

УДК : 539.375; 539.4:536.543

ВИЗНАЧЕННЯ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ КОЛІС ПАРОВИХ ТУРБІН ЗА ЗМІННОГО В ЧАСІ НАВАНТАЖЕННЯ

І. Я. ДОЛІНСЬКА

Львівський національний університет ім. Івана Франка

За запропонованою раніше розрахунковою моделлю поширення повзучо-втомних тріщин у тонкостінних елементах конструкцій сформульована розрахункова модель і на основі цього розроблений метод для визначення залишкового ресурсу коліс парових турбін. Розраховано залишковий ресурс кільцевого та кругового коліс парової турбіни.

Ключові слова: колеса парових турбін, повзучо-втомна тріщина, залишковий ресурс, високотемпературна повзучість, коефіцієнт інтенсивності напружень.

Елементи конструкцій енергетичного устаткування найчастіше працюють під дією змінного в часі навантаження і високої температури. Для надійного прогнозування виходу з ладу таких елементів (можливих аварій) необхідно визначити їх залишковий ресурс. Особливо, за циклічного навантаження і високої температури елементів конструкцій, в результаті чого в них розвиваються повзучо-втомні тріщини, які ростуть, досягають критичних розмірів і конструкція руйнується. Для прогнозування такого непередбаченого руйнування розраховують період докритичного росту таких тріщин (залишковий ресурс). Нижче побудовано розрахункову модель для визначення залишкового ресурсу коліс парової турбіни.

Залишковий ресурс кільцевого диска парової турбіни з поверхневою тріщиною. Розглянемо плоский диск (кільце) парової турбіни внутрішнього і зовнішнього радіусів відповідно r_1 , r_2 і сталюї товщини, який має питому масу ρ і повертається з кутовою швидкістю ω (рис. 1а).

Вважаємо, що такий диск має поверхневу тріщину довжини l_0 і навантажений циклічним розтягом з періодом T за високої температури, яка може викликати в зоні передруйнування біля контуру тріщини високотемпературну повзучість. Задача полягає у визначенні залишкової довговічності диска $t = t^*$ (кількість циклів навантаження $N=N^*$), коли тріщина підросте до критичного розміру $l=l^*$ і диск зруйнується. Цю задачу розв'язуватимемо з допомогою раніше сформульованого енергетичного підходу. На основі математичної моделі [1] період $N=N^*$ докритичного росту тріщини за втоми і високотемпературної повзучості в тонкостінних елементах конструкцій буде

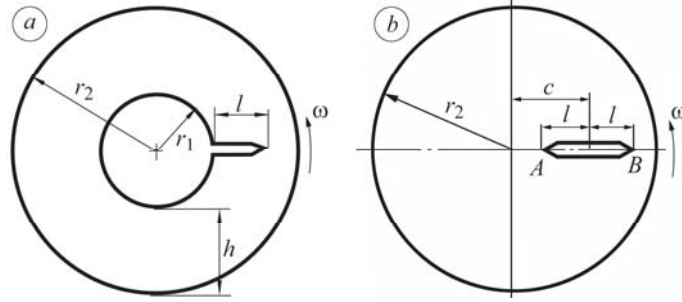
$$dl/dN = \alpha(1-R)^4 \left\{ \left[K_I^2 + A \cdot \left[K_I^2 / K_{fC}^2 \right]^m \ln((1+T)t_1^{-1}) \right]^2 - \left[K_{th}^2 + A \cdot \left[K_{th}^2 / K_{fC}^2 \right]^m \ln((1+T)t_1^{-1}) \right]^2 \right\} \cdot 4^{-1} \sigma_{0f}^{-1} E^{-1} (K_{fC}^2 - K_I^2)^{-1} \quad (1)$$

з початковою і кінцевою умовами

$$N = 0, \quad l(0) = l_0, \quad N = N_*(T), \quad l(N_*(T)) = l^*, \quad K_I(l^*) = K_{fC}.$$

Рис. 1. Кільцевий (а) та круговий (б) диски парової турбіни.

Fig. 1. A ring (а) and a circular (б) disks of the steam-turbine.



Тут K_I – коефіцієнт інтенсивності напружень (КІН) біля вершини тріщини; K_{fC} , K_{th} – його критичне і порогове значення; α – коефіцієнт, що пов’язує статичне і циклічне розкриття тріщини; σ_{0f} – усереднене значення напружень у зоні передруйнування; E – модуль Юнга; R – коефіцієнт асиметрії циклу; T – період циклу навантаження; A , t_1 , m – характеристика високотемпературної повзучості матеріалу, які визначають із експерименту.

