

УДК: 539.375;539.4:536.543

## РОЗРАХУНОК ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ДИСКА РОТОРА ПАРОВОЇ ТУРБІНИ З УРАХУВАННЯМ КІЛЬКОСТІ ЗУПИНОК ОБЛАДНАННЯ

*І. Я. ДОЛІНСЬКА*

*Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України, Львів*

На основі енергетичного підходу запропоновано методику оцінювання залишкового ресурсу диска парової турбіни з урахуванням пусків-зупинок під час експлуатації (маневровий режим). Методику апробовано під час визначення періодів експлуатації турбіни, коли її зупинки-пуски найнебезпечніші. Виявлено період, коли маневровий режим експлуатації можна наближено враховувати за методом стаціонарного режиму або малоциклової втоми.

**Ключові слова:** *диск парової турбіни, маневровий режим експлуатації, залишковий ресурс, тріщина повзучості.*

Значна частина обладнання ТЕС близька до вичерпання свого паркового ресурсу – як нормативного, так і продовженого, або повністю його відпрацювала. За його подальшої експлуатації можуть зрости ризики виникнення аварій. Тому актуально оцінити і продовжити фактичний ресурс працюючих турбоагрегатів. Особливо це стосується рекомендацій про періодичність технологічних оглядів для діагностування стану такого обладнання енергоблоків.

Парові турбіни – це визначальні елементи, без яких неможливо забезпечити дієвість і продуктивність енергоблоків. Як відомо [1, 2], їх експлуатують у режимі частих пусків-зупинок, що пришвидшує зношування і утворення тріщин у зонах концентрації напружень – роторах, дисках, лопатках. За досягнення критичного розміру таких тріщин виникають експлуатаційні відмови відповідних елементів турбіни. Щоб запобігти цьому, важливо вміти визначати період докритичного росту в них тріщин (тобто залишковий ресурс).

Зазвичай, оцінюючи довговічність парових турбін, режим частих пусків-зупинок розглядають як малоциклову втому [2, 3]. Проте такий підхід пов'язаний з великими похибками, які не сприяють запасу довговічності, а навпаки підвищують ризик непередбачуваного руйнування. Зауважимо також, що для малої кількості пусків-зупинок приймають, що елемент експлуатується в стаціонарному режимі.

Нижче запропоновано новий підхід для визначення залишкової довговічності елементів конструкцій за маневрового режиму експлуатації, який дає можливість виокремити випадки, коли її достатньо точно можна розраховувати методами для малоциклової втоми або стаціонарного режиму.

**Формулювання задачі.** Ресурс парових турбін суттєво залежить від ресурсу їх дисків, які експлуатуються в дуже жорстких умовах (високі температура та напруження). На дисках є технологічні та конструкційні концентратори напружень, в яких за експлуатаційних умов навантаження з плином часу накопичуються пошкодження, що призводять до утворення і розвитку мікро- і макротріщин. Експлуатація турбінних дисків з тріщинами неприпустима. Однак для оцінки періодичності їх огляду вважаємо, що після запуску турбіни в матеріалі диска зароджу-

ються тріщини, які ростуть до критичних розмірів і врешті-решт спричиняють його руйнування. За часом  $t_*$  їх підростання визначають періодичність контролю і діагностування дисків неруйнівними методами. Тому знайти цей час – актуальна і важлива задача технічного діагностування.

Водночас, як свідчить практика [4], часто, крім повзучості, причиною пошкодження дисків роторів парових турбін є корозійне розтріскування. Однак, щоб продемонструвати запропонований нижче підхід, розглядатимемо дещо спрощений варіант, коли не враховують корозійне розтріскування, а лише поширення тріщин повзучості.

Розглянемо тонкий плоский диск (кільце) парової турбіни внутрішнього і зовнішнього радіусів відповідно  $r_1$ ,  $r_2$  і сталої ширини  $h$ , який має питому масу  $\rho$  та обертається з кутовою швидкістю  $\omega$  (рис. 1). У диску є поверхнева тріщина високотемпературної повзучості початкової довжини  $l_0$ . Вважаємо, що турбіна з певних технологічних причин час від часу зупиняється (відбувається  $n$  її пусків-зупинок). Таким чином, навантаження її колеса буде наближено статично розривним у часі (маневровий режим експлуатації). Необхідно визначити час  $t = t_*$ , за який тріщина підросте до критичного розміру  $l = l_*$ .

