

Оцінка експлуатаційного ресурсу барабана котлоагрегату енергоблоку ТЕС, пошкодженого при його експлуатації

Степан Будз¹, Ігор Будз²

¹д. т. н., ст. н. с. Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я. С. Підстригача НАН України, вул. Наукова, 36, Львів, 79060, e-mail: budz.stepan@gmail.com

²к.ф.-м. н., доц. Національний університет "Львівська Політехніка", вул. С. Бандери, 12, 79013, м.Львів, Україна, e-mail: ihorbudz@gmail.com

Запропоновано методика і проведено оцінку експлуатаційного ресурсу барабана котлоагрегату енергоблоку ТЕС на основі тривимірної теорії неізотермічної термопружно-пластичності з використанням методу скінчених елементів. Визначено амплітуду напружень у кожній точці барабана, в кожен момент часу; встановлено сумарну величину накопиченої пошкоджуваності і відповідний залишковий експлуатаційний ресурс.

Ключові слова: залишковий ресурс; амплітуда максимальних напружень; пошкоджуваність металу; режими експлуатації; циклічна довговічність.

Вступ. Розробка, розвиток і вдосконалення методів кількісної оцінки ресурсу промислової експлуатації інженерних конструкцій є дієвим засобом для вирішення важливої проблеми подовження термінів їх використання. Особливо актуальною проблема визначення часу експлуатації діючого обладнання є для підприємств теплової енергетики.

В даній статті запропонована методика оцінки експлуатаційного ресурсу барабана котлоагрегату ТЕС, пошкодженого при режимах його експлуатації. Визначено сумарну величину накопиченої пошкоджуваності і відповідний залишковий експлуатаційний ресурс барабана.

1. Формулювання проблеми

Проблема продовження термінів експлуатації елементів енергетичного обладнання належить до найважливіших у вітчизняній енергетиці. Одним із основних елементів енергоблоку ТЕС є барабан високого тиску, як джерело теплової енергії. Особливу увагу надійності барабана приділяють при його експлуатації і ремонті. Оцінку залишкового ресурсу барабана виконують шляхом визначення його стану за рівнем накопиченої пошкоджуваності металу. Точність оцінки залишкового ресурсу барабана істотно залежить від достовірності інформації про максимальні напруження в металі за різних режимів його експлуатації.

Барaban котлоагрегату енергоблоку ТЕС, як джерело теплової енергії, продукує пару високої температури і є одним із головних елементів енергоблоку ТЕС. Він працює за дії високого тиску, підвищеної температури, повторно змінних циклічних навантажень, впливу корозійно-активного середовища, водно-парової суміші.

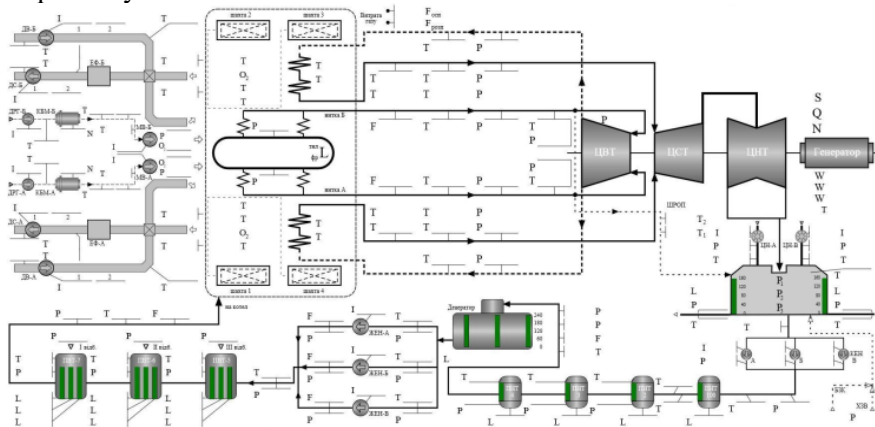


Рис. 1. Принципова схема енергоблоку

Оцінку залишкового ресурсу барабана виконують шляхом визначення його стану за рівнем накопиченої пошкоджуваності металу. При обчисленні накопиченої пошкоджуваності барабана розглядаються різні режими його промислової експлуатації. В даному випадку це стаціонарний режим з повільним коливанням температури робочого середовища навколо температури експлуатації (так зване термоциклування), режими планових пусків-зупинок, гідравлічних випробувань та аварійних зупинок.

Точність оцінки залишкового ресурсу барабана істотно залежить від достовірності про максимальні напруження в металі барабана за різних режимів його експлуатації.

Для оцінки складного просторово тривимірного напружено-деформованого стану барабану і залишкового експлуатаційного ресурсу загалом використовуємо методіку комп'ютерного моделювання процесів деформування барабана за різних режимів його експлуатації з використанням методу скінчених елементів [1, 2]. Для кожного із вищезгаданих режимів роботи барабана проводимо оцінку його напружено-деформованого стану і визначаємо амплітуду зміни напружень $\sigma_a = 0,5|\sigma_{\max} - \sigma_{\min}|$ у кожній точці барабана і в кожен момент часу.

Для оцінки коефіцієнта накопиченої пошкоджуваності металу барабана вибираємо максимальне значення амплітуди напружене σ_a і зі співвідношення [3]

$$\sigma_a = \frac{aE_T}{n(4N)^{m_1}} + \frac{b}{n(4N)^{m_2} + \frac{1+r}{1-r}} \quad (1)$$

визначаємо максимально допустиму кількість циклів N з максимальною амплітудою σ_a зміни напружень в барабані за цикл розглядуваного режиму. Тут $r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$ – коефіцієнт асиметрії навантаження; σ_{\min} та σ_{\max} – відповідно мінімальні і максимальні напруження у розглядуваному циклі навантаження; E_T – модуль пружності за температури розглядуваного режиму експлуатації барабана; n – коефіцієнт запасу (найменше значення коефіцієнта запасу приймають для барабана із сталі 16ГНМ рівним 3); m_1 , m_2 , a та b – характеристики матеріалу, які визначаються через межу тимчасового опору руйнуванню металу σ_B^T та відносне звуження металу Ψ_T при температурі експлуатації. Для металу барабана (сталь 16ГНМ) при температурі 350°C $\sigma_B^T = 460$ МПа, $\Psi_T = 40\%$.

Сумарну величину накопиченої пошкоджуваності металу барабана визначаємо за співвідношенням:

$$A = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i}, \quad (2)$$

де n_i – фактична кількість циклів i -го режиму роботи барабана за весь час експлуатації; N_i – допустима кількість циклів для i -го режиму, отримана з рівняння (1) відповідно до обчисленої амплітуди максимальних напружень σ_a ; k – кількість нестационарних режимів експлуатації.

За умови $A < 1$ барабан вважають придатним до подальшої експлуатації.

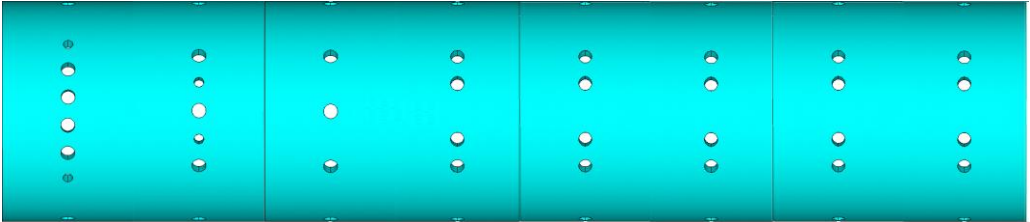


Рис. 2. Фрагмент розрахункової моделі барабана

Барабан котлоагрегату є масивним циліндричним тілом, довжина якого L , внутрішній радіус R_1 і зовнішній радіус R_2 . Краї барабана закриті сферичними днищами. У тілі барабана є періодичні ряди по 3, 4, 5 і 6 отворів в коловому напрямі (див. рис. 2), віддалі між якими: $2L_z$ в осьовому і $2L_\phi$ в коловому напрямках відповідно.