Невідому величину K_I у формулі (1) запишемо, використовуючи результати праці [2], у вигляді

$$K_I = 0,25\sqrt{\pi l}\rho\omega^2[(3+\mu)r_2^2 + (1-\mu)r_1^2]F(\varepsilon, \lambda), \quad (2)$$

де μ – коефіцієнт Пуассона;

$$F(\varepsilon, \lambda) = \frac{1,1215\sqrt{1-\varepsilon}}{\sqrt{1+0,8460\varepsilon}} \left\{ 1 + 4\sqrt{\frac{1,3333[(2+\lambda)^2 - 1 - \lambda]}{(1-\varepsilon)[(3+\mu)(1+\lambda)^2 + (1-\mu)}} - 4\sqrt{\frac{1,3333[(2+\lambda)^2 - 1 - \lambda]}{[(3+\mu)(1+\lambda)^2 + (1-\mu)]}} \right\}^4,$$

$$\lambda = hr_1^{-1}, \quad \varepsilon = lh^{-1}.$$

Як і раніше [2], для спрощення числового розв’язку розглядаємо випадок, коли $\lambda = 1$. Тоді співвідношення (2) матиме вигляд

$$K_I = 0,25\sqrt{\pi l}\rho\omega^2r_1^2[4 \cdot (3+\mu) + 1 - \mu] \cdot \frac{1,1215\sqrt{1-\varepsilon}}{\sqrt{1+0,8460\varepsilon}} \left(0,0948 + \frac{0,9052}{\sqrt[4]{1-\varepsilon}} \right)^4. \quad (3)$$

Визначимо тепер залишковий ресурс колеса турбіни (сталь 321) [3] та таких значень параметрів задачі: $K_{fC} = 100 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$; $h = r_1 = 0,2 \text{ м}$; $h^{0,5}\rho\omega^2r_1^2 = 0,14K_{fC}$; $\sigma_{0f} = 450 \text{ МПа}$; $E = 1,9 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; $\alpha = 1,24$; $A = 1068$; $m = 0,85$; $t_1 = 0,0128$; $K_{th} = 7,5 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$. З урахуванням цього та співвідношення (3) рівняння (1) зведемо наближено до вигляду

$$\frac{dl}{dN} = 0,362 \cdot 10^{-8} \frac{(9347,466C + 6981,866C^{0,85})^2 - 21525,623}{10^4 - 9347,866C},$$

де

$$C = \varepsilon(1-\varepsilon) \left(0,0947 + \frac{0,9052}{\sqrt[4]{1-\varepsilon}} \right)^4 (1+0,8460\varepsilon)^{-1},$$

або у безрозмірних змінних

$$\frac{d\varepsilon}{dN} = 0,1813 \cdot 10^{-7} \frac{(9347,466C + 6981,866C^{0,85})^2 - 21525,623}{10^4 - 9347,866C} \quad (4)$$

за початкових і кінцевих умов

$$N = 0, \quad \varepsilon(0) = \varepsilon_0, \quad N = N_*(T), \quad \varepsilon(N_*(T)) = \varepsilon_*, \quad K_I(\varepsilon_*) = K_{fC}. \quad (5)$$

Математичну модель (4) і (5) розв’язуємо числово і будуємо графічну залежність $N_* \sim \varepsilon$ (рис. 2а). Як бачимо, залишкова довговічність N_* колеса турбіни зменшується зі збільшенням початкового розміру тріщини ε .

Визначення залишкового ресурсу кругового диска парової турбіни з тріщиною. Розглянемо круговий диск радіуса r_2 сталого товщини, питома маса якого ρ і кутова швидкість обертання ω (рис. 1b). Вважатимемо, що диск послаблений внутрішньою тріщиною довжини $2l$ і навантажений циклічним розтягом з періодом T за високої температури, яка може викликати в зоні передруйнування біля вершини тріщини високотемпературну повзучість, що пришвидшить ріст тріщини, а отже, зумовить непередбачене руйнування. Задача полягає у визначенні кількості циклів навантаження $N = N_*$ (залишковий ресурс), з досягненням яких тріщина підросте до критичного розміру $l = l_*$ і диск зруйнується. Розв'язок задачі шукатимемо аналогічно попередньому. На основі результатів праць [1–3] зведемо її до системи диференціальних рівнянь

