

Б.Д. Дробенко, С.Ф. Будз, В.І. Асташкін

Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача, Львів

МОДЕЛЮВАННЯ ТЕРМОМЕХАНІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В ЕЛЕМЕНТАХ ДІЮЧОГО ЕНЕРГООБЛАДНАННЯ ТА ОЦІНКА ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОГО РЕСУРСУ З УРАХУВАННЯМ ДЕГРАДАЦІЇ МАТЕРІАЛУ, ПОШКОДЖЕНЬ ТА РЕМОНТНИХ ВТРУЧАНЬ



На основі тривимірної термопружнопластичності запропоновано підхід до комп'ютерного моделювання процесів деформування елементів енергообладнання за умов експлуатації з урахуванням деградації матеріалу, форми експлуатаційних пошкоджень та змін форми елементів після ремонтних втручань. Досліджено напружено-деформований стан барабанів котлів високого тиску та штуцерів з ремонтними вибірками дефектів, колекторів з тріщинами, екранних труб з експлуатаційними потоншеннями. Розроблені рекомендації використано при розробці технології ремонту та визначенні експлуатаційного ресурсу елементів енергообладнання Бурштинської ТЕС.

Ключові слова: математичне й чисельне моделювання, міцність і експлуатаційний ресурс.

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, де значна частина обладнання вже вичерпала свій гарантійний ресурс.

Проблему можна вирішити шляхом негайної заміни елементів конструкцій, які відслужили призначений їм термін експлуатації (що пов'язано з великими фінансовими видатками), або провести ретельний аналіз стану діючого обладнання, умов його експлуатації і на основі результатів аналізу дати висновок про можливість його використання та кількісно оцінити час подальшої експлуатації. При цьому важливими є дані про властивості матеріалу конст-

рукцій на момент їх обстеження та якнайточніші відомості про напружений стан конструкцій під час різних режимів їх експлуатації.

Упродовж тривалої експлуатації конструкцій властивості матеріалів змінюються, в елементах конструкцій виникають локальні пошкодження, вони зазнають ремонтних втручань, внаслідок чого змінюється геометрія конструктивних елементів. Врешті-решт все це впливає на напружений стан обладнання за його термосилового навантаження під час експлуатації.

Методики розрахунку термонапруженого стану для таких ситуацій відсутні, оскільки відсутні дані про вплив ремонтних втручань на властивості конструкцій та властивості матеріалів на момент перевірок. Оцінка залишкового експлуатаційного ресурсу конструктивних елементів може бути зроблена на основі знання про напружений стан енергетичного обладнання. Однак оцінки напруженого стану на основі відомих інженерних розрахункових

методик часто приводять до істотних похибок, оскільки не враховуються форми конструктивних елементів після ремонтних втручань, форми та локалізація виникаючих експлуатаційних пошкоджень та зміна властивостей матеріалів конструкції за 30–40 років її експлуатації, причиною якої є довготривалий вплив високого тиску, підвищеної температури, корозивно-активного середовища та повторно-змінних циклічних навантажень. Наслідком сумісної дії названих та в окремих випадках інших чинників є поступова деградація властивостей матеріалу, виникнення різнорідних дефектів, серед яких найбільш небезпечними є тріщини й тріщиноподібні пошкодження, що може стати причиною катастрофічного руйнування обладнання.

З огляду на зазначене актуальною і важливою є проблема адекватної чисельної оцінки напружень, що виникають в елементах конструкцій діючого енергообладнання за режимів їх експлуатації з урахуванням зміни властивостей матеріалів та ремонтно-експлуатаційних змін форми деталей та конструктивних елементів. Особливого значення набуває проблема визначення придатності обладнання до подальшої експлуатації та оцінка її тривалості понад норми, гарантовані на момент інсталяції чи початку експлуатації. Внаслідок непередачності місць появи пошкоджень та експлуатаційних дефектів актуальною є розробка рекомендацій по вибору технології ремонтних робіт з метою мінімізації наслідків їх впливу на міцнісні параметри обладнання.

Сформульовані проблеми можуть бути вирішені з використанням сучасних засобів математичного моделювання на основі уточнених (у порівнянні з існуючими інженерними) методик визначення напружено-деформованого стану, які у багатьох випадках дозволяють уникнути використання так званих коефіцієнтів запасу і оперувати не розрахунковими (умовно пружними), а фактичними значеннями напружень.

Уточнення розрахункових моделей має два аспекти — *геометричний* та *фізичний*. Геомет-

ричний аспект передбачає виконання обчислень для тіл реальної форми без використання інженерних розрахункових формул і прийняття спрощуючих гіпотез. Фізичний аспект моделювання пов'язаний з використанням розширених моделей опису термомеханічної поведінки матеріалів, з яких виготовлено конструктивні елементи обладнання. Відомі інженерні методики [1–3] виходять з припущення про пружні властивості матеріалів у діапазоні експлуатаційних показників тиску і температури, в той час як в околі певних ділянок конструктивних елементів, особливо за виникнення пошкоджень та після ремонтних втручань, під час експлуатації виникають пластичні деформації.