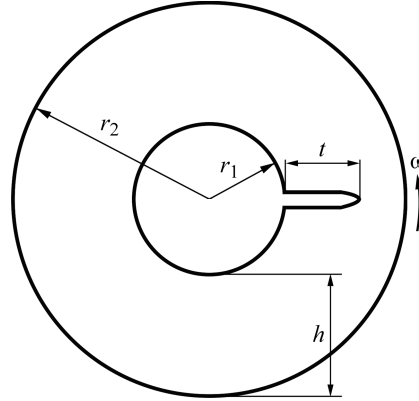


Рис. 1. Кільцевий диск парової турбіни.

Fig. 1. A ring disk of the steam-turbine.

**Зведення задачі до диференціальних рівнянь.** Для її розв'язання побудуємо математичну модель, тобто рівняння, які описують цей процес. При цьому вважатимемо, що тріщина рухається неперервно від початкового розміру  $l = l_0$  до кінцевого  $l = l_*$ . Запишемо рівняння балансу енергетичних складових для елементарного акту її поширення [5, 6]:

$$A = W + \Gamma, \quad (1)$$

де  $A$  – робота зовнішніх сил;  $\Gamma$  – енергія руйнування диска, яка залежить тільки від довжини тріщини  $l$ ;  $W$  – енергія деформування диска, яку можна подати так:

$$W = W_s + W_p^{(1)}(l) - W_p^{(2)}(t) + W_p^{(3)}(l). \quad (2)$$

Тут  $W_s$  – пружна складова  $W$ ;  $W_p^{(1)}(l)$  – частина роботи пластичних деформацій у зоні передруйнування біля контуру тріщини, що залежить тільки від її довжини  $l$ ;  $W_p^{(2)}(t)$  – частина роботи пластичних деформацій під час повзучості за розтягу зони передруйнування, яка виділяється за постійної довжини тріщини, генерується самим тілом і залежить тільки від часу  $t$ ;  $W_p^{(3)}(l)$  – частина роботи пластичних деформацій у зоні передруйнування, яка генерується самим тілом під час його додаткового навантаження-розвантаження (пуски-зупинки турбіни). Так як виконується умова балансу енергій (1), то виконуватиметься і умова балансу швидкостей зміни енергетичних складових:

$$\frac{\partial}{\partial l} \left[ \Gamma - \left( A - W_s - W_p^{(1)} - W_p^{(3)} \right) \right] \frac{dl}{dt} - \frac{\partial (W_p^{(2)} + A)}{\partial t} = 0. \quad (3)$$

З рівняння (3) швидкість зміни довжини тріщини під час її поширення набуде вигляду

$$\frac{dl}{dt} = \frac{\partial(W_p^{(2)} + A)}{\partial t} \Big/ \frac{\partial}{\partial l} \left[ \Gamma - \left( A - W_s - W_p^{(1)} - W_p^{(3)} \right) \right]. \quad (4)$$

Ураховуючи результати праць [5, 6], отримаємо:

$$\frac{\partial}{\partial l} \left[ \Gamma - \left( A - W_s - W_p^{(1)} - W_p^{(3)} \right) \right] = \gamma_C - \gamma_t - \frac{\partial W_p^{(3)}}{\partial l}, \quad (5)$$

де  $\gamma_t = \sigma_{0f} \delta_t$  – питома робота пластичних деформацій у зоні передруйнування біля вершини тріщини;  $\delta_t$  – розкриття у вершині тріщини;  $\gamma_C = \sigma_{0f} \delta_C$  – критичне значення  $\gamma_t$ ;  $\sigma_{0f}$  – усереднене значення напруження в зоні передруйнування;  $\delta_C$  – критичне значення  $\delta_t$ .