$$\begin{aligned} dx/dN &= -\alpha(1-R)^4 \{ [K_{LA}^2 + A \cdot [K_{LA}^2 / K_{fC}^2]^m \ln((1+T)t_1^{-1})]^2 - \\ & - [K_{th}^2 + A \cdot [K_{th}^2 / K_{fC}^2]^m \ln((1+T)t_1^{-1})]^2 \} \cdot 4^{-1} \sigma_{of}^{-1} E^{-1} (K_{fC}^2 - K_{LA}^2)^{-1}, \\ dy/dN &= -\alpha(1-R)^4 \{ [K_{IB}^2 + A \cdot [K_{IB}^2 / K_{fC}^2]^m \ln((1+T)t_1^{-1})]^2 - \\ & - [K_{th}^2 + A \cdot [K_{th}^2 / K_{fC}^2]^m \ln((1+T)t_1^{-1})]^2 \} \cdot 4^{-1} \sigma_{of}^{-1} E^{-1} (K_{fC}^2 - K_{IB}^2)^{-1} \end{aligned} \quad (6)$$

за початкових і кінцевих умов

$$N = 0, \quad r_2 - x(0) - y(0) = 2l_0; \quad N = N_*, \quad r_2 - x(N_*) - y(N_*) = 2l_*; \quad K_{I*}(l_*) = K_{fC}. \quad (7)$$

Тут K_{LA} , K_{IB} – КІН біля вершин тріщини A і B (рис. 1b), $K_{I*}(l_*) = \max[K_{LA}(l_*), K_{IB}(l_*)]$, $x(N) = c - l$, $y(N) = r_2 - c - l$. Коефіцієнти K_{LA} , K_{IB} визначаємо [4] так:

$$\begin{aligned} K_{LA} &= \sigma_{01} \sqrt{\pi l} [0,9971 + 0,98\lambda + 0,6826\lambda^2 + 0,6704\lambda^3 + \\ & + \varepsilon(0,0191 - 0,0749\lambda + 1,1709\lambda^2 - 5,7403\lambda^3) + \\ & + \varepsilon^2(-0,6249 + 1,1082\lambda - 6,7943\lambda^2 + 15,2689\lambda^3) + \\ & + \varepsilon^3(0,039 - 1,3412\lambda + 6,0820\lambda^2 - 12,0336\lambda^3)], \\ K_{IB} &= \sigma_{01} \sqrt{\pi l} [0,997 + 0,1038\lambda + 0,6525\lambda^2 + 0,7149\lambda^3 + \\ & + \varepsilon(0,0013 - 0,6114\lambda - 2,1643\lambda^2 + 1,4431\lambda^3) + \\ & + \varepsilon^2(-0,5794 + 0,6721\lambda + 1,8428\lambda^2 - 1,9293\lambda^3) + \\ & + \varepsilon^3(0,0096 - 0,2912\lambda + 0,3117\lambda^2 - 0,9704\lambda^3)], \end{aligned} \quad (8)$$

$$\text{де } \lambda = \frac{r_2 - y - x}{r_2 - x + y}; \quad \varepsilon = \frac{r_2 + x - y}{2r_2}; \quad 0 \leq \varepsilon \leq 0,7; \quad 0 \leq \lambda \leq 0,8; \quad \sigma_{01} = 0,25\rho\omega^2 r_2^2 (3 + \mu).$$

Оскільки розв'язок системи рівнянь (6), (7) пов'язаний зі значними труднощами, зведемо задачу до простішого вигляду. Вважатимемо, що $B = -A$, тоді $c = 0$ (рис. 1b). Тепер систему рівнянь (6) запишемо так:

$$\begin{aligned} dl/dN &= \alpha(1-R)^4 \{ [K_I^2 + A \cdot [K_I^2 / K_{fC}^2]^m \ln((1+T)t_1^{-1})]^2 - \\ & - [K_{th}^2 + A \cdot [K_{th}^2 / K_{fC}^2]^m \ln((1+T)t_1^{-1})]^2 \} \cdot 4^{-1} \sigma_{of}^{-1} E^{-1} (K_{fC}^2 - K_I^2)^{-1} \end{aligned} \quad (9)$$

з початковими і кінцевими умовами

$$N = 0, \quad \lambda(0) = \lambda_0, \quad N = N_*(T), \quad \lambda(N_*(T)) = \lambda_*, \quad K_I(\lambda_*) = K_{fC},$$

