

УДК 629.735

МІЦНІСТЬ ТА РЕСУРС КОРПУСУ СТОПОРНО- РЕГУЛЮВАЛЬНИХ КЛАПАНІВ ПАРОВОЇ ТУРБИНИ

¹ А. С. Колядюк,
канд. техн. наук
duk86@outlook.com
ORCID: 0000-0003-2946-272X

² М. Г. Шульженко,
д-р техн. наук
mklshulzhenko@gmail.com
ORCID: 0000-0002-1386-0988

³ О. М. Губський
¹ ДП «Державний науково-інженерний центр систем контролю та аварійного реагування»,
04213, Україна, м. Київ,
пр. Героїв Сталінграда, 64/56

² Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України,
61046, Україна, м. Харків,
вул. Пожарського, 2/10

³ АТ «Українські енергетичні машини»,
61037, Україна, м. Харків,
пр. Московський, 199

Стабільність експлуатації парових турбін залежить (нарівні з іншими чинниками) від надійної роботи системи паророзподілу, основу якої складають стопорно-регулювальні клапани. В роботі розглядаються питання міцності елементів клапанів парової турбіни К-325-23,5, в корпусі яких після 30 тисяч годин експлуатації почали спостерігатись тріщини. Попередньо визначався характер газодинамічних процесів в проточній частині клапанів та температурний стан корпусу клапанів на основних стаціонарних режимах роботи. Для цього розв'язувалась спільна задача течії пари та теплопровідності в стопорно-регулювальних клапанах у тривимірній постановці методом скінченних елементів. Розглядалось різне положення елементів клапанів з урахуванням фільтруючого сита. Оцінка термонапруженого стану корпусу клапанів засвідчила, що максимальні напруження на різних режимах роботи не перевищують межі плинності. Тому оцінка повзучості матеріалу корпусу клапанів є важливою для визначення його пошкодження та ресурсу. Моделювання повзучості корпусу стопорно-регулювальних клапанів парової турбіни виконувалось на основі тривимірних моделей з використанням теорії зміцнення. При цьому було враховано складові несталої та усталеної деформації повзучості. Повзучість корпусу визначена за максимальної потужності турбіни для всіх стаціонарних режимів роботи. Максимальні розрахункові значення деформацій повзучості зосереджені в патрубках корпусу перед регулювальними клапанами та в пароприймальній камері, де на практиці спостерігаються втомні дефекти. Проте навіть за 300 тисяч годин експлуатації турбіни (з умовною максимальною потужністю) на стаціонарних режимах деформації повзучості не перевищують допустимих значень. Пошкодження і ресурс корпусу клапанів оцінювалися за двома методиками, що створені в Інституті проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України (2011 р.), та в Науково-виробничому об'єднанні з дослідження в проектуванні енергетичного обладнання ім. І. І. Ползунова (НВО ЦКТИ) – 1986 р. Результати оцінки пошкоджуваності і спрацювання ресурсу корпусу клапанів парової турбіни від впливу циклічного навантаження та повзучості турбіни на стаціонарних режимах роботи за 40, 200 та 300 тисяч годин свідчать, що умови термоміцності корпусу в області пароприймальної камери не порушуються (без урахування можливих недосконалостей корпусу після виготовлення). Пошкодження в патрубках корпусу клапанів після 300 тисяч годин експлуатації перевищують граничне значення з урахуванням коефіцієнтів запасу. При цьому пошкодження від повзучості на стаціонарних режимах роботи складає біля 70% від сумарного. Максимальні значення пошкодження спостерігаються в зонах корпусу, де мають місце дефекти при експлуатації системи паророзподілу турбіни. Розбіжність результатів за обома методиками по відношенню до їх середнього значення становить ~20%.

Ключові слова: стопорно-регулювальні клапани, система паророзподілу, метод скінченних елементів, термонапруження, повзучість, циклічна втома, ресурс.

Вступ

Надійна робота енергетичних турбоагрегатів пов'язана із забезпеченням міцності їх елементів та вузлів. Стабільність експлуатації турбіни суттєво залежить від надійної роботи системи паророзподілу, основними вузлами якої є стопорно-регулювальні клапани. Досвід експлуатації клапанів парових турбін засвідчує, що в їх корпусі спостерігаються місця, де відбувається накопичення помітних втомних пошкоджень. Так, в [1] наводяться дані про час напрацювання деяких регулювальних та стопорних клапанів парових турбін. Наприклад, на одній із турбін К-200-130 було демонтовано лівий та правий стопорні клапани циліндра високого тиску після напрацювання 210 та 230 тисяч годин через інтенсивне

розтріскування їх корпусу. У 2003 р. в корпусі стопорного клапана циліндра високого тиску парової турбіни К-200-130 після напрацювання 110 тисяч годин при 275 пусках виявлено наскрізну тріщину, що розвивалася з внутрішньої поверхні. При цьому тріщина мала довжину 75 мм при товщині стінки корпусу клапана 45 мм. Тріщина була оброблена та заварена. Під час обстеження турбіни типу ПТ-50-130-4 ТМЗ після 378 тисяч годин експлуатації при 474 пусках на внутрішній поверхні корпусу стопорного клапана була виявлена тріщина.

Тому дослідження міцності елементів системи паророзподілу має важливе практичне значення для забезпечення надійної експлуатації турбіни та енергетичного обладнання [2]. Утворення дефектів в корпусах стопорно-регулювальних клапанів може призводити до значних ремонтно-відновлювальних робіт.