Енергії деформування  $W_p^{(2)}(t)$  та  $W_p^{(3)}(l)$  у рівнянні (4), використовуємо відомі результати [5, 7], запишемо так:

$$W_p^{(2)}(t) = \alpha \sigma_{0f} \left[ \left( \delta_t + A_0 \left[ \delta_t \delta_C^{-1} \right]^m t \right) \right]^2; \quad (6)$$

$$W_p^{(3)}(l) = 0,25 \int_0^l \alpha_0 \sigma_{0f} \sum_{i=1}^n \delta(x-l_i) \left[ \delta_t^2(x) - \delta_{th}^2 \right] dx. \quad (7)$$

Тут  $\alpha_0$  – втомна характеристика матеріалу, яку визначають експериментально [7];  $\delta(x)$  – дельта-функція [8];  $A_0$ ,  $\alpha$ ,  $m$  – характеристики високотемпературної повзучості, які розраховують за діаграмою швидкості поширення тріщини високотемпературної повзучості [5, 6];  $\delta_{th}$  – порогове значення розкриття тріщини  $\delta_t$ , за якого вона не поширюється;  $n$  – кількість навантажень-розвантажень диска за час росту тріщини (кількість пусків-зупинок турбіни);  $l_i$  – довжина тріщини в момент  $i$ -го розвантаження.

Підставляючи вирази (5)–(7) в (4) з урахуванням відомих результатів [5–7] для  $\partial A / \partial t \approx 0$ , отримаємо рівняння для визначення періоду докритичного росту тріщини  $t = t_*$  в диску ротора парової турбіни за маневрового режиму експлуатації (статично розривного в часі навантаження):

$$\frac{dl}{dt} = \frac{2A_1 \left[ \delta_t \delta_C^{-1} \right]^m}{1 - \delta_t \delta_C^{-1} - 0,25 \alpha_0 \sigma_{0f} \sum_{i=1}^n \delta(l-l_i) \left[ \delta_t^2(l) - \delta_{th}^2 \right]}. \quad (8)$$

Для повноти математичної моделі до рівняння (8) додамо відповідно початкову і кінцеву умови:

$$t = 0, \quad l(0) = l_0, \quad (9)$$

$$t = t_*, \quad l(t_*) = l_*, \quad (10)$$

$$\gamma_t(l_*) = \gamma_C. \quad (11)$$

Тут  $A_1 = \alpha A_0$ .

Вважаючи тріщину макроскопічною, розкриття  $\delta_t$  у її вершині можна записати через коефіцієнти інтенсивності напружень (КІН)  $K_I$  [9], тоді математична модель (8)–(11) набуде вигляду (12)–(14):

$$\frac{dl}{dt} = 2A_1 \left[ K_I(l) K_{IC}^{-1} \right]^{2m} \times \left[ 1 - K_I^2(l) K_{IC}^{-2} - 0,25 \alpha_0 \sigma_{0f}^{-1} E^{-1} K_{IC}^{-2} \sum_{i=1}^n \delta(l-l_i) \left[ K_I^4(l) - K_{th}^4 \right] \right]^{-1}; \quad (12)$$

$$t = 0, \quad l(0) = l_0; \quad (13)$$

$$t = t_*, \quad l(t_*) = l_*, \quad K_I(l_*) = K_{IC}. \quad (14)$$

Тут  $K_I$  – КІН біля вершини тріщини;  $K_{th}$  – порогове значення циклічної тріщино-стійкості  $K_I$ , за якого тріщини не поширюються;  $K_{IC}$  – характеристика статичної тріщиностійкості матеріалу;  $E$  – модуль пружності.

У цьому випадку невідому величину  $K_I$  у формулі (12) запишемо, використовуючи відомі результати [10], у вигляді

$$K_I = 0,25\sqrt{\pi l} \rho \omega^2 \left[ (3 + \mu)r_2^2 + (1 - \mu)r_1^2 \right] F(\epsilon, \lambda), \quad (15)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт Пуассона;

$$F(\epsilon, \lambda) = \frac{1,1215\sqrt{1-\epsilon}}{\sqrt{1+0,8460\epsilon}} \left\{ 1 + \sqrt[4]{\frac{1,3333[(2+\lambda)^2 - 1 - \lambda]}{(1-\epsilon)[(3+\mu)(1+\lambda)^2 + (1-\mu)]}} - \sqrt[4]{\frac{1,3333[(2+\lambda)^2 - 1 - \lambda]}{[(3+\mu)(1+\lambda)^2 + (1-\mu)]}} \right\}, \quad \lambda = hr_1^{-1}, \quad \epsilon = lh^{-1}.$$