де

$$K_I = \sigma_{01} \sqrt{\pi l} [0,9971 + 0,98\lambda + 0,6826\lambda^2 + 0,6704\lambda^3]. \quad (10)$$

Інтегруючи рівняння (9), отримаємо формулу для знаходження залишкового ресурсу кругового диска:

$$N_* = \frac{4\sigma_{of} E}{\alpha(1-R)^4} \int_{\lambda_0}^{\lambda_*} \{ [K_I^2 + A \cdot [K_{I_{max}}^2 / K_{fC}^2]^m \ln((1+T)t_1^{-1})]^2 - [K_{th}^2 + A \cdot [K_{th}^2 / K_{fC}^2]^m \ln((1+T)t_1^{-1})]^2 \}^{-1} \cdot (K_{fC}^2 - K_I^2) d\lambda. \quad (11)$$

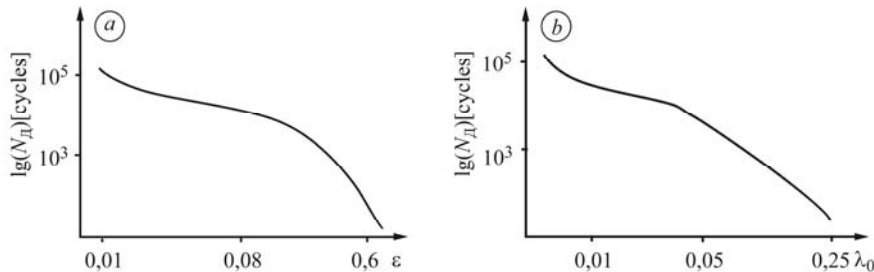


Рис. 2 Залежність залишкової довговічності N_* від безрозмірного розміру тріщини для кільцевого (а) та кругового (б) дисків.

Fig. 2. Dependence of residual life-time, N_* , on the dimensionless value of the initial crack size for a ring (a) and a circular (b) disks.

Розрахуємо залишковий ресурс для колеса парової турбіни (сталь 321) з такими ж, як в попередньому випадку механічними характеристиками: $\sigma_{01}\sqrt{\pi r_2} = 1,6556K_{fC}$; $r_2 = 0,4$ m, $\lambda_* = 0,3$. В результаті числового обчислення інтеграла в (11) побудуємо залежність N_* від безрозмірної початкової довжини тріщини λ_0 (рис. 2b). Як бачимо, зі збільшенням початкового розміру тріщини λ_0 залишкова довговічність N_* зменшується.

ВИСНОВКИ

Побудовано математичну модель для визначення періоду докритичного росту повзучо-втомних тріщин у колесі парової турбіни. Розраховано залишковий ресурс кільцевого та кругового коліс. Показано, що зі зменшенням початкового розміру тріщини залишкова довговічність колеса збільшується.

РЕЗЮМЕ. На основе предложенной ранее расчетной модели роста ползуче-усталостных трещин в тонкостенных элементах конструкций разработан метод для определения остаточного ресурса колес паровых турбин. Расчитано остаточную долговечность кольцевого и кругового колес паровой турбины.

SUMMARY. On the basis of the calculation model earlier proposed by the author on the propagation creep-fatigue cracks in thin-walled structural elements, a method is developed for determination of residual life of steam-turbines wheels. The examples of a ring and a circular wheel of the steam-turbine are considered.

1. Андрейків О. Є., Лесів Р. М., Долінська І. Я. Залежність періоду докритичного росту повзучо-втомної тріщини від періоду циклу навантаження // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2009. – № 4. – С. 31–38.
2. Андрейків О. Є., Сас Н. Б. Оцінка періоду докритичного росту тріщини високотемпературної повзучості в колесі парової турбіни // Там же. – 2010. – № 3. – С. 16–22. (Andreikiv O. E., Sas N. B., Evaluation of the Period of Subcritical Growth of a High-Temperature Creep Crack in the Wheel of a Steam Turbine // Materials Science. – 2010. – 46, № 3. – P. 297–306.)
3. Creep, fatigue and creep-fatigue crack growth rates in parent and simulated HAZ type 321 stainless steel / D. N. Gladwin, D. A. Miller, G. J. Neate, and R. H. Priest // Fatigue and Fract. Eng. Mater. and Struct. – 1988. – 11, № 5. – P. 35.
4. Саврук М. П. Коэффициенты интенсивности напряжений в телах с трещинами. – К.: Наук. думка, 1988. – 620 с.

Одержано 07.04.2010