Уточнений розрахунок може бути здійснений на основі систем рівнянь математичної фізики з використанням сучасних числових методик їх розв'язування та відповідних технічних засобів. Такий підхід вимагає високого рівня підготовки та математичної культури фахівців, їх уміння математизувати складні технічні завдання.

У подальшому викладі подано результати виконаних в Інституті прикладних проблем механіки і математики (ІППММ) ім. Я.С. Підстригача НАН України досліджень процесів деформування конструктивних елементів енергетичного обладнання і оцінки їх залишкового експлуатаційного ресурсу з урахуванням деградації матеріалу, експлуатаційних пошкоджень і ремонтних втручань. Дослідження виконано на основі співвідношень просторово-тривимірної неізотермічної термopружно-пластичності [4] за використання методу скінченних елементів (для апроксимації температурних та механічних полів за просторовими змінними) та однокрокових багатопараметричних різнице-вих алгоритмів [5] (для їх апроксимації за часом). Запропонований підхід дає можливість адекватно врахувати реальну геометричну форму елементів енергообладнання, локалізацію та геометричні параметри експлуатаційних пошкоджень чи змін форми після ремонтних втру-

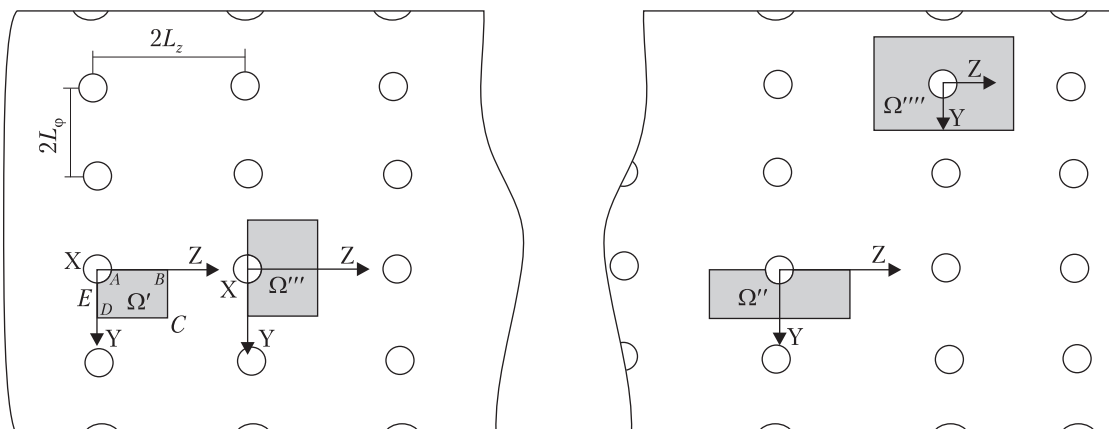


Рис. 1. Розрахункова модель барабана

чань, часову зміну характеристик матеріалу, термочутливість властивостей матеріалів у всьому діапазоні зміни температури та пружно-пластичний характер деформування і, як наслідок, точніше у порівнянні з існуючими в енергетичній галузі підходами кількісно оцінити напружено-деформований стан в околі пошкоджених ділянок чи технологічних вибірок і експлуатаційний ресурс енергетичного обладнання загалом.

Проілюструємо розроблену методику на прикладі барабана котла високого тиску системи ТП-100 № 18 Бурштинської ТЕС (із сталі 16 ГНМ [6, 7]), 1964 р. виготовлення, паспортний ресурс якого вичерпано.

Барабан котла теплоелектростанції являє собою масивне циліндричне тіло довжиною більше 20 м, зовнішнім діаметром до 2 м та товщиною стінки біля 0,1 м. У тілі барабана є складна система впускних та випускних отворів. Під час тривалої експлуатації за умов дії внутрішнього тиску, підвищеної температури, впливу корозивно-активного водно-парового робочого середовища та циклічних навантажень на отворах та ділянках внутрішньої поверхні барабана виникають тріщиноподібні утворення. У разі виявлення таких пошкоджень їх усувають шляхом «видалення» ділянок металу разом з дефектами. Таку технологічну ремонтну операцію називають вибіркою.