Аналіз сучасних підходів до розрахункової оцінки надійності роботи клапанів [3, 4] показав, що однією з основних проблем розв'язання задач міцності є коректне визначення граничних умов (тиску на стінках корпусу та його температури). У більшості робіт з дослідження клапанів приділяється значна увага ефективності роботи системи паророзподілу для подальшої оптимізації проточної частини клапанів та підвищення ефективності роботи енергоустановки в цілому. Визначення граничних умов для вирішення питань міцності вимагає спільного розв'язання задач течії пари та теплопровідності елементів корпусу клапана, оскільки ці процеси взаємопов'язані між собою. В роботі [5] визначається тиск на стінки корпусу і температура стопорно-регулювальних клапанів парової турбіни К-325-23,5. Загальний вигляд системи стопорно-регулювальних клапанів парової турбіни К-325-23,5 зображено на рис. 1.

Із вищесказаного можна дійти висновку, що дослідження напруженості, повзучості, циклічної втоми та оцінки ресурсу корпусів системи паророзподілу з використанням результатів визначення граничних умов на основі дослідження течії пари та теплопровідності є актуальними.

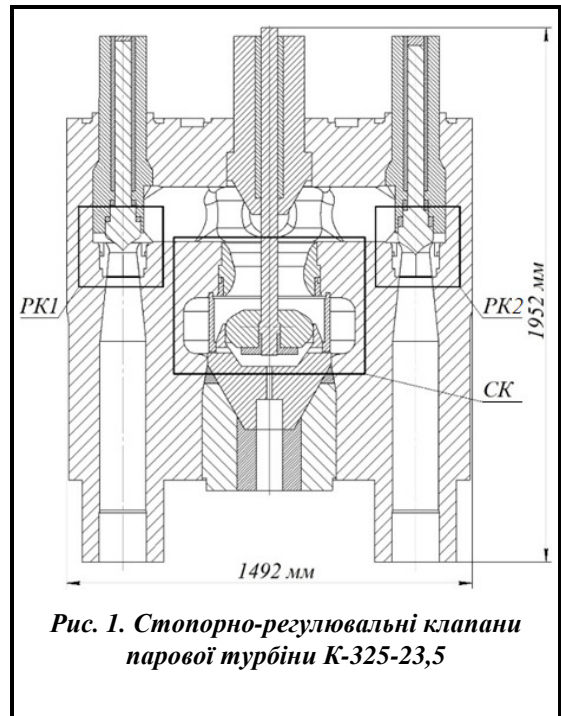


Рис. 1. Стопорно-регулювальні клапани парової турбіни К-325-23,5

Повзучість корпусу стопорно-регулювальних клапанів

З результатів робіт [6] випливає, що термонапруження корпусу стопорно-регулювальних клапанів не перевищують їх допустимих значень під час експлуатації системи паророзподілу на стаціонарних режимах роботи. Для з'ясування причин утворення пошкоджень під час експлуатації клапанів парової турбіни К-325-23,5 доцільно визначити повзучість корпусу, оскільки деформації повзучості матеріалу можуть бути причиною утворення пошкоджень при тривалій експлуатації клапанів. Аналіз повзучості корпусу клапанів на стаціонарних режимах роботи проводиться з використанням тривимірних скінченно-елементних моделей з урахуванням результатів досліджень теплопровідності та термонапруженого стану корпусу за методикою [7] на основі використання теорії зміцнення.

Для обґрунтування якості розрахункової моделі корпусу клапанів парової турбіни проведено аналіз напружено-деформованого стану з різною розбивкою сітки. Аналіз показав, що відмінність результатів при використанні запропонованої розбивки сітки (кількість вузлів – 286440; елементів – 195280) по відношенню до дрібнішої в два рази сітки становить ~1,4%. Це свідчить про те, що використання скінченно-елементної моделі корпусу стопорно-регулювальних клапанів є прийнятним за точністю отриманих результатів та ефективністю використання обчислювальних ресурсів.

Загальна деформація $\epsilon_{\text{заг}}$ визначається так:

$$\{\epsilon_{\text{заг}}\} = \{\epsilon^{\text{уп}}\} + \{\epsilon^{\text{пл}}\} + \{\epsilon^{\text{т}}\} + \{\epsilon^{\text{п}}\},$$

де $\{\epsilon^{\text{уп}}\}$ – вектор пружної деформації; $\{\epsilon^{\text{пл}}\}$ – вектор деформації пластичності; $\{\epsilon^{\text{т}}\}$ – вектор температурної деформації; $\{\epsilon^{\text{п}}\}$ – вектор деформації повзучості.

При цьому деформація повзучості знаходиться як скалярна величина із рівняння

$$\epsilon^p = \frac{C_1 \sigma_e^{C_2} t^{C_3+1} e^{-C_4/T}}{(C_3+1)} + C_5 \sigma_e^{C_6} t e^{-C_7/T},$$

де $C_1 \dots C_7$ – константи; t – час; T – температура.

Дана модель відображає як тимчасове зміцнення, так і повзучість за Нортоном. У міру збільшення часу зміцнюючий компонент суттєво зменшується і деформація оцінюється за моделлю Нортона для режиму усталеної повзучості [7].

З урахуванням пружних напружень та теплового стану корпусу клапанів [8, 9] константи моделі повзучості визначалися за кривими сталі 15X1M1ФЛ, що відповідали температурам 550, 525 °С та напруженням 80, 60 МПа. Константи $C_1 \dots C_7$ наводяться нижче.

C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7
$1,4627 \times 10^{-19}$	3,2952	-0,4408	27260	$3,0817 \times 10^{-22}$	1,1303	3196

Деформації повзучості корпусу клапанів визначалися за максимальної потужності турбіни для всіх стаціонарних режимів в неоднорідному тепловому полі. Можна відзначити, що більші деформації

повзучості спостерігаються на внутрішніх стінках корпусу клапанів, при цьому на зовнішніх стінках повзучість практично не спостерігається (рис. 2). Максимальні значення деформацій, які приблизно дорівнюють значенню 0,136% в момент часу $t=200$ тисяч годин (рис. 3), зосереджені в патрубках перед регулювальними клапанами. У центральній камері корпусу клапанів інтенсивність деформацій менша. Відмітимо, що накопичення втомних дефектів на практиці спостерігається в патрубках перед регулювальними клапанами та в пароприймальній камері.