2. Залишковий експлуатаційний ресурс барабана

Напружено-деформований стан розглядуваного циліндричного тіла за умов, що відповідають експлуатаційним, визначено з повної системи рівнянь

неізотермічного термопружнопластичного течіння з використанням програмного забезпечення, розробленого на основі методу скінченних елементів (для апроксимації шуканих температурних та механічних полів за просторовими змінними) та сімейства однокрокових багатопараметричних алгоритмів (для апроксимації шуканих функцій за часом) [4-7].

При *стаціонарній експлуатації* барабана з урахуванням коливання температури водно-парової суміші в околі номінальної робочої температури $T_S = 340^\circ\text{C}$, яка повільно змінюється в межах 5°C з певною частотою (термоциклування), початкова температура T_0 барабана рівна номінальній температурі T_S , на внутрішній поверхні барабана задано тиск $p = 15,5$ МПа. Внутрішня поверхня циліндра і поверхня отворів контактує з водно-паровою сумішшю, а зовнішня поверхня циліндра теплоізолювана і вільна від силового навантаження. На торцевій поверхні $z = L_z$ циліндра задано напруження розтягу $\sigma_{zz} = \sigma_0 = PR_1^2 / (R_2^2 - R_1^2)$, що моделює вплив тиску на днища.

Обчислювальний експеримент показав, що максимальне значення амплітуди напружень при стаціонарному режимі експлуатації розглядуваного барабана котла високого тиску системи ТП-100 з урахуванням термоциклування

$$\sigma_a^{tc} \leq 30 \text{ МПа.} \quad (3)$$

Тоді за співвідношенням (1) для сталі 16ГНМ ($n = 3$), кількість циклів навантаження $[N_{tc}] > 10^{12}$. Із цих результатів на основі формули (2) випливає, що $A_{tc} = 0$, тобто внесок термоциклування з амплітудою 5°C під час стаціонарного режиму експлуатації барабана практично не впливає на накопичену пошкодженість металу.

При *аварійній зупинці* котлоагрегату барабан перебуває в жорстких умовах, коли в нього, в гарячому стані, вливається водно-парова суміш з температурою 240°C . У цьому випадку після повного охолодження у приповерхневих шарах металу (з внутрішньої поверхні і отворів) барабана виникають стискальні залишкові напруження на рівні межі пластичності. Тому для отримання кількісної оцінки накопиченої пошкодженості металу барабана при аварійній зупинці приймаємо, що амплітуда максимальних напружень $\sigma_a^{az} = \sigma_B$ (460 МПа). Відповідно, за співвідношенням (1) кількість циклів аварійної зупинки $[N_{az}] = 1877$. Накопичена пошкодженість металу барабана за співвідношенням (2), що відповідає циклу «аварійної зупинки», буде

$$A_{az} = \frac{n_{az}}{N_{az}} = \frac{105}{1877} = 0,056. \quad (4)$$

Тут n_{az} - кількість аварійних зупинок барабана, який відпрацював 250 000 год.

При *плановому пуску* початкова температура барабана $T_0 = 20^\circ\text{C}$; температура середовища T_S з швидкістю 5°C/хв. монотонно зростає у часі

відповідно від початкової температури до температури стаціонарного режиму експлуатації (340°C). Внутрішній тиск зі швидкістю 0,1 – 0,15 МПа за хвилину зростає від нульового до номінального робочого (15,5 МПа). За планової зупинки $T_0=340^\circ\text{C}$, а температура і тиск спадають з тими ж швидкостями, що і при запуску.

Максимальна зміна амплітуди напружень під час планового пуску $\sigma_a^{s1} = 169$ МПа. За формулою (1) відповідно до цієї зміни амплітуди напружень кількість циклів навантаження $[N_{s1}] = 11311$. Накопичену пошкоджувальність металу, що відповідає циклу планових пусків, кількість яких $n_{s1}=1315$, зафіксованих за 250 000 год., для розглядуваного барабана котла системи ТП-100

$$A_{s1} = \frac{n_{s1}}{[N_{s1}]} = \frac{1315}{11311} = 0,116. \quad (5)$$

Амплітуда коливань максимальних напружень за цикл *планової зупинки* котла становить 180,7 МПа. Відповідна допустима кількість циклів планових зупинок $[N_{s2}] = 8459$, а коефіцієнт, що характеризує накопичену пошкоджувальність металу за цикли планових зупинок

$$A_{s2} = \frac{n_{s2}}{N_{s2}} = \frac{1315}{8459} = 0,155. \quad (6)$$

Під час *гідравлічних випробувань* початкова і крайові умови збігаються з умовами при стаціонарному режимі експлуатації (без урахування термоцикування). Внутрішній тиск при цьому $p=19,4$ МПа. При збільшенні внутрішнього тиску на 25% у порівнянні з експлуатаційним і після розвантаження рівень стискальних залишкових напружень сягає 80% від межі пластичності. Внаслідок пластичного деформування матеріал в околі отвору зміцнюється і в подальшому - при номінальному навантаженні $p=15,5$ МПа за стаціонарної експлуатації деформується винятково пружно. Амплітуда напружень $\sigma_a^{ht} = 324$ МПа (що відповідає циклу гідравлічних випробувань). Допустима кількість циклів $[N_{ht}] = 1863$ за формулою (1). За час експлуатації барабана 250 000 год. було зафіксовано 9 аварійних зупинок. Тому коефіцієнт накопиченої пошкоджувальності

$$A_{ht} = \frac{n_{ht}}{[N_{ht}]} = \frac{9}{1863} = 0,005. \quad (7)$$

Сумарне значення коефіцієнта накопиченої пошкоджувальності металу барабана

$$A = A_{tc} + A_{az} + A_{s1} + A_{s2} + A_{ht} = 0,332. \quad (8)$$

Відповідно залишковий експлуатаційний ресурс барабана становить 66,8%.

Висновки. Наявність надійного програмного забезпечення, розробленого на основі уточнених математичних моделей і методів, дає можливість в стислі терміни проаналізувати поведінку того чи іншого конструктивного елемента діючого енергетичного обладнання за умов експлуатації та адекватніше оцінити його залишковий ресурс і можливість його подальшого використання, а також встановити умови та терміни його безпечної подальшої експлуатації.

Література

- [1] Дробенко Б.Д., Будз С.Ф. Оцінка міцності та експлуатаційного ресурсу елементів енергообладнання з урахуванням деградації матеріалу, пошкоджень та технології ремонту. – Львів: Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН України, 2021. – 368 с.
- [2] Будз С.Ф., Дробенко Б.Д., Михайлишин В.С. Компьютерное моделирование термоупругопластического поведения механических систем // ИППММ АН УССР. – 1992. – Препринт 34-89. – 60 с.
- [3] Інструкція СОУ 40.1-21677681-02:2009. Порядок продовження терміну експлуатації барабанів котлів високого тиску. – К.: Об'єднання енергетичних підприємств «Галузевий резервно-інвестиційний фонд розвитку енергетики», 2009. – 56 с.
- [4] Гачкевич О. Дробенко Б. Математичне моделювання термомеханічних процесів в осесиметричних електропровідних тілах за електромагнітних навантажень // Машинознавство. – 2003, № 4 (70). – С. 3-7.
- [5] Гачкевич О.Р., Дробенко Б.Д. Особливості числового розв'язування зв'язаних задач про визначення електромагнітних, теплових і механічних полів у деформованих термочутливих електропровідних тілах за квазіусталених електромагнітних навантажень // Мат. методи та фіз.-мех. поля. – 2007. – 50, № 3. – С. 166-177.
- [6] Drobenko B., Hachkevych O. Thermomechanics of electroconductive solids / In Encyclopedia of Thermal Stresses. Ed. by Richard B. Hetnarski. –Springer Dordrecht, Heidelberg, New York, London. – 2014, vol.11. –P. 6052-6063.
- [7] Drobenko B.D. Computational experiment for determination of the cyclic durability of a boiler drum of a thermal power plant / Materials Science. – 2012. – 48, No. 1. – P. 76-82.

Assessment of the operational resource of the drum of the boiler unit of the TPP power unit damaged during its operation

Stepan Budz, Ihor Budz

The methodology to estimate the service life of the drum of the boiler unit of a power plant with operational damages is considered. It developed on the basis of three-dimensional thermoelastic plasticity and the finite element method.

Keywords: residual resource; amplitude of maximum stresses; metal damage; modes of operation; cyclic durability.

Отримано 21.08.23