Як і в праці [10], для спрощення числового розв'язку розглядали випадок, коли  $\lambda = 1$ . Тоді співвідношення (15) набуде вигляду

$$K_I = 0,25\sqrt{\pi l} \rho \omega^2 r_1^2 [13 + 3\mu] \cdot \frac{1,1215\sqrt{1-\epsilon}}{\sqrt{1+0,8460\epsilon}} \left( 0,0948 + \frac{0,9052}{\sqrt[4]{1-\epsilon}} \right)^4. \quad (16)$$

Вважатимемо, що пуски-зупинки відбуваються з періодичністю  $t = t_i$  ( $i = 1, \dots, n$ ), коли тріщина повзучості підрастає на однакові довжини  $\Delta l = n^{-1}(l_* - l_0)$ . Інтегруючи рівняння (12) за умов (13), (14) з використанням теореми про середнє [8], отримаємо формулу для визначення залишкового ресурсу диска парової турбіни з урахуванням впливу її пусків-зупинок:

$$t_* = \int_{l_0}^{l_*} \frac{1 - K_I^2(l) K_{IC}^{-2}}{2A_1 [K_I(l) K_{IC}^{-1}]^{2m}} dl - \frac{\alpha_0}{8A_1 E \sigma_{of} K_{IC}^2} \frac{n}{l_* - l_0} \int_{l_0}^{l_*} \frac{[K_I^4(l) - K_{th}^4]}{[K_I(l) K_{IC}^{-1}]^{2m}} dl. \quad (17)$$

**Приклад розрахунку.** Продемонструємо застосування співвідношення (17). Як правило, диски турбін виготовляють зі сталей марок 34ХН1МА, 35ХН1М2ФА, 25Х1М1Ф, яким властивий підвищений опір повзучості і термічній втомі [11–13]. Через відсутність надійних даних про їх повзучість використовуватимемо результати випроб близької до них за механічними характеристиками корпусної сталі 15Х1М1Ф [12, 14], оскільки за тріщиностійкістю вони відрізняються несуттєво [15]. Приймемо такі характеристики для сталі 15Х1М1Ф [14]:  $E = 1,6 \cdot 10^5$  МПа,  $\sigma_{of} = 520$  МПа,  $m \approx 1,2$ ,  $K_{IC} \approx 65$  МПа  $\sqrt{\text{м}}$ ,  $A_1 \approx 4 \cdot 10^{-7}$  м/х,  $K_{th} = 6,2$  МПа  $\sqrt{\text{м}}$ ,  $\alpha_0 = 4$ , а також геометричні параметри диска:  $r_2 = 600$  мм,  $l_0 = 1$  мм. Беручи їх до уваги та співвідношення (17), побудуємо залежність залишкової довговічності  $t_*$  диска від зміни кількості пусків-зупинок  $n$  турбіни за різної кутової швидкості обертання  $\omega$  (рис. 2, криві 1). Порівнюючи ці криві, виявили, що зі збільшенням навантаження диска його залишкова довговічність суттєво зменшується (на порядки).

Як сказано вище, режим пусків-зупинок часто моделюють малоцикловою втомою. Використовуючи результати попередніх досліджень [7], замінимо цей режим циклічним навантаженням з витримкою в циклі. Тоді залишковий ресурс

елементів конструкцій за втомного навантаження з витримкою в циклі визначає співвідношення

$$N_* = \frac{4\sigma_{0f}E}{\alpha_0(1-R)^4} \int_{l_0}^{l_*} \left\{ \left[ K_{I\max}^2 + A_2 [K_{I\max}^2 / K_{fC}^2]^m \ln \left( \frac{t_0 + T}{t_1} \right) \right]^2 - \left[ K_{th}^2 + A_2 [K_{th}^2 / K_{fC}^2]^m \ln \left( \frac{t_0 + T}{t_1} \right) \right]^2 \right\}^{-1} \cdot (K_{fC}^2 - K_{I\max}^2) dl, \quad (18)$$

де  $A_2 = A_1 t_0 E \sigma_{0f}$ ;  $K_{fC}$  – критичне значення КІН  $K_{I\max}$ ;  $t_0 = 1$  h;  $T$  – період витримки в циклі;  $R$  – коефіцієнт асиметрії циклу навантаження;  $t_1$  – характеристика високотемпературної повзучості матеріалу [7];  $N$  – кількість циклів навантаження.