На рис. 4 показана зміна деформації залежно від часу в точках А, В, С, D, E, F в процесі повзучості. Слід зазначити, що повзучість протікає інтенсивніше в нижній частині пароприймальної камери. В точках D і E деформації повзучості не перевищують 0,03%. З аналізу отриманих результатів можна відзначити, що усталена повзучість настає приблизно після 30 тисяч годин роботи системи паророзподілу. З огляду на те, що на практиці в корпусі клапанів виявляються утворення значних втомних дефектів після чотирьох років експлуатації (близько 30 тисяч годин) та виходячи з отриманих результатів, можна дійти висновку, що повзучість матеріалу – не єдиний фактор, який призводить до утворення даних пошкоджень за цей період.

За отриманими результатами можна відмітити, що значні деформації повзучості спостерігаються в зонах, що відповідають на практиці місцям утворення пошкоджень матеріалу корпусу клапана при експлуатації. Деформації повзучості, які складають 0,136% за 200 тисяч годин експлуатації, не перевищують допустимих значень (менші за 1%).

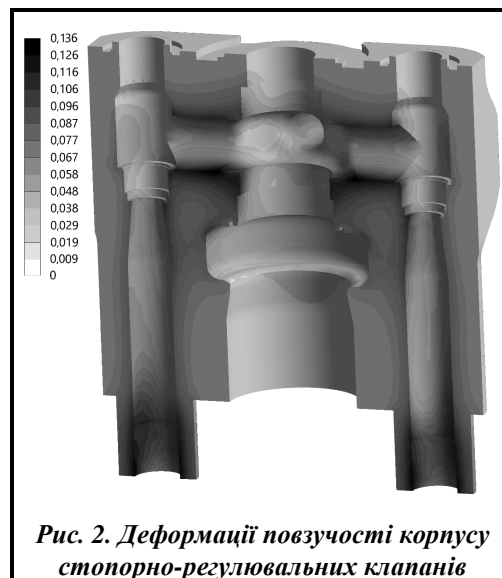


Рис. 2. Деформації повзучості корпусу стопорно-регулювальних клапанів

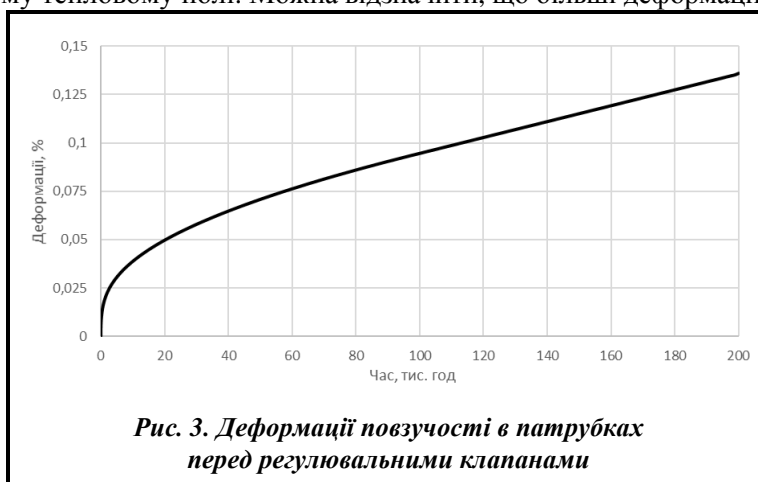


Рис. 3. Деформації повзучості в патрубках перед регулювальними клапанами

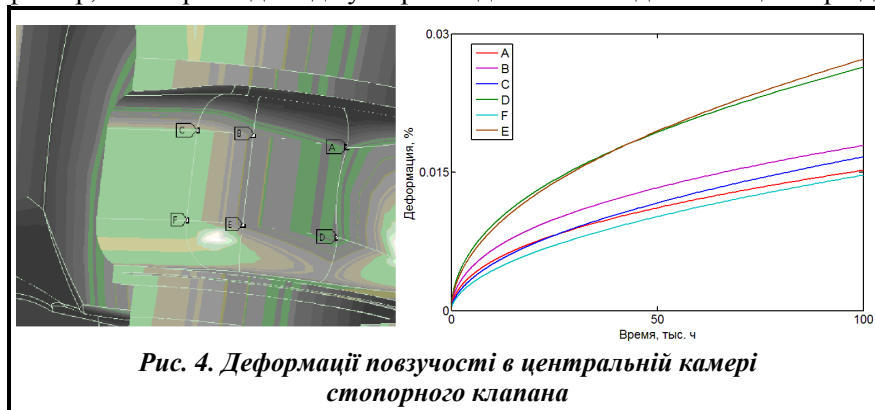


Рис. 4. Деформації повзучості в центральній камері стопорного клапана

Циклічна пошкоджувальність та ресурс корпусу клапанів

Розрахунок циклічної втоми та ресурсу корпусу клапанів системи паророзподілу парової турбіни К-325-23,5 проводився з використанням методики СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-52 [10], розробленої в ІПМаш НАН України (2011 р.), а малоциклової втоми з урахуванням повзучості – за методикою РТМ 108.021.103 [11], НВО ЦКТИ (1986 р.). Ці методики відрізняються підходами до підсумовування пошкоджень від циклічного навантаження та повзучості. В [10] використовується лінійна сума статичного та циклічного пошкоджень, а в [11] – вплив повзучості враховується при визначенні допустимого числа циклів навантаження.

Протягом терміну служби високотемпературне обладнання парових турбін, при експлуатації останніх, зазнає різноманітних циклічних навантажень, при цьому амплітуда напруження може бути нижчою або вищою за межу витривалості. Найпоширеніший метод розрахунку пошкодження при циклічних навантаженнях базується на лінійному законі їх накопичення. Якщо N_i - число циклів до руйнування при напруженні σ_i , то частка сумарної довговічності за числом циклів n_i буде функцією n_i/N_i . Згідно з лінійним законом руйнування має місце, якщо $n_1/N_1+n_2/N_2+n_3/N_3+\dots=1$.

Лінійне підсумовування пошкоджень має недоліки, пов'язані з тим, що не враховується послідовність утворення пошкоджень від циклічних навантажень. Експерименти свідчать [12], що цей закон придатний, коли циклічні навантаження з різним рівнем напружень протягом всього терміну служби рівномірно розподілені невеликими блоками (за числом циклів). Водночас жоден з інших методів не має вичерпного та повного обґрунтувань, зважаючи на різноманітність факторів, що впливають на процес та кінцевий результат визначення пошкоджень (наприклад, деформаційне зміцнення (наклеп) або ослаблення, концентрація напружень).

Згідно з СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-52 [10] сумарне пошкодження Π , накопичене в зоні дослідження корпусу, за час експлуатації в умовах спільної дії повзучості та циклічного навантаження визначається за формулою

$$\Pi = \Pi_{\text{ст}} + \Pi_{\text{ц}} = \sum_{j=1}^q \frac{t_j}{t_{pj}} + \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_{pi}},$$

де $\Pi_{\text{ст}}$, $\Pi_{\text{ц}}$ – статичне і циклічне пошкодження.

Допустиме сумарне пошкодження $[\Pi]$ з урахуванням коефіцієнтів запасу запишемо у вигляді

$$[\Pi] = \max\{([\Pi_{\text{ст}}] + [\Pi_{\text{ц}}]), n_{\Pi}\Pi\} = \max\left\{\left(\sum_{j=1}^q \frac{t_j}{[t_p]_j} + \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{[N]_i}\right), n_{\Pi}\Pi\right\}, \quad (1)$$

де $[\Pi_{\text{ст}}]$, $[\Pi_{\text{ц}}]$ – статичне та циклічне пошкодження з урахуванням коефіцієнтів запасу; t_j – час роботи на j -му стаціонарному режимі роботи з напруженнями повзучості σ_j^c ; t_{pj} – час до настання граничного стану появи тріщини під дією напружень повзучості σ_j^c , які визначаються за діаграмою довговічності матеріалу (рис. 5); $[t_p]_j$ – допустимий час роботи на j -му режимі за умови довгострокової міцності, визначений за діаграмою довговічності матеріалу (рис. 5), але з напруженнями повзучості $n_{\text{ДМ}}\sigma_j^c$. Для корпусів згідно з [13] приймається $n_{\text{ДМ}}=1,5$; n_i – кількість i -х експлуатаційних циклів; N_{pi} – число циклів до появи тріщини при i -му експлуатаційному циклі, яке відповідає амплітуді деформацій ε_{ai} та визначається за експериментальними кривими втоми при ізотермічному симетричному циклі напружень (рис. 6); $[N]_i$ – допустима кількість циклів i -го типу; $n_{\Pi}=5$ – коефіцієнт запасу для сумарних пошкоджень; q – кількість стаціонарних циклів, що характеризуються температурою T_j та усталеними напруженнями повзучості σ_j^c ; k – кількість різних експлуатаційних циклів, які характеризуються різною наведеною амплітудою деформацій ε_{ai} , яка визначалася при приведенні несиметричних циклів до симетричних ізотермічних циклів за методикою [11].

На рис. 6 наводяться використані експериментальні криві втоми сталі корпусу клапанів (15X1M1ФЛ) при ізотермічному симетричному циклі у вигляді залежності амплітуди деформацій ε_{ai} від числа циклів N до появи тріщин за температур 400–565 °С [14].

На рис. 5 наводяться діаграми тривалої міцності для сталі 15X1M1Ф. Ці залежності отримано на підставі статистичної обробки випробувань великого числа зразків конкретного матеріалу. Вони фактично являють собою середньомарочні діаграми тривалої міцності сталі 15X1M1Ф для різних технологічних станів [15]. При цьому порівняльний аналіз отриманих даних свідчить про те, що тривала міцність для однієї і тієї ж марки сталі залежить від методів її виготовлення.

Значення допустимої кількості циклів $[N]_i$ отримується за співвідношенням

$$[N]_i = \min(N_{1i}, N_{2i}),$$

де $N_{1i} = N_{pi}/n_N$ – число циклів до зародження тріщини з урахуванням коефіцієнта запасу за циклами n_N (відповідно до [13] приймаємо $n_N = 5$); N_{2i} – число циклів до зародження тріщини з урахуванням коефіцієнта запасу за амплітудою деформацій $n_\epsilon \epsilon_{ai}$, визначаються за експериментальними кривими втоми при ізотермічному симетричному циклі напружень (рис. 6). Відповідно до [11] приймається $n_\epsilon = 1,5$.

Згідно з РТМ 108.021.103 [11] граничне число циклів в зоні дослідження корпусу клапанів за час експлуатації в умовах спільної дії повзучості та циклічного навантаження визначається за формулою

$$N_A = \left[1 - \left| \frac{1,25\sigma^c}{\sigma_{LS}} \right|^q \right] \min \left\{ \frac{N_1}{n_N}; N_2 \right\},$$

де q – показник ступеня в рівнянні тривалої міцності ($t = B\sigma^{-q}$) в інтервалі часу $(1-2) \times 10^5$ годин експлуатації; N_1, N_2 – число циклів, що відповідають на кривій втоми амплітудам ϵ_a^{np} та $n_\epsilon \epsilon_a^{np}$; $n_N = 5$, $n_\epsilon = 1,5$ – коефіцієнти запасу міцності за числом циклів і деформації.

Сумарне пошкодження Π в даному випадку визначається за рівнянням

$$\Pi = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_{Ai}}. \quad (3)$$

За підвищених температур, коли проявляється повзучість матеріалу в номінальному режимі експлуатації, амплітуда деформації, що приведена до симетричного ізотермічного циклу, визначається за рівнянням

$$\epsilon_a^{np} = C\epsilon_a + \frac{1+\nu}{1,5E} \left(\min\{\sigma_{-1}; \sigma_{DM}\} - \min\{\sigma_N; \sigma_N^c\} \right),$$

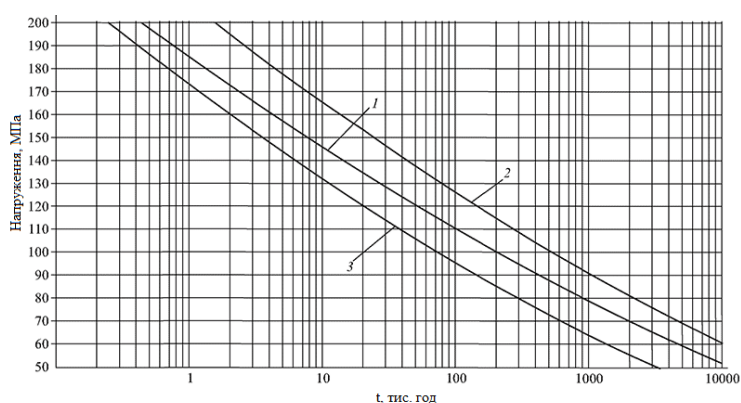


Рис. 5. Криві середньомарочних значень довговічності сталі 15X1M1Ф за $T=545$ °C:

1 – відцентрово литі труби; 2 – деформовані труби; 3 – литі конструкції

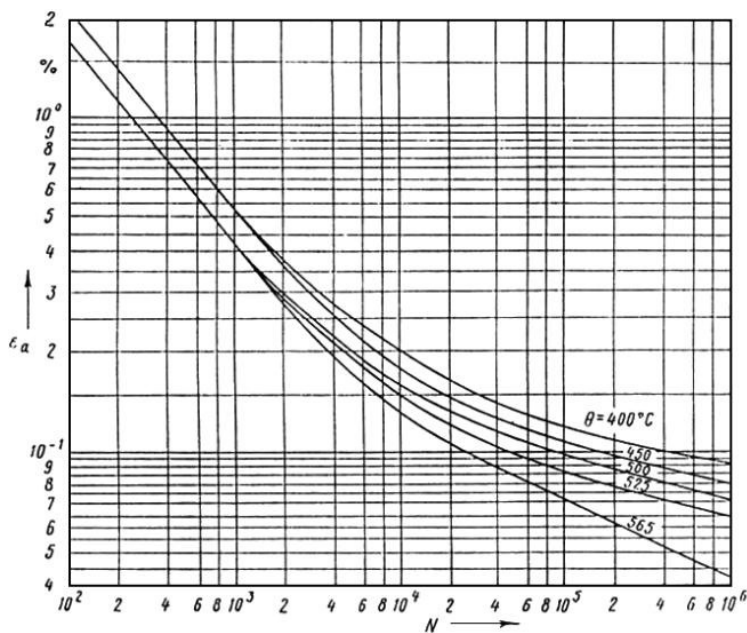


Рис. 6. Експериментальні криві втоми для сталей марок 15X1M1Ф, 15X1M1ФЛ при ізотермічному симетричному циклі напружень

де C – коефіцієнт концентрації інтенсивності деформації; ε_a – амплітуда деформацій; σ_{-1} – межа втоми при розрахунковій температурі; σ_{DM} – межа тривалої міцності матеріалу за термін служби при розрахунковій температурі; σ_N – межа втоми при несиметричному циклі напружень; σ_N^c – межа втоми для несиметричного циклу напружень при повзучості.

Межа втоми для несиметричного циклу напружень при повзучості визначається за формулою

$$\sigma_N^c = \begin{cases} \min \left\{ \frac{\sigma_a \sigma_{DM}(\theta_1)}{|\sigma_{\max}|}, \frac{\sigma_a \sigma_{DM}(\theta_2)}{|\sigma_{\max} - 2\sigma_a|} \right\} & \text{при } \sigma_a < \bar{\sigma}_{0,2}^c, \\ \min \{ \sigma_{DM}(\theta_1); \sigma_{DM}(\theta_2) \} & \text{при } \sigma_a > \bar{\sigma}_{0,2}^c, \end{cases}$$

де $\sigma_{DM}(\theta_1)$, $\sigma_{DM}(\theta_2)$ – межі тривалої міцності за термін служби при відповідній температурі; σ_{\max} – максимальне напруження в циклі; σ_a – розрахункова амплітуда напружень.

Межа втоми при несиметричному циклі напружень визначається за рівнянням

$$\sigma_N = \frac{\sigma_{-1}}{1 + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{MP}} \frac{1+r}{1-r}},$$

де r – коефіцієнт асиметрії циклу напружень; σ_{MP} – межа міцності матеріалу при розтягуванні.

Коефіцієнт асиметрії циклу напружень обчислюється за формулою

$$r = \begin{cases} \max \left\{ \frac{\sigma_{\max} - 2\sigma_a}{\sigma_{\max}}; -1 \right\} & \text{при } \sigma_{\max} > 0, \\ -1 & \text{при } \sigma_{\max} < 0 \end{cases}$$

де максимальні напруження в циклі

$$\sigma_{\max} = \begin{cases} \bar{\sigma}_{i\max} & \text{при } \bar{\sigma}_{i\max} < \sigma_{T1}^c \quad i \quad 2\sigma_a - \bar{\sigma}_{i\max} < \sigma_{T2}^c \\ \min \{ 2\sigma_a - \sigma_{T2}^c; \bar{\sigma}_{0,2}^c \} & \text{при } \bar{\sigma}_{i\max} < \sigma_{T1}^c \quad i \quad 2\sigma_a - \bar{\sigma}_{i\max} > \sigma_{T2}^c. \\ \sigma_{T1}^c & \text{при } \bar{\sigma}_{i\max} > \sigma_{T1}^c \end{cases}$$

Розглянуті математичні моделі [10, 11] використано в даній роботі для оцінки спрацювання ресурсу корпусу стопорно-регулювальних клапанів парової турбіни від дії циклічного навантаження та повзучості на стаціонарних режимах роботи (без урахування можливих початкових недосконалостей клапана після виготовлення).

Результати розрахунку циклічної міцності

Згідно з методиками, описаними вище, визначено циклічну пошкоджуваність та ресурс корпусу клапанів системи паророзподілу парової турбіни К-325-23,5 від циклічного навантаження та повзучості на стаціонарних режимах роботи.

Відмітимо, що оцінка пошкоджуваності проводилася без урахування можливих початкових недосконалостей корпусу клапанів після його виготовлення. Як показує практика, після виготовлення складних конструкційних елементів методами лиття можливе утворення початкових дефектів. Згідно з нормативною документацією [16] дозволяється використання відливок деталей парових турбін з дефектами до 5 мм. В процесі лиття з'являються залишкові напруження, які також можуть впливати на напружений стан корпусу клапанів.

Нижче вказано кількість допустимих [17] циклів за проектний термін експлуатації турбіни.

пуски з холодного стану	150
пуски з гарячого стану	2000
пуски з неостиглого стану	1000
скидання навантаження до холостого ходу	150
розвантаження до нижньої межі регулювального діапазону	10000

При цьому кількість розвантажень до нижньої межі регулювального діапазону регламентується як не більше 10000 за 200 тисяч годин експлуатації. Нижня межа регулювального діапазону для

парової турбіни К-325-23,5 складає 100 МВт. При цьому турбіна може працювати тривалий час в діапазоні навантажень від 100 до 325 МВт. Маючи результати розрахунків термонапруженого стану для режимів роботи 100, 176, 180, 220, 240 та 325 МВт та результати розрахунків повзучості, можна провести оцінку циклічної пошкоджуваності та ресурсу корпусу клапанів на стаціонарних режимах роботи з використанням методик, що описані вище. Оцінка циклічної пошкоджуваності та ресурсу виконувалась для трьох розрахункових періодів експлуатації – 40, 200 та 300 тисяч годин. При цьому термін 40 тисяч годин вибирався як ймовірний період утворення помітних пошкоджень в корпусі клапана, 200 тисяч годин – як проектний ресурс корпусу, 300 тисяч годин – як надпроектний ресурс корпусу клапана.

Значення пружних напружень при різних стаціонарних режимах роботи, які використовувалися для оцінки пошкодження, отримано при розрахунках термонапруженого стану [6] і наведено в табл. 1. Відмітимо, що напружений стан корпусу клапана при різних режимах роботи змінюється навіть за умови однакових параметрів пари на вході в систему паророзподілу. Це пов'язано з тим, що при зміні потужності турбіни відбувається зміна положення регулювальних клапанів і, як наслідок ефектів дроселювання, – зміна температури стінок корпусу та напруженого стану.

Таблиця 1. Напруження (в МПа) в корпусі стопорно-регулювальних клапанів на стаціонарних режимах роботи турбіни

Потужність, МВт	Камера		Патрубок	
	За Мізесом	Інтенсивність	За Мізесом	Інтенсивність
325	56,131	62,974	81,023	90,627
240	62,516	69,789	78,849	88,170
220	60,894	67,982	79,244	88,621
180	150,290	165,150	205,280	220,810
176	63,686	70,672	78,272	87,307
100	81,409	90,921	64,676	72,056
30	27,553	28,232	41,361	47,524

Значення напружень (в МПа) в стані усталеної повзучості матеріалу на номінальному режимі експлуатації, які використовувалися для оцінки пошкодження, наведені нижче.

Камера		Патрубок	
За Мізесом	Інтенсивність	За Мізесом	Інтенсивність
30,453	35,064	35,064	49,236

Результати розрахунку сумарного пошкодження корпусу стопорно-регулювальних клапанів для трьох періодів експлуатації з використанням двох методик наведено в табл. 2. В одній із методик використовується лінійне сумування пошкодження від циклічного навантаження та повзучості (СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-52 [10]) а в другій – (РТМ 108.021.103 [11]) вплив повзучості враховується при визначенні допустимого числа циклів навантаження. При цьому сумарне пошкодження за першою методикою визначалося за формулою (1), а за другою – з використанням співвідношення (3), де допустиме число циклів визначалося за формули (2).

Таблиця 2. Результати розрахунку сумарного пошкодження корпусу стопорно-регулювальних клапанів

Елемент корпусу клапана	Розрахунковий період часу								
	40 тисяч годин			200 тисяч годин			300 тисяч годин		
	[$\Pi_{ст}$]	[$\Pi_{ц}$]	[Π]	[$\Pi_{ст}$]	[$\Pi_{ц}$]	[Π]	[$\Pi_{ст}$]	[$\Pi_{ц}$]	[Π]
СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-52									
Камера	0,020	0,028	0,048	0,102	0,139	0,241	0,154	0,208	0,362
Патрубок	0,108	0,036	0,143	0,538	0,178	0,716	0,807	0,267	1,075
РТМ 108.021.103									
Камера	–	–	0,035	–	–	0,177	–	–	0,266
Патрубок	–	–	0,176	–	–	0,879	–	–	1,319

Оцінка спрацювання ресурсу клапана від циклічної втоми і повзучості на стаціонарних режимах роботи свідчить, що після 40000 та 200000 годин експлуатації умови термоміцності не порушуються. Різниця між результатами пошкоджуваності в патрубках перед регулювальними клапанами за

різними методиками становить ~20%. При цьому результати досліджень показали, що основний внесок в накопичення пошкоджень чинить повзучість корпусу клапана. З отриманих результатів випливає, що повзучість корпусу стопорно-регулювальних клапанів вносить в сумарне пошкодження на стаціонарних режимах роботи до 70% загального пошкодження.

Врахування параметрів складного розподілення температурних полів в корпусі клапанів та тиску на його стінки дозволило отримати значення пошкоджуваності в місцях, що збігаються із зонами утворення дефектів при експлуатації системи паророзподілу парової турбіни. Врахування цих чинників дозволило дати ефективну оцінку ресурсу корпусів при роботі на стаціонарних режимах. Отримані значення сумарного пошкодження корпусу клапанів може бути використано при модернізації працюючих енергоблоків теплових електростанції або при проектуванні нових систем паророзподілу парових турбін.

Висновки

Розглянуто повзучість корпусу клапанів системи паророзподілу парової турбіни К-325-23,5 при максимальній потужності з використанням тривимірних скінченно-елементних моделей. Деформації повзучості визначалися з використанням моделі повзучості за теорією зміцнення. Розподіл температури та тиску в корпусі клапанів визначалися попередньо за методом скінченних елементів. Для цього було розв'язано чисельно задачу течії пари в системі стопорно-регулювальних клапанів на основі рівнянь Нав'є-Стокса з урахуванням положення клапанів і впливу фільтруючого сита. Отримані максимальні деформації повзучості після 40, 200 та 300 тисяч годин експлуатації спостерігаються в патрубках перед регулювальними клапанами та в пароприймальній камері корпусу. При цьому вони менші за допустимі навіть після 300 тисяч годин експлуатації системи паророзподілу.

Ресурс корпусу клапанів визначався з урахуванням впливу зміни напружень, що викликана перепадом температур та тиску на стінки корпусу при зміні режимів роботи за 40, 200 та 300 тисяч годин експлуатації. Ресурс корпусу оцінювався за двома різними методиками, які відрізняються підходами підсумовування пошкоджень від циклічного навантаження та повзучості.

Результати досліджень свідчать, що умови термоміцності корпусу клапанів в області пароприймальної камери з урахуванням коефіцієнтів запасу не порушуються. Пошкодження від повзучості на стаціонарних режимах роботи складає біля 70% від сумарного пошкодження. Максимальні значення пошкодження спостерігаються в зонах корпусу, де мали місце дефекти (тріщини) при експлуатації системи паророзподілу турбіни. Максимальне значення пошкодження в патрубках корпусу клапанів після 300 тисяч годин експлуатації перевищують граничне значення з урахуванням коефіцієнтів запасу. Розбіжність результатів за двома методиками по відношенню до їх середнього значення становить близько 20%.

Оцінку пошкодження корпусу клапанів виконано без урахування можливих початкових недосконалоостей та залишкових напружень клапана, які можуть виникнути після виготовлення корпусу методами лиття. Врахування цих чинників може суттєво вплинути на результати оцінки міцності корпусу клапанів.

Література

1. Судаков А. В., Гаврилов С. Н., Георгиевская Е. В., Левченко А. И., Федорова Л. В. Обоснование продления срока службы паровых турбин, имеющих детали с отклонениями от требуемой нормативной документации. *Neftegaz.RU*. 2015. Т. 2. № 1–2. С. 42–47.
2. Шульженко Н. Г., Гонтаровский П. П., Зайцев Б. Ф. Задачи термочности, вибродиагностики и ресурса энергоагрегатов (модели, методы, результаты исследований). Saarbrücken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co.KG, 2011. 370 с.
3. Wang W., Xu S., Liu Y. Numerical investigation of creep-fatigue behavior in a steam turbine inlet valve under cyclic thermomechanical loading. *J. Eng. Gas Turbines Power*. Vol. 139. Iss. 11. Article ID 112502. <https://doi.org/10.1115/1.4036953>.
4. Rusin A. Numerical simulation of turbine valve creep. *Archive Appl. Mech.* 1992. Vol. 62. P. 386–393. <https://doi.org/10.1007/BF00804599>.
5. Колядюк А. С., Шульженко Н. Г., Ершов С. В. Течение пара и распределение температуры в системе парораспределения турбины для различных режимов ее работы. *Авиац.-косм. техника и технология*. 2012. № 7 (94). С. 85–90.

6. Koliadiuk A. S., Shulzhenko M. H. Thermal and stress state of the steam turbine control valve casing, with the turbine operation in the stationary modes. *Journal of Mechanical Engineering – Problemy Mashynobuduvannia*. 2019. Vol. 22. No 2. P. 37–44. <https://doi.org/10.15407/pmach2019.02.037>.
7. Howard G. J. Finite element modelling of creep for an industrial application. Dissertation (MEng). University of Pretoria, 2017. 89 p.
8. Шульженко Н. Г., Колядюк А. С. Оценка влияния формы камеры на течение пара и на ползучесть корпуса регулирующего клапана турбины. *Пробл. машиностроения*. 2015. Т. 18. № 3. С. 45–53.
9. Шульженко М., Колядюк А. Термонапруженість, повзучість і ресурс корпусу стопорно-регулювальних клапанів парової турбіни. *Матеріали 15-го міжнар. симпозіуму укр. інж.-мех.у Львові*. 2021. С. 24–27.
10. Шульженко М. Г., Гонтаровський П. П., Матюхін Ю. І., Мележик І. І., Пожидаєв О. В. Визначення розрахункового ресурсу та оцінка живучості роторів і корпусних деталей турбін. Методичні вказівки: СОУ-Н МЕНВ 40.1–21677681–52:2011. К.: ОЕП «ГРІФРЕ»: М-во енергетики та вугільної пром-сті України, 2011. 42 с.
11. РТМ 108.021.103-85. Детали паровых стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталость. Ленинград: НПО ЦКТИ, 1986. 49 с.
12. Никольс Р. Конструирование и технология изготовления сосудов давления. М.: Машиностроение. 1975. 464с.
13. ОСТ 108.020.132-85. Турбины паровые стационарные. Нормы расчета на прочность корпусов цилиндров и клапанов. М.: Мин-во энерг. машиностроения. 1986. 31 с.
14. Трошенко В. Т., Сосновский Л. А. Сопротивление усталости металлов и сплавов. Киев: Наук. думка, 1987. 284 с.
15. Перевезенцева Т. В., Злепко В. Ф., Калугин Р. Н. Структурные особенности и жаропрочность металла центробежнолитых труб из стали 15Х1М1Ф. Тепловые электростанции. 2002. № 6. С. 47–53.
16. ОСТ 108.961.02-79. Отливки из углеродистых и легированных сталей для деталей паровых стационарных турбин с гарантированными характеристиками прочности при высоких температурах. Технические условия. НПО ЦНИИТмаш, НПО ЦКТИ. 1979. 48 с.
17. Турбина паровая К-325-23,5. Типовые технические условия. ТУ У 29.1-05762269-025:2011 Инструкция по продлению срока эксплуатации паровых турбин сверх паркового ресурса: СО 153-34.17.440-2003. М.: ОАО «НТЦ «Промышленная безопасность». 2008, 158 с.

Надійшла до редакції 06.10.2021

Прочность и ресурс корпуса стопорно-регулирующих клапанов паровой турбины

¹ А. С. Колядюк, ² Н. Г. Шульженко, ³ А. Н. Губский

¹ ГП «Государственный научно-инженерный центр систем контроля и аварийного реагирования», 04213, Украина, г. Киев, пр. Героев Сталинграда, 64/56

² Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 61046, Украина, г. Харьков, ул. Пожарского, 2/10

³ Акционерное общество «Украинские энергетические машины», 61037, Украина, г. Харьков, пр. Московский, 199

Стабильность эксплуатации паровых турбин зависит (наряду с другими факторами) от надежной работы системы парораспределения, основу которой составляют стопорно-регулирующие клапаны. В работе рассматриваются вопросы прочности элементов клапанов паровой турбины К-325-23,5, в корпусе которых после 30 тысяч часов эксплуатации начали появляться трещины. Предварительно определялся характер газодинамических процессов в проточной части клапанов и температурное состояние корпуса клапанов на основных стационарных режимах работы. Для этого решалась совместная задача течения пара и теплопроводности в стопорно-регулирующих клапанах в трехмерной постановке методом конечных элементов. Рассматривалось различное положение элементов клапанов с учетом фильтрующего сита. Оценка термонапряженного состояния корпуса клапанов показала, что максимальные напряжения на различных режимах работы не превышают предела текучести. Поэтому оценка ползучести материала корпуса клапанов важна для определения его повреждения и ресурса. Моделирование ползучести корпуса стопорно-регулирующих клапанов паровой турбины выполнялось на основе трехмерных моделей с использованием теории упрочнения. При этом были учтены составляющие неустановившейся и установившейся деформации ползучести. Они определены при максимальной мощности турбины для всех стационарных режимов работы. Максимальные расчетные значе-

ния деформаций ползучести сосредоточены в патрубках корпуса перед регулируемыми клапанами и в пароприемной камере, где на практике наблюдаются усталостные дефекты. Однако даже за 300 тыс. час эксплуатации турбины (с условной максимальной мощностью) на стационарных режимах деформации ползучести не превышают допустимых значений. Повреждения и ресурс корпуса клапанов оценивались по двум методикам, созданным в Институте проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины (2011 г.) и в Научно-производственном объединении по исследованию в проектировании энергетического оборудования им. И. И. Ползунова (НПО ЦКТИ) – 1986 г. Результаты оценки повреждаемости и срабатывания ресурса корпуса клапанов паровой турбины от воздействия циклической нагрузки и ползучести на стационарных режимах работы за 40, 200 и 300 тысяч часов показывают, что условия термпрочности корпуса в области пароприемной камеры не нарушаются (без учета возможных несовершенств корпуса после изготовления). Повреждения в патрубках корпуса клапанов после 300 тысяч часов эксплуатации превышают пороговое значение с учетом коэффициентов запаса. При этом повреждения от ползучести на стационарных режимах работы составляют около 70% от суммарного. Максимальные значения повреждения наблюдаются в зонах корпуса, где имеют место дефекты при эксплуатации системы парораспределения турбины. Расхождение результатов обеих методик по отношению к их среднему значению составляет ~ 20%.

Ключевые слова: регулирующий клапан, система парораспределения, метод конечных элементов, термонапряжения, ползучесть, циклическая усталость, ресурс.