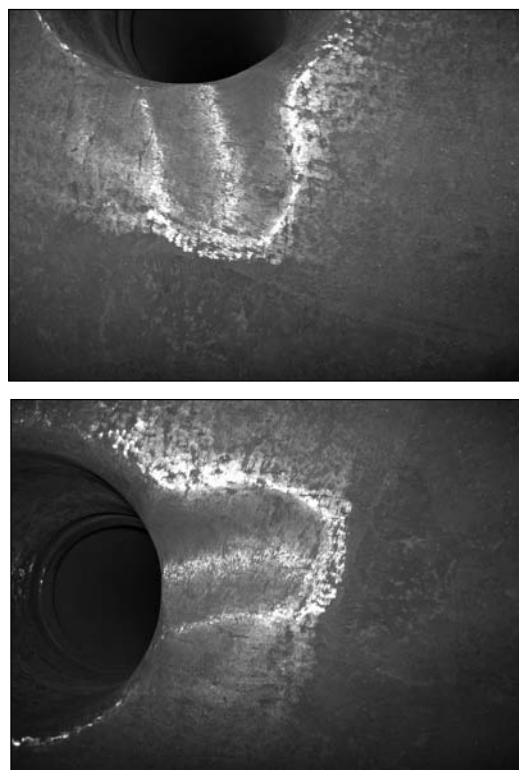


Рис. 2. Типові ремонтні вибірки в околі отворів барабана

За розрахункову модель барабана приймаємо тривимірний порожнистий циліндр (завдовжки L , внутрішнім R_1 і зовнішнім R_2 радіусами), краї якого закриті днищами (див. рис. 1). У тілі циліндра є періодичні ряди отворів радіуса r (для штуцерів), віддалі між якими: $2L_z$ в

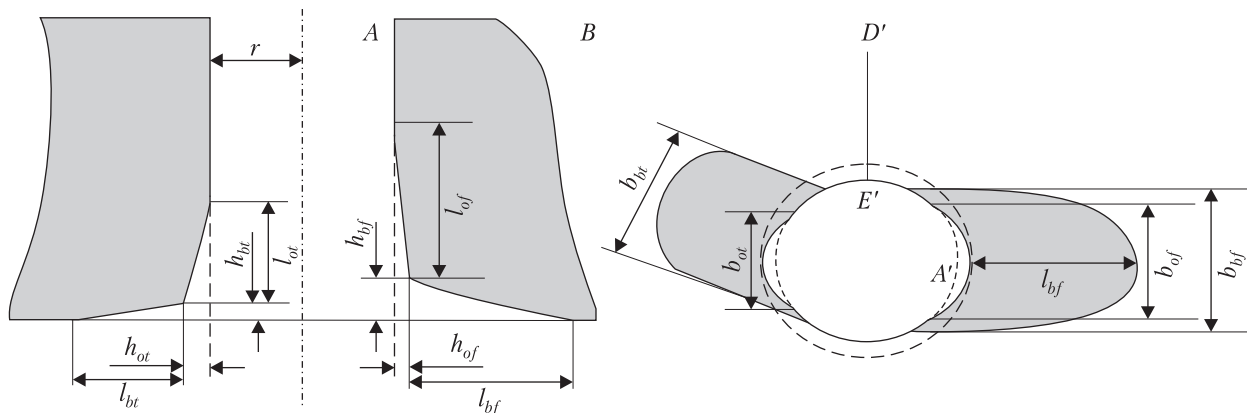


Рис. 3. Схематичне подання технологічних вибірок на тілі барабана й отворі

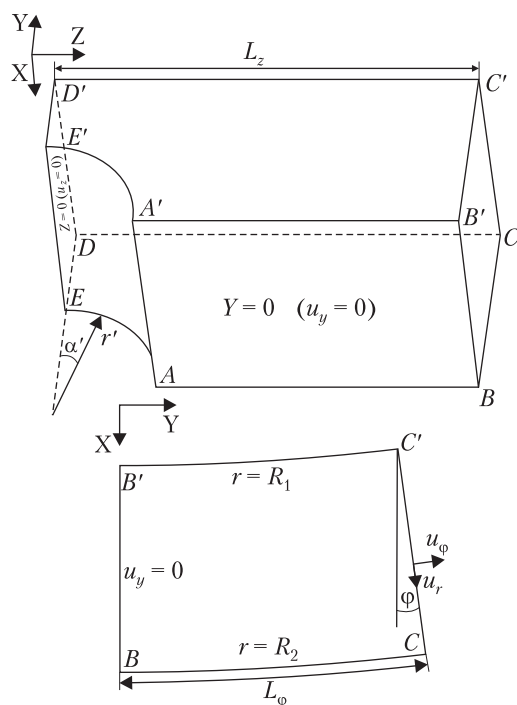


Рис. 4. Геометрична конфігурація тривимірної розрахункової області Ω'

осьовому і $2L_\phi$ у коловому напрямках відповідно. Для конкретних розрахунків нами використовувалися такі значення вказаних параметрів: $R_1 = 0,9$ м; $R_2 = 0,995$ м; $r = 0,645$ м; $L_z = 0,56$ м; $L_\phi = 0,13$ м; $L = 22,4$ м.

На отворах і на внутрішній поверхні барабана в околі отворів можливі вибірки (див. рис.

2) глибиною h , шириною b і довжиною l , схематично подані на рис. 3 (індекси b та o означають параметри вибірок на тілі барабана й на отворі відповідно, а індекси f та t вказують на розташування вибірок — умовно перед чи після конкретного отвору у прийнятій схемі нумерації отворів).

Припустивши, що напружений стан в околі довільно обраного отвору слабо впливає на напруження біля сусідніх отворів, за розрахункову обираємо одну з чотирьох областей, зображених на рис. 1 (залежно від симетрії вибірок). Зокрема, за відсутності вибірок або за наявності двох діаметрально протилежних симетричних відносно осі циліндра вибірок за розрахункову приймаємо область Ω' (див. рис. 1 та 4).