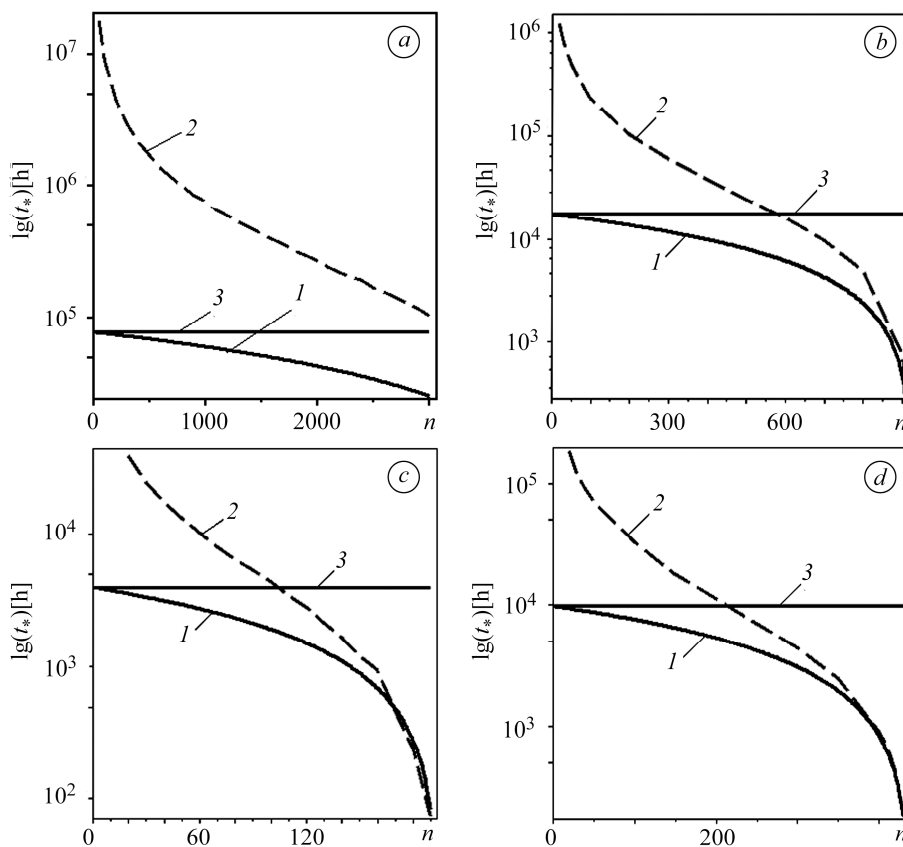


Рис. 2. Залежність залишкової довговічності диска від зміни кількості пусків-зупинок парової турбіни: крива 1 – розрахунок для маневрового режиму експлуатації; 2 – для малоциклової втоми; 3 – для стаціонарного режиму;  $a, d - \omega = 40 \text{ s}^{-1}$ ;  $b - 50$ ;  $c - 60$ ;  $a - c - l_0 = 1 \text{ mm}$ ;  $d - 8$ .

Fig. 2. Dependence of residual life-time of the disk on the change in the number of starts-stops of turbine: curve 1 – calculation for maneuver regime exploitation; 2 – for low-cycle fatigue; 3 – for stationary regime exploitation;  $a, d - \omega = 40 \text{ s}^{-1}$ ;  $b - 50$ ;  $c - 60$ ;  $a - c - l_0 = 1 \text{ mm}$ ;  $d - 8$ .

Враховавши, що  $t_* = N_* T$ , за співвідношенням (18) побудували криві 2 (рис. 2) залишкової довговічності диска парової турбіни, замінюючи маневровий режим малоцикловою втомою з витримкою в циклі.

За відсутності пусків-зупинок, якщо  $n = 0$ , з рівняння (17) отримуємо відому залежність для визначення періоду докритичного росту тріщини високотемпературної повзучості (залишкового ресурсу) за статичного навантаження, тобто за стаціонарного режиму експлуатації парової турбіни [5, 6]:

$$t_* = \int_{l_0}^{l_*} \frac{1 - K_I^2(l) K_{IC}^{-2}}{2A_I [K_I(l) K_{IC}^{-1}]^{2m}} dl. \quad (19)$$

За співвідношенням (19) побудували криві 3 (рис. 2), що відповідають залишкової довговічності диска парової турбіни зі сталі 15X1M1Ф за стаціонарного режиму експлуатації для заданих вище параметрів задачі, а за (17)–(19) – залежності залишкового ресурсу такого диска від параметра  $n$  (рис. 2d), коли  $l_0 = 8 \text{ mm}$ ,  $\omega = 40 \text{ s}^{-1}$ . Як бачимо, зі збільшенням початкового розміру тріщини довговічність диска зменшується.

**Аналіз та обговорення результатів.** На ранніх стадіях росту тріщини (довжиною 1 mm) за кутової швидкості обертання турбіни  $\omega = 40 \text{ s}^{-1}$  не слід замінювати режими частих пусків-зупинок (на всьому проміжку зміни  $n$  від 0 до 3000) малоцикловою втомою (див. криві 1, 2 на рис. 2a), оскільки це призводить до значної похибки під час визначення ресурсу (до двох порядків) в бік ризику непередбачуваного руйнування. Така ж тенденція зберігається і для меншої кількості пусків-зупинок ( $n < 800$ ) за більшого навантаження диска ( $\omega = 50 \text{ s}^{-1}$ ), коли зазвичай працює турбіна [12] (криві 1, 2 на рис. 2b, c). Аналогічна ситуація, коли  $n < 140$  для  $\omega = 60 \text{ s}^{-1}$ , тобто за збільшення частоти обертання диска парової турбіни до 3600 rot/min. Натомість за менших значень  $n$  для кожного значення  $\omega$  на різних стадіях розвитку тріщини залишкову довговічність диска можна визначати зі співвідношення (19) для стаціонарного режиму експлуатації. Тут похибка не перевищує 11% проти розрахунку за маневрового режиму експлуатації (див. рис. 2:  $n < 500$  для  $\omega = 40 \text{ s}^{-1}$ ;  $n < 100$  для  $\omega = 50 \text{ s}^{-1}$ ;  $n < 20$  для  $\omega = 60 \text{ s}^{-1}$ ;  $n < 50$  для  $l_0 = 8 \text{ mm}$ ,  $\omega = 40 \text{ s}^{-1}$ ). Розглядати маневровий режим як малоциклову втому можна лише за великої кількості пусків-зупинок. При цьому похибка обчислень складає 15% проти розрахунку за маневрового режиму. Разом з тим, порівнюючи криві на рис. 2, бачимо, що зі збільшенням швидкості обертання диска допустима кількість пусків-зупинок зменшується (на порядок), як і за збільшення початкової довжини тріщини.

На основі виконаних досліджень (аналогічно, як це запропоновано у праці [14] для паропроводів на ТЕС США, Японії та Німеччини) можна подати рекомендації до періодичності технологічних оглядів (міжремонтних періодів) (див. таблицю). Межі зміни швидкостей обертання диска парової турбіни вибрали з праці [12].

#### Рекомендації для експлуатаційного контролю дисків парової турбіни

Довжина тріщини, mm	Кількість пусків-зупинок	Кутова швидкість обертання, $\text{s}^{-1}$	Періодичність контролю, h
1	1000	40	$60 \cdot 10^3$
	2000		$40 \cdot 10^3$
	3000		$10 \cdot 10^3$
	400	50	$10 \cdot 10^3$
	800		$1 \cdot 10^3$
	120		$1 \cdot 10^3$
8	100	40	$5 \cdot 10^3$
	350		$1 \cdot 10^3$

*РЕЗЮМЕ.* На основе энергетического подхода предложена методика оценки остаточного ресурса диска паровой турбины с учетом пусков-остановок при эксплуатации (маневренный режим). Методика апробирована при определении периодов времени эксплуатации, когда остановки-пуски турбины наиболее опасны. Выявлен случай, когда маневренный режим эксплуатации можно приближенно учитывать методом стационарного режима или малоциклового усталости.

*SUMMARY.* The method of estimation of residual resource of steam-turbine disk considering starts-stops during exploitation (maneuvering mode) has been proposed on the basis of the energy approach. The method was approved to determine the period of exploitation time when the starts-stops of turbines are the most dangerous. The period when maneuvering regime exploitation can be approximately calculated using stationary regime or low-cycle fatigue has been detected.

1. Пугачова Т. М., Низинський І. М., Капура І. Я. Заходи зі збільшення ресурсу парової турбіни // Вост.-Европ. журн. передових технологій. – 2013. – 2, № 8 (62). – С. 11–14.
2. Черноусенко О. Ю., Нікулєнкова Т. В. Комплексна схема оцінювання залишкового ресурсу роторів парових турбін великої потужності // Вісник НТУ “ХП”. Сер. Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2013. – № 14 (988). – С. 54–61.
3. Анализ причин исчерпания ресурса паровой турбины / В. П. Сухинин, Г. И. Канюк, Т. Н. Пугачева, Т. А. Лавриненко // Вісник НТУ “ХП”. Сер. Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2011. – № 5. – С. 71–75.
4. Резинских В. Ф., Гупоров В. Ф., Федосеев Б. С. Коррозионное растрескивание дисков паровых турбин, работающих в зоне фазового перехода // Электрические станции. – 2001. – № 7. – С. 26–32.
5. Андрейків О. Є., Сас Н. Б. Математична модель для визначення періоду докритичного поширення тріщин високотемпературної повзучості в твердих тілах // Доп. НАН України. – 2006. – № 5. – С. 47–52.
6. Андрейків О. Є., Сас Н. Б. Механіка руйнування металічних пластин за високотемпературної повзучості // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2006. – 42, № 2. – С. 62–68.  
(Andreikiv O. Ye., Sas N. B. Fracture mechanics of metallic plates under the conditions of high-temperature creep // Materials Science. – 2006. – 42, № 2. – P. 210–219.)
7. Андрейків О. Є., Долінська І. Я., Яворська Н. В. Оцінка періодів зародження і поширення повзучо-втомних тріщин у тонкостінних елементах конструкцій // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2011. – 47, № 3. – С. 7–15.  
(Andreikiv O. Ye., Dolins'ka I. Ya., Yavorska N. V. Estimation of the period of initiation and propagation of creep-fatigue cracks in thin-walled structural elements // Materials Science. – 2011. – 47, № 3. – P. 273–283.)
8. Кудрявцев Л. Д. Курс математического анализа. – М.: Высш. шк., 1981. – Т. 1. – 628 с.
9. Механика разрушения и прочность материалов: Справ. пос. в 4-х т. / Под общ. ред. В. В. Панасюка. Т. 1: Панасюк В. В., Андрейків А. Е., Партон В. З. Основы механики разрушения. – К.: Наук. думка, 1988. – 488 с.
10. Андрейків О. Є., Сас Н. Б. Оцінка періоду докритичного росту тріщини високотемпературної повзучості в колесі парової турбіни // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2010. – 46, № 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.)
11. Анализ повреждаемости роторов паровых турбин (обзор) / А. Н. Смирнов, Н. В. Быкова, Н. В. Абабков, Б. Р. Фенстер // Вестник КузГТУ. – 2014. – № 2. – С. 38–46.
12. Шульженко Н. Г., Гонтаровский Н. Г., Зайцев Б. Ф. Задачи термпрочности, вибродиагностики и ресурса энергетических агрегатов. – Харьков: ХНАДУ, 2011. – 444 с.
13. Качук Ю. Оцінювання технічного стану сталі 34ХНЗМ диску парової турбіни після експлуатації // Проблеми корозійно-механічного руйнування, інженерія поверхні, діагностичні системи: Зб. ХІХ відкр. наук. конф. молодих науковців і спеціалістів ФМІ НАНУ [КМН-2011]. – Львів: ФМІ НАНУ, 2011. – С. 205–209.
14. Хромченко Ф. А. Ресурс сварных соединений паропроводов. – М.: Машиностроение, 2002. – 352 с.
15. Механика разрушения и прочность материалов: Справ. пос. в 4-х т. / Под общ. ред. В. В. Панасюка. Т. 3: Ковчик С. Е., Морозов Е. М. Характеристики кратковременной трещиностойкости материалов и методы их определения. – К.: Наук. думка, 1988. – 436 с.

Одержано 26.02.2016