_0, «проганяється» через алгоритм і, якщо в результаті критичне значення тріщини не досягається, мінімальне значення збільшується на крок обчислень, після чого обчислення повторюються до тих пір, поки критичне значення розміру тріщини не буде знайдене. В даному випадку крок обчислень складав 0,01 мм, що є більш ніж достатнім для вирішуваної задачі.

Для кожного з циклів навантаження розраховується КІН за рівняннями (1–3) відповідно до виду тріщини. Ця величина КІН (K_{IIIn}) порівнюється з його пороговим значенням (K_{IIIth}) для роторної сталі. За умови $K_{IIIn} < K_{IIIth}$ тріщина не має можливості для росту. Якщо K_{IIIn} перевищує порогове значення КІН для роторної сталі, тобто $K_{IIIN} \geq K_{IIIth}$, тріщина підростає на величину da_1, яка визначається за кінетичною діаграмою руйнування, і набуває значення

$$a_1 = a_0 + da_1 . \qquad (4)$$

При наступному амплітудному значення напруження, за якого виникають умови для росту тріщини, розрахунок проводиться з урахуванням зміни розміру тріщини, а саме

$$a_2 = a_1 + da_2 . \qquad (5)$$

В загальному випадку розмір тріщини на n-тому циклі навантаження розраховується наступним чином

$$a_n = a_{n-1} + da_n . \qquad (6)$$

Якщо в процесі цих обчислень виконується умова $\Delta K_{III} < \Delta K_{IIIc}$, тобто тріщина не досягає критичного значення, її початковий розмір дещо збільшується і обчислення повторюються. Розрахунки продовжуються до виконання умови $\Delta K_{III} \geq \Delta K_{IIIc}$ (ΔK_{IIIc} – в'язкість руйнування), тобто коли матеріал досягає свого граничного стану, що безпосередньо передує руйнуванню. При цьому фіксується критичний розмір тріщини a_{cr}, а також розмір тріщини перед початком КЗ, який в результаті дії відповідного динамічного навантаження (див. табл.) призводить до руйнування. Позначимо її a_{0cr} і зазначимо, що саме вона є тим шуканим розміром тріщини, який визначається в рамках поставленої задачі. В подальшому будемо її називати небезпечним розміром тріщини.

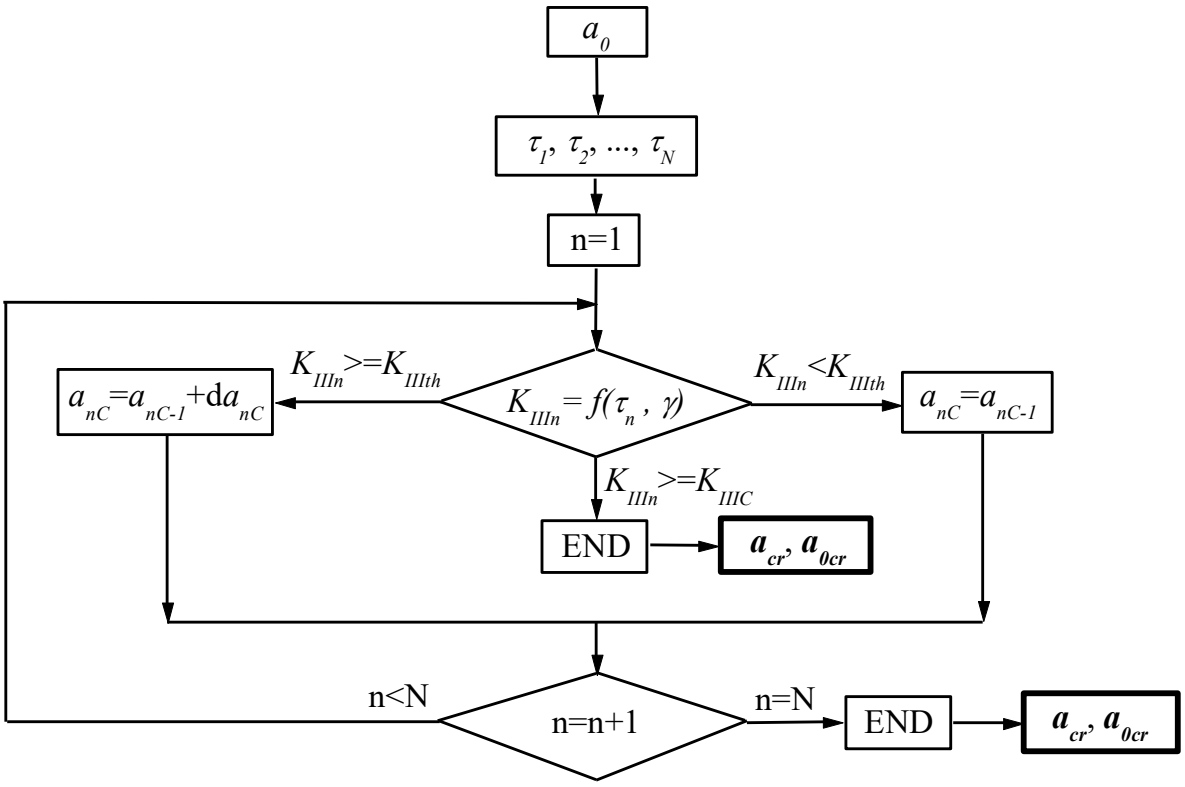

Рис. 3. Блок-схема алгоритму розрахунку росту тріщини

Для розрахунку росту тріщини було використано рівняння Паріса [20]

$$\frac{da}{dN} = C\left(\Delta K_{III}\right)^m, \qquad (7)$$

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

В одній з небагатьох робіт, присвячених експериментальному дослідженню характеристик тріщиностійкості сталі при циклічному крученні [13] наведено кінетичну діаграму руйнування циліндричних зразків зі сталі AISI 4140 при нормальній температурі. Однак, оскільки сталь AISI 4140 дещо відрізняється за хімічним складом від сталі Р2М і зважаючи на суттєвий вплив високої температури на характеристики тріщиностійкості, в подальших розрахунках було використано результати експериментального дослідження розвитку тріщини за взаємодії повзучість–втома в компактних зразках із роторної сталі Р2М за температури 550ºС [21]. Дані для сталі AISI 4140 були використані для оцінки в'язкості руйнування мало легованої сталі при крученні.

Залежність швидкості росту тріщини від розмаху КІН для цієї сталі було апроксимовано рівнянням (7). Експериментальні дані для більш точної апроксимації було представлено трьома функціями (рис. 4), а саме: C=1,8744·10^{-17}, m=7,112 (K_{Imax}≤30 МПа м$^{1/2}$), C=1,9661·10^{-11}, m=3,036 (30< K_{Imax}≤48 МПа м$^{1/2}$), C=9,1296·10^{-23}, m=9,777 (K_{Imax}>48 МПа м$^{1/2}$). При цих параметрах тріщина вимірюється в мм.

Перерахунок КІН для тріщини нормального відриву на тріщину поперечного зсуву здійснювався на основі емпіричної залежності [22]

$$K_{III} = K_I\sqrt{\frac{1-\mu}{1+\mu}}, \qquad (8)$$

де μ – коефіцієнт Пуассона. Для роторної сталі μ=0,27, отже K_{III}=0,76K_I. Порогове значення КІН для роторної сталі в розрахунках було прийнято K_{IIIth}=8 МПа м$^{1/2}$, критичне значення варіювалось в діапазоні K_{IIIc}=60–150 МПа м$^{1/2}$ через відсутність цих даних в літературі і через суттєвий вплив на цю характеристику температури.

Необхідно зауважити, що такий підхід є дещо спрощеним, оскільки не бере до уваги фактор контактної взаємодії поверхонь тріщини при крученні (див. вступ) через його невизначеність для розглядуваних умов навантаження. Неврахування КІН тертя, який визначається тертям поверхонь тріщини, дещо завищує ефективний КІН. За таких умов оцінка небезпечного розміру тріщини є консервативною.

На рис. 5–7 наведено небезпечний розмір відповідно кільцевої, крайової поперечної і крайової радіальної тріщини, за якого в ній досягається критичне значення КІН при КЗ на турбогенераторі, при різних значеннях в'язкості руйнування роторної сталі.

Найменший розмір небезпечної тріщини очікувано спостерігається у випадку її знаходження у шийці РНТ-3, оскільки ця ділянка валопровода зазнає найбільш інтенсивного крутного моменту при КЗ на турбогенераторі (див. табл. 1). Відповідно через значно менше навантаження розмір небезпечної тріщини у шийках РНТ-2 і РНТ-1 є значно більшим. Тому подальший аналіз зосереджений на небезпечних розмірах тріщин різного виду саме у шийці РНТ-3.

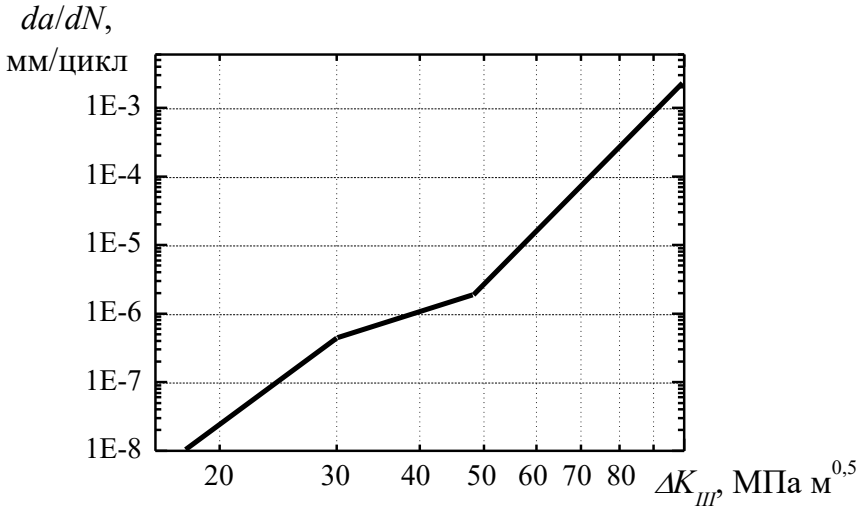

Рис. 4. Кінетична діаграма руйнування роторної сталі при крученні за температури 550ºС

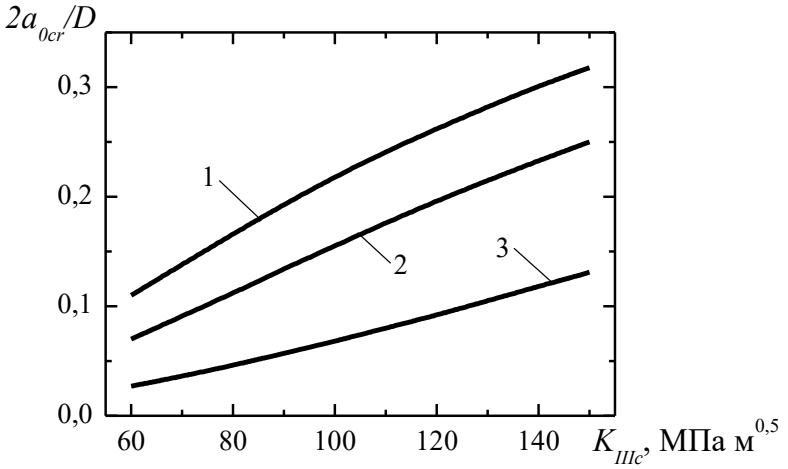

Рис. 5. Залежність небезпечного значення відносної глибини кільцевої тріщини у шийці РНТ-1 (1), РНТ-2 (2) і РНТ-3 (3) від в'язкості руйнування роторної сталі

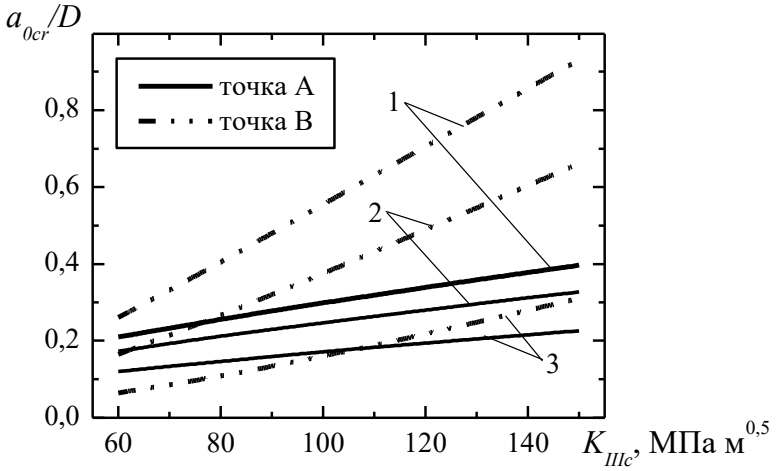

Рис. 6. Залежність небезпечного значення відносної глибини крайової поперечної тріщини у шийці РНТ-1 (1), РНТ-2 (2) і РНТ-3 (3) від в'язкості руйнування роторної сталі

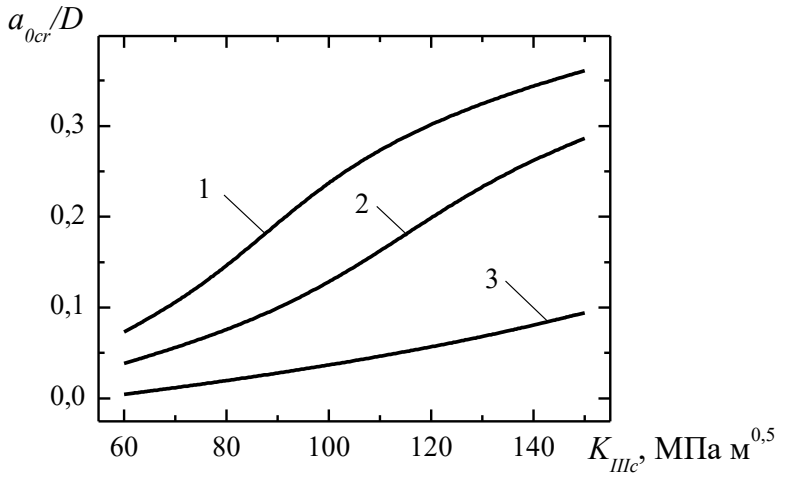

Рис. 7. Залежність небезпечного значення відносної глибини крайової радіальної тріщини у шийці РНТ-1 (1), РНТ-2 (2) і РНТ-3 (3) від в'язкості руйнування роторної сталі

В дослідженому діапазоні в'язкості руйнування роторної сталі небезпечний розмір кільцевої тріщини складає в абсолютних величинах a=8,3…40,4 мм, у відносних величинах – $2a/D$=0,027…0,131, крайової поперечної тріщини – a=39,4…140,3 мм, $2b$=131,3…467,7 мм і a/D=0,064…0,226, крайової радіальної тріщини – a=2,8…58,6 мм і a/D=0,005…0,094. Якщо в'язкість руйнування в цих розрахунках збільшувалась у 2,5 рази, то небезпечний розмір кільцевої тріщини збільшився у 4,9 рази, поперечної – у 3,6 раз, радіальної – у 21 раз. Таким чином оцінка небезпечного розміру радіальної тріщини є суттєво залежною від в'язкості руйнування. Значно менш залежною, але доволі відчутною, є така залежність для двох інших типів тріщин. Тому результати представлених досліджень дозволяють виконати лише консервативну оцінку небезпечного розміру тріщини, яка спирається на нижню границю дослідженого діапазона значень в'язкості руйнування роторної сталі.

З огляду на ці результати, найбільш небезпечною з точки зору цілісності валопроводу при КЗ на турбогенераторі є радіальна тріщина. Непрямим підтвердженням цього висновку є руйнування ротора середнього тиску на паровій турбіні у м. Галатін [3], яке сталося в результаті розвитку саме радіальних тріщин. Як свідчить ряд досліджень [23, 24] радіальні тріщини розвиваються головним чином в умовах циклічної деформації кручення. Такі умови навантаження валопровода парової турбіни виникають при нештатних режимах роботи турбогенератора, зокрема при його підключенні до мережі з неточною синхронізацією. Кількість підключень турбогенератора до мережі є одним з ресурсних параметрів (за час експлуатації турбіни – до 2 тисяч).

Розмір небезпечної кільцевої тріщини є дещо більшим, ніж радіальної. Разом з тим з огляду на те, що існує багато причин для виникнення і розвитку кільцевих тріщин (термічні напруження, згинальні і крутильні коливання, концентрація напружень тощо), внаслідок чого саме вони найчастіше розвиваються у валопроводах турбін, зазначені небезпечні розміри тріщини не є такими, які можуть дозволити експлуатацію турбіни після її діагностування. Цей результат може слугувати виправданням існуючої практики механічного видалення кільцевої тріщини в процесі ремонту роторів відразу після її виявлення.

Особливістю поперечної тріщини є нерівномірність розподілу КІН вздовж її фронту (рис. 6). Тому оцінку небезпечного розміру тріщини виконували ґрунтуючись на розрахунках КІН в точках А і В фронту тріщини. За менш інтенсивного навантаження (шийки РНТ-1 і РНТ-2) небезпечний розмір тріщини визначається значенням КІН в точці А. Специфіка навантаження шийки РНТ-3 зумовлює особливість визначення небезпечного розміру тріщини, а саме в нижній частині діапазону значень в'язкості руйнування розмір тріщини визначається за розрахунком КІН в точці В, а у верхній – за розрахунком КІН у точці А. Порівняння небезпечних розмірів поперечної, радіальної і кільцевої тріщини дозволяє зробити висновок, що поперечна тріщина є найменш небезпечною при КЗ на турбогенераторі.

Висновки. Запропоновано методику розрахунку небезпечного розміру кільцевої, поперечної і радіальної ї тріщини, за якого коротке замикання на турбогенераторі призведе до руйнування валопровода парової турбіни. Методика застосована для визначення умов руйнування валопровода парової турбіни К-1100-60/1500-2М при короткому замиканні на турбогенераторі.

Однією з таких умов є найбільша навантаженість відповідної ділянки валопровода при його динамічному навантаженні. Такою ділянкою для турбіни К-1100-60/1500-2М є шийка валопровода турбіни між ротором низького тиску (РНТ-3) і турбогенератором. Другою умовою є локація тріщини на цій ділянці. Третьою умовою є досягнення тріщиною критичних розмірів.

Небезпечні розміри трьох типів тріщин визначені в широкому діапазоні в'язкості руйнування роторної сталі через невизначеність цієї характеристики в умовах циклічного кручення і при високій температурі. Консервативний розрахунок параметрів тріщин, тобто за найменшого дослідженого значення в'язкості руйнування роторної сталі і без врахування впливу взаємодії поверхонь тріщин, дозволив оцінити параметри кільцевої (a=8,3; $2a/D$=0,027), поперечної (a=39,4; $2b$=131,3; a/D=0,064) і радіальної (a=2,8; a/D=0,006) тріщини.

Уточнення результатів оцінки умов руйнування валопровода парової турбіни К-1100-60/1500-2М при короткому замиканні на турбогенераторі можливе за умови визначення в'язкості руйнування роторної сталі при циклічному крученні з врахуванням впливу температури, масштабного фактора і тертя між поверхнями тріщини.

Список літератури:

1. Bovsunovskii A.P., Chernousenko O.Y., Shtefan E.V., Bashta D.A. Fatigue damage and failure of steam turbine rotors by torsional vibrations. *Strength of Materials*. 2010. Vol. 42, № 1. P. 108–113. DOI: 10.1007/s11223-010-9196-2

2. Shul'zhenko N.G., Gontarovskii P.P., Garmash N.G., Grishyn N.N. Torsional vibrations and damageability of turboset shaftings under extraordinary generator loading. *Strength of Materials*. 2015. Vol. 47, № 2. P. 227–234. DOI: 10.1007/s11223-015-9652-0

3. Kramer L.D., Randolph D.D., Weisz D.A. Analysis of the tennessee valley authority, Gallatin unit no 2. Turbine rotor burst. *ASME-MPC Symp. on Creep-Fatigue Interaction*: Proc. of Int. Scientific and Technical Symposium. (New York, 1-4 September 1976). New York, 1976. P. 1–5.

4. Bovsunovskii A.P. Assessment of fatigue damage in steam turbine shafting due to torsional vibrations. *Strength of Materials*. 2011. Vol. 43, № 5. P. 487–497. DOI: 10.1007/s11223-011-9318-5

5. Башта Д.А., Штефан Є.В., Куєвда В.П. Пошкоджуваність роторних валів турбоагрегатів. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*. 2011. № 45. С. 14–20.

6. Куєвда В.П., Штефан Є.В., Куєвда Ю.В., Башта Д.А. Визначення динамічних крутних моментів, що діють на ротор турбогенератора ТГВ-200 при трифазних коротких замиканнях. *Енергетика та електрифікація*. 2011. № 8. С. 14–20.

7. Гармаш Н.Г. Дослідження напруженого стану валопроводів турбін при коротких замиканнях. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. 2015. № 15(1124). С. 141–145.

8. Гришин М.М., Зайцев Б.П., Морачковський О.К., Пащенко Ю.Г., Кантор О.Г. Динаміка системи роторів турбоагрегату потужністю 1100 МВт. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. 2019. № 3(1328). С. 55–60. DOI: 10.20998/2078-774X.2019.03.08

9. Черноусенко О.Ю., Риндюк Д.В., Пешко В.А. Тепловий та напружений стан ротора середнього тиску енергоблоку № 11 Бурштинської ТЕС. *Вісник НТУ "ХПІ": Серія "Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*". 2022. № 1–2. С. 5–14. DOI: 10.20998/2078-774X.2022.01.01

10. Majid Yadavar Nikravesh and 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. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2016.03.020

11. 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. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2011.05.006

12. Черноусенко О.Ю., Риндюк Д.В., Пешко В.А. Оцінка залишкового ресурсу та подовження експлуатації парових турбін великої потужності (частина 3). Київ: НТУУ «КПІ імені Ігоря Сікорського», 2020. 308 с.

13. 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. Vol. 72, № 4. P. 617–629. DOI: 10.1016/j.engfracmech.2004.03.014

14. Nayeb-Hashemi H., McClintock F.A., Ritchie R.O. Effects of friction and high torque on fatigue crack propagation in Mode III. *Metallurgical Transections*. 1982. № 1**3**. P. 2197–2204. DOI: 10.1007/BF02648390

15. Nayeb-Hashemi H., McClintock F.A., Ritchie R.O. Micro-mechanical modelling of mode III fatigue crack growth in rotor steels. *International Journal of Fracture*. 1983. Vol. 23. P. 163–185.

16. Tschegg E.K. Fatigue crack growth in high and low strength steel under torsional loading. Theoretical and Applied Fracture Mechanics. 1985. Vol. 3. P. 157–178.

17. Tada H., Paris P.C., Irwin G.R. The stress analysis of crack handbook. 3rd ed. New York: ASME Press, 2000. 677 p.

18. Ismail A.E., Ariffin A.K., Abdullah S., Ghazali M.J., Daud R. Mode III stress sntensity factors of surface crack in round bars. *Advanced Materials Research*. 2011. Vol. 214. P. 192-196. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.214.192

19. Murakami Y. Stress intensity factors handbook. Vol. II. New York: Pergamon Press, 1987. 1013 p.

20. Broek D. The practical use of fracture mechanics. Dordrecht/Boston/London: Kluwer Academic Publishers, 1988. 522 p.

21. Shlyannikov V., Kosov D., Fedorenkov D. Size effect in creep–fatigue crack growth interaction in P2M steel. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*. 2021. Vol. 44. P. 3301–3319. DOI: 10.1111/ffe.13557

22. Aliha M.R.M., Bahmani A., Akhondi Sh. Determination of mode III fracture toughness for different materials using a new designed test configuration. *Materials and Design*. 2015. Vol. 86. P. 863–871. DOI: 10.1016/j.matdes.2015.08.033

23. Troshchenko V.T. Some peculiarities of fatigue crack growth at various stages of its development. *Strength of Materials*. 2003. Vol. 35, № 6. P. 545–561. DOI: 10.1023/B:STOM.0000013605.17083.b7

24. Abdi H., Nayeb-Hashemi H., Hamouda A.M.S., Vaziri A. Torsional dynamic response of a shaft with longitudinal and circumferential cracks. *Journal of Vibration and Acoustics*. 2014. Vol. 6. 061011. DOI: 10.1115/1.4028609

Bovsunovsky O.A. LIMIT STATE OF THE STEAM TURBINE K-1100-60/1500-2M SHAFT AT ABNORMAL OPERATING MODE OF A TURBOGENERATOR

The article is devoted to the development of a method for determining the limit state of a steam turbine shaft assembly with fatigue damage of crack type under dynamic loading because of a short circuit in the turbogenerator. Known cases of catastrophic failure of steam turbines are mainly associated with the long-term accumulation of scattered fatigue damage, the subsequent development of cracks of various types and the sudden application of dynamic torque. It has been found that the main causes of these failures were abnormal operating modes of the turbogenerator, namely, the connection of the turbogenerator to the network with inaccurate synchronization, as well as a short circuit on the turbogenerator. It has been established that the latter, under certain conditions, can cause intense torsional vibrations of the turbine shaft assembly, sufficient for its destruction in the presence of a crack of a certain size. It has been proposed the methodology for assessing critically dangerous sizes of the circular, transverse and radial cracks, at which a short circuit on the turbogenerator will lead to the destruction of the K-1100-60/1500-2M turbine shaft assembly. The method for estimating the critical crack sizes was based on calculations of dynamic torques that arise in the most stressed sections of the turbine shaft assembly because of a short circuit on the turbogenerator, and on the determination of stress intensity factor in the crack located in these sections. The smallest crack for which the stress intensity factor reaches the value of fracture toughness for the rotor steel is considered critically dangerous, i.e. it leads to the shaft assembly catastrophic failure in the event of a short circuit on the turbogenerator. Using the proposed method, the critical sizes of the circular, transverse and radial cracks were determined for various crack parameters (sizes and locations) for the shaft assembly of the K-1100-60/1500-2M steam turbine in a certain range of the fracture toughness of the rotor steel.

Key words: *turbine shaft, torsional vibrations, short circuit, critical crack size, failure conditions.*

Дата надходження статті: 01.07.2025
Дата прийняття статті: 14.07.2025
Опубліковано: 27.10.2025