Задача про визначення напруженого стану циліндра за умов експлуатації полягає у встановленні просторово-часового розподілу температури, а також переміщень, деформацій і напружень з нестационарного тривимірного рівняння теплопровідності та повної системи рівнянь неізотермічної термопружно-пластичності [8] в області Ω (одна з чотирьох областей Ω' , Ω'' , ...) за відповідних початкових і крайових умов.

За умови моделювання роботи барабана в режимі стаціонарної експлуатації на поверхнях $EDD'E'$ та $ABB'A'$ (див. рис. 4) задаємо відповідно умови симетрії на переміщення $u_z = 0$ та $u_y = 0$, а на площині $CDD'C'$ — умови цикліч-

ної симетрії $u_\phi = 0$ (для кутового переміщення у циліндричній системі координат (r, ϕ, z) , до якої віднесений циліндр). На поверхнях $A'B'C'D'E'$ (фрагмент внутрішньої поверхні) і $AEE'A'$ (четверта частина отвору) задано тиск p (15,5 МПа). Поверхня $ABCDE$ вільна від навантаження, а на поверхні $BCC'B'$ задано напруження розтягу, що обумовлено впливом тиску на днища. При цьому температура водно-парової робочої суміші повільно коливається в околі температури $T_0 = 340^\circ\text{C}$ з амплітудою 20°C і частотою $\omega = 6,686$ 1/год (так зване термоцикування), що враховується через умови конвективного теплообміну через внутрішню поверхню й отвори барабана.

Для планового пуску тиск p на внутрішній поверхні циліндра й отворі та температура робочого середовища монотонно (зі сталою швидкістю) зростають відповідно від нульового до номінального (15,5 МПа) і від 20°C до 340°C . За планової зупинки температура і тиск з тими ж швидкостями монотонно спадають. Початкова і крайові умови за моделювання гідралічних випробувань збігаються з умовами стаціонарного режиму експлуатації за сталої температури. Внутрішній тиск при цьому на 25 % більший від номінального експлуатаційного ($p = 19,4$ МПа).

Досліджуючи зупинку роботи котла в аварійному режимі, приймаємо, що циліндр починає охолоджуватись від температури $T_0 = 340^\circ\text{C}$ шляхом конвективного теплообміну (з внутрішньої поверхні і отворів) із середовищем, температуру якого під час обчислювальних експериментів задаємо різною. Внутрішній тиск при цьому з номінального зменшуємо до нуля зі швидкістю, яка дає змогу розглядати задачу механіки у квазістатичному наближенні.

Задачу розв'язуємо за допомогою методу скінченних елементів. Під час побудови скінченно-елементного поділу області Ω' (див. рис. 1 та 4) координати вузлів на отворі визначаємо чисельно. Коли в околі отвору є вибірка, її форму моделюємо кругом радіусом R_0 (рис. 5) з центром у точці $(x, 0, z_0)$. Зміну глибини вибірки на отво-

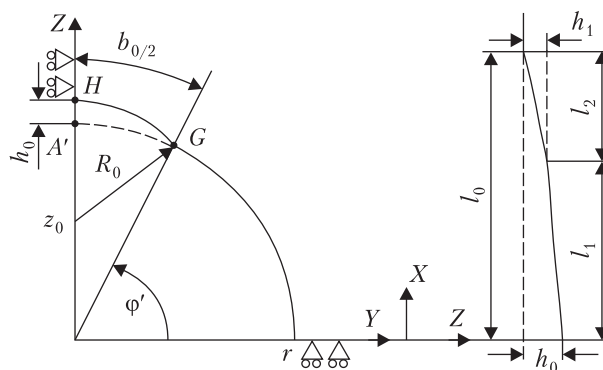


Рис. 5. Моделювання вибірки на отворі

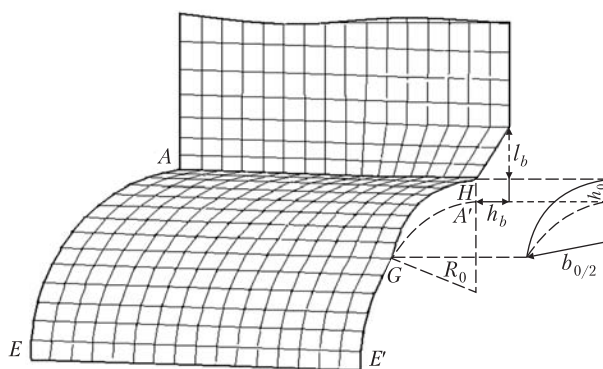


Рис. 6. Моделювання отвору і внутрішньої поверхні циліндра з вибірками

рі уздовж її довжини задаємо сплайном, побудованим за такими параметрами, як довжина вибірки $l_0, l_1, l_2, \dots$ і відповідні заглиблення $h_0, h_1, \dots$. Так само задаємо геометрію вибірки на внутрішній поверхні циліндра в околі отвору. При цьому глибина вибірки кусково-лінійно зменшується від значення h_b на отворі при $z = r + h_0$ до нуля при $z = r + h_0 + l_b$ (схематично скінченно-елементний поділ отвору й поверхні $y = 0$ з вибірками показано на рис. 6).

Досліджено напружено-деформований стан барабана в околі 68-и отворів з вибірками для окреслених режимів експлуатації з використанням скінченно-елементного програмного забезпечення для комп'ютерного моделювання деформівних процесів у твердих тілах за дії комплексного навантаження з урахуванням пружно-пластичного характеру деформування

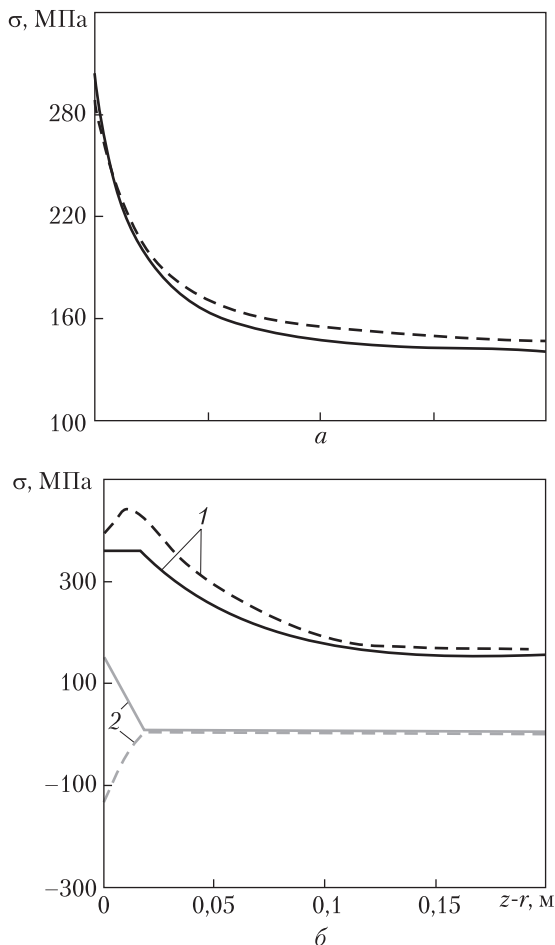


Рис. 7. Інтенсивність напружень (суцільна лінія) та колові напруження (штрихова лінія) уздовж лінії $A'B'$ за відсутності (а) та наявності (б) вибірки $8 \times 25 \times 100$: 1 – під час експлуатації, 2 – залишкові

та температурної залежності властивостей матеріалу [8].

Обчислювальний експеримент показав, що максимальні напруження у барабані без вибірок за умов стаціонарної експлуатації виникають на внутрішній поверхні в околі точки A' на отворі. На рис. 7, а показано розподіл інтенсивності напружень σ_i та компоненти σ_{yy} тензора напружень залежно від віддалі від краю отвору у поздовжньому напрямі. За врахування термоциклування максимальні напруження коливаються з амплітудою 25 МПа навколо напружень, отриманих при робочій темпера-

турі водно-парової суміші 340 °С. При цьому процес деформування відбувається цілком у пружній області.

За наявності вибірок в околі отворів концентрація напружень зростає. Зокрема, для найбільшої наявної у розглядуваному барабані вибірки ($h_b = 8$ мм, $b_b = 25$, $l_b = 110$) в околі отвору маємо пластичне деформування (див. рис. 7, б). Після розвантаження у цьому околі виникають залишкові стискувальні напруження порядку 30 % від межі пластичності σ_T (360 МПа для сталі 16 ГНМ, з якої виготовлено барабан [6, 7]).

Зауважимо, що під час гідровипробувань, за яких тиск збільшують на 25 % у порівнянні з експлуатаційним, область пластичних деформацій охоплює окіл з цією вибіркою на тілі барабана обсягом вже приблизно 36 мм, і після розвантаження рівень стискувальних залишкових напружень сягає 78 % від межі пластичності (див. рис. 8, а). При цьому внаслідок пластичного деформування матеріал в околі отвору зміцнюється і в подальшому при номінальному навантаженні $p = 15,5$ МПа за стаціонарної експлуатації деформується винятково пружно, що ілюструє рис. 8, б.

Аналіз результатів комп'ютерного моделювання показав, що найнебезпечнішими є вибірки в околі отворів на тілі барабана з внутрішньої поверхні. При цьому встановлено, що максимальні напруження в зоні вибірки на тілі барабана суттєво залежать від її ширини. Збільшення вибірки в околі отвору сприяє зменшенню концентрації напружень у цій зоні. Зокрема, для розглянутої найбільшої вибірки за сумірної з діаметром отвору ширини ($b_b = 129$ мм) в околі неї пластичне деформування відсутнє (максимальні напруження балансують на межі пластичності).

За наявності вибірок на отворах замість стандартних вибірок запропоновано виконувати кругове рівномірне розточення отвору (див. рис. 3, б; штрихова лінія), радіус якого поступово зменшується уздовж вибірки (від $r + h_0$ на поверхні до r за кінцевої довжини l_0). Мова йде

про вибірку у вигляді зрізаного конуса високою, рівною довжині вибірки. За такого розточення напруження практично не зростають порівняно з вихідним варіантом без вибірок.

Під час запуску котла на внутрішній поверхні барабана виникають стискувальні температурні напруження, які компенсують розтягувальні напруження від тиску. В режимі зупинки температурні напруження на внутрішній поверхні на початку є розтягувальні; сумарні напруження (силові й температурні) на цій поверхні завжди більші, ніж силові. Однак за планових швидкостей ($5\text{ }^{\circ}\text{C/хв}$ для температури та $0,125\text{--}0,15\text{ МПа/хв}$ для зміни тиску робочого середовища) температурна складова не впливає на максимальну амплітуду коливання напружень за цикл *запуск—зупинка*. Однак у разі аварійної зупинки саме температурні напруження є визначальними і можуть призводити до утворення тріщин на початковій стадії інтенсивного охолодження.

Зауважимо, що отримати адекватні значення напружень для елементів енергетичного обладнання складної геометричної форми з отворами і технологічними вибірками на основі спрощених розрахункових моделей надзвичайно важко. Іноді використання таких моделей приводить до істотних похибок не лише кількісного, але й якісного характеру [9]. У той же час дані про напружений стан конструктивного елемента енергетичного обладнання під час експлуатації є одним з найважливіших чинників при прийнятті рішень про подальше використання чи його заміну, а також для оцінки впливу ремонтних робіт на можливість подовження термінів експлуатації обладнання.

Адекватний аналіз напружено-деформованого стану барабана за умов експлуатації на післяремонтній стадії дає можливість реалістично оцінити його залишковий ресурс шляхом визначення рівня накопиченої пошкоджувальності металу барабана при роботі котла у стаціонарному режимі з урахуванням термоцикування за режимів опресування (планових *пусків—зупинок*) та аварійних зупинок котла, а

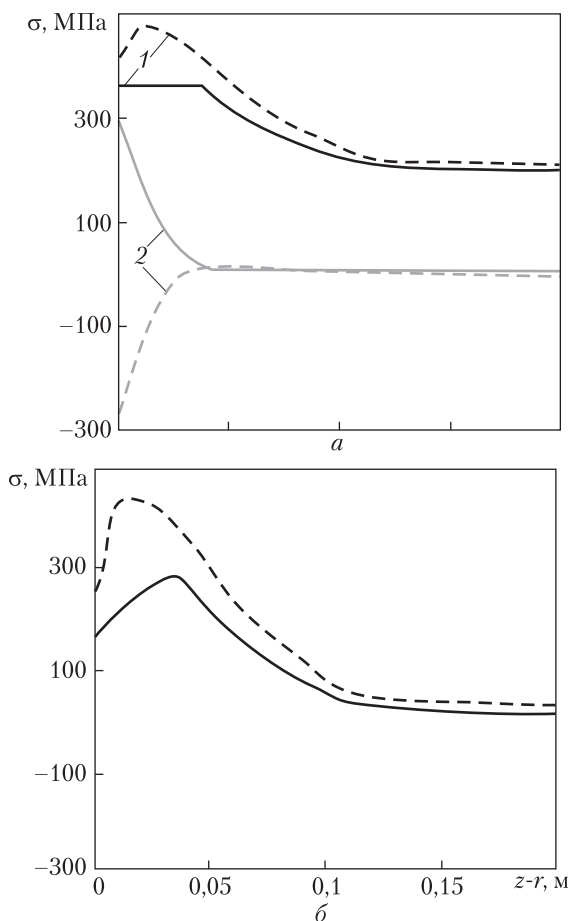


Рис. 8. Інтенсивність напружень (суцільна лінія) такові напруження (штрихова) уздовж $A'B'$ під час (а) гідравлічних випробувань (лінії 1) та після них (лінії 2) та за подальшої (б) стаціонарної експлуатації

також під час гідравлічних випробувань. Характеристики втомної довговічності металу барабана відповідно до [2] визначають з використанням співвідношення

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

яке пов'язує максимальну амплітуду σ_a зміни напружень за цикл навантаження з кількістю циклів руйнування N для даного циклічного режиму, де $r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$ — коефіцієнт асиметрії навантаження ($\sigma_{\min}$ і $\sigma_{\max}$ — відповідно мінімальні й максимальні напруження у дослі-

джуваному циклі навантаження); E_T — модуль пружності за температури розглядуваного режиму роботи; n — коефіцієнт запасу (який враховує рівень деградації матеріалу); m_1 , m_2 , a і b — характеристики матеріалу, які визначаються через межу тимчасового опору руйнуванню металу σ_B^T та відносьне звуження металу Ψ_T при температурі експлуатації.

За відомих амплітуд коливання максимальних напружень в елементах енергетичного обладнання під час основних режимів їх експлуатації із співвідношення (1) визначають допустиму кількість циклів для розглядуваного режиму, після чого сумарну величину накопиченої пошкоджуваності металу для різних нестационарних режимів визначають за співвідношенням

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

де n_i — кількість циклів i -го режиму за весь час експлуатації; N_i — допустима кількість циклів для i -го режиму, отримана з рівняння (1) відповідно до обчисленої амплітуди напружень; k — кількість нестационарних режимів експлуатації (для розглянутого барабана $k = 4$).

У результаті досліджень напруженого стану барабана, виконаних на основі тривимірної теорії неізотермічної термopружно-пластичності відповідно до галузевої методики [2] визначення параметра, який характеризує накопичену пошкоджуваність металу барабана за умов планового режиму *пуск—зупинка*, режимів стаціонарної експлуатації з термоциклуванням, аварійної зупинки та гідравлічних випробувань, встановлено, що сумарне значення параметра накопиченої пошкоджуваності металу барабана $A \leq 0,831$. При цьому термоциклування під час стаціонарного режиму роботи котла практично не вносить вкладу в накопичену пошкоджуваність. Аналогічні оцінки пошкоджуваності металу розглядуваного барабана внаслідок термоциклування з використанням галузевих методик оцінки напруженого стану барабана приводять до нереалістичних

оцінок накопиченої пошкоджуваності, які показують, що барабан вже десятки разів вичерпав свій ресурс. Найістотніший вклад у пошкоджуваність металу вносить плановий режим *пуску—зупинки*. Показано, що внаслідок вибору швидкості зростання (спадання) тиску робочого середовища в межах регламентного інтервалу 0,125—0,15 МПа/хв під час планових пусків—зупинок можна зменшити накопичену пошкоджуваність металу барабана, що відповідає цьому режиму, приблизно на 25 %, а отже у такий спосіб ощадливіше витратити експлуатаційний ресурс барабана.

У результаті проведеного обчислювального експерименту запропоновано раціональні геометричні форми для 68-и вибірок на тілі і отворах розглядуваного барабана, за яких істотно зменшується концентрація напружень в околі зон ремонтних втручань і процес деформування барабана за стаціонарної експлуатації відбувається у пружній зоні. Отримані результати покладено в основу при розробці рекомендацій щодо виконання ремонту барабана парового котла № 18/ТП-100 Бурштинської ТЕС з метою подовження його експлуатації.

Теоретичні оцінки накопиченої пошкоджуваності металу розглядуваного барабана, який вже вичерпав свій паспортний ресурс, дають наукове обґрунтування подовження його експлуатації на 25 000 годин і прийняті для застосування на Бурштинській ТЕС.

Таким чином, наявність надійного програмного забезпечення, розробленого на основі адекватних математичних моделей і методів, дає можливість у стислі терміни проаналізувати поведінку того чи іншого конструктивного елемента з пошкодженням чи вибіркою за умов, що моделюють експлуатаційні, та отримати експертну оцінку запасу його міцності. Ці дані використовують при прийнятті рішення про можливість тимчасового подовження термінів експлуатації чи заміни вузлів та елементів енергетичного обладнання з пошкодженнями, а також при виробленні рекомендацій щодо відповідних ремонтних заходів (напр.,

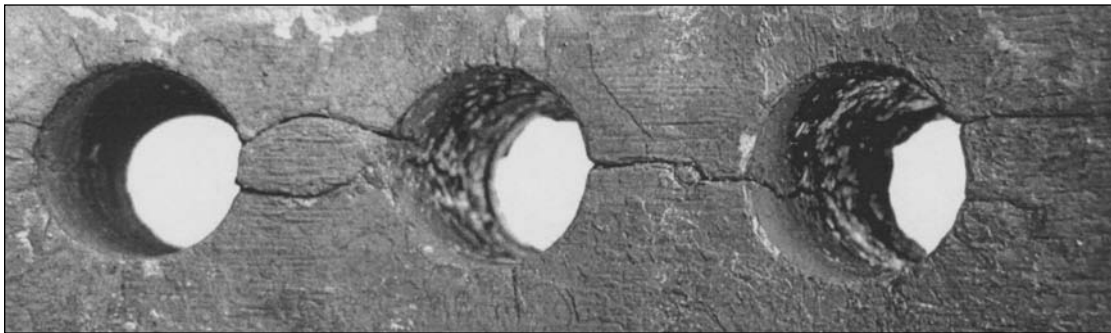


Рис. 9. Типові пошкодження у колекторах на внутрішній поверхні між отворами

вибору раціональних за напруженнями геометричних параметрів вибірок). З використанням розробленого математичного забезпечення для моделювання процесів деформування елементів енергообладнання за умов експлуатації проаналізовано також напружено-деформований стан колекторів первинного пароперегрівача теплових електростанцій, екранних труб з потоншеннями та штуцерів з технологічними вибірками за умов їх експлуатації.

Під час роботи за умов корозивно-активного середовища при тиску 14 МПа та температурі 540 °С у колекторах між отворами для зміювиків утворюються тріщиноподібні утворення (див. рис. 9). З метою визначення причин виникнення таких дефектів виконано низку обчислювальних експериментів для колектора без пошкоджень. За розрахункову модель колектора, як і у попередньому випадку, прийнято просторово тривимірний порожнистий циліндр з отворами.

Комп'ютерне моделювання виконано з використанням 20-вузлових ізопараметричних скінченних елементів (див. рис. 10), застосування яких дає можливість точно описати геометрію колектора.

Аналіз отриманих результатів дозволяє сформулювати висновок, що відповідно до кривих деформування зразків із сталі 12Х1МФ (відібраних з колекторів, що відпрацювали 215 000—296 000 год) зародження і поширення поперечних тріщин між отворами в площині пакету зміювика слід пов'язувати зі значними темпе-

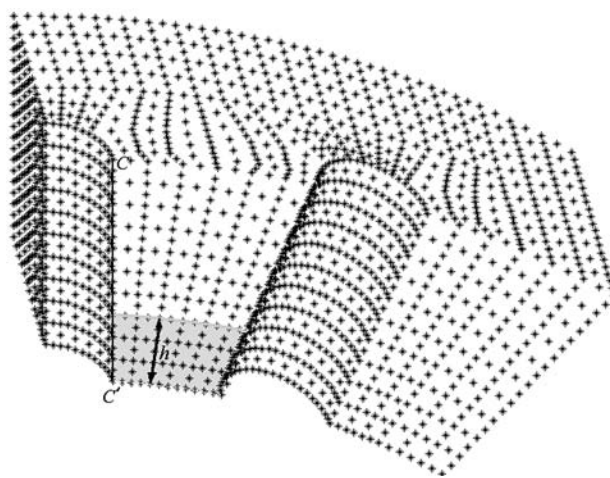


Рис. 10. Вузли фрагменту скінченно-елементного поділу колектора в околі отворів з урахуванням умов симетрії

ратурними градієнтами за товщиною колектора в нестационарних режимах різкого охолодження (напр., при аварійній зупинці). За стаціонарної експлуатації ($p = 14$ МПа; $T = 540$ °С) максимальні напруження у колекторі в середньому більш ніж удвічі менші за межу пластичності матеріалу і тому не повинні спричиняти появу та ріст тріщин. При цьому температурні напруження компенсують напруження від внутрішнього тиску, зменшуючи тим самим сумарні напруження в колекторі і стискаючи береги тріщини за її наявності.

Дослідження напружено-деформованого стану в колекторі з тріщиною сталої глибини h між отворами з його внутрішньої поверхні (див. рис. 10) показали, що максимальні напружен-

ня виникають в околі вершини тріщини на центральному отворі (уздовж лінії $C'C$). За осьовими напруженнями розраховано коефіцієнт інтенсивності напружень та розкриття [10] для кожної з глибин тріщин. За критичним коефіцієнтом K_I (визначеним з експериментів на зразках, які відпрацювали відповідну кількість годин) зроблено висновки про значення глибини тріщини, за якої подальша експлуатація колектора неможлива.

Дослідження здійснено також для гіпотетично найгірших умов, коли маємо наскрізну тріщину між сусідніми отворами. За наявності такої тріщини (що є найгіршим варіантом з погляду міцності) напружено-деформований стан колектора є таким, що за відсутності тріщин в площині наскрізного дефекту за межами крайніх отворів практично не повинен спричиняти катастрофічне руйнування колектора (відповідно до кривих деформування зразків із сталі 12Х1МФ, що відпрацювали 215 000–296 000 год, здатність матеріалу до подальшого пластичного деформування і деформаційного зміцнення у найбільш навантаженої зоні далеко не вичерпано).

ВИСНОВКИ

1. Запропоновано підхід до моделювання процесів деформування конструктивних елементів енергетичного обладнання на основі тривимірної теорії неізотермічної термопружно-пластичності з використанням сучасних числових методів (методу скінченних елементів для апроксимації шуканих розв'язків за просторовими змінними у сукупності з родиною простих однокрокових багатопараметричних різницевих алгоритмів для апроксимації шуканих розв'язків за часом). Приймалися до уваги умови термосилового навантаження конструктивних елементів з урахуванням їх реальної форми, локалізації та геометричних параметрів експлуатаційних пошкоджень чи змін форми після ремонтних впливів, часової зміни характеристик матеріалу, термочутливості властивостей матеріалів у всьому діапазоні зміни

температури (усі фізико-механічні характеристики залежать від температури), пружно-пластичного деформування. Запропонований підхід дає можливість точніше у порівнянні з існуючими підходами кількісно оцінити напружено-деформований стан в околі пошкоджених ділянок чи технологічних вибірок і, як наслідок, експлуатаційний ресурс енергетичного обладнання загалом.

2. З використанням запропонованого підходу досліджено напружено-деформований стан конкретних діючих елементів енергетичного обладнання (барабанів котлів високого тиску з ремонтними вибірками дефектів, колекторів первинного пароперегрівача котла з дефектами у вигляді тріщин, штуцерів барабанів котлів з вибірками дефектів та екранних труб з експлуатаційними потоншеннями) за умов, що відповідають різним режимам їх експлуатації.

3. Визначено раціональні форми геометричних параметрів вибірок в околі отворів і на отворах, які дають можливість істотно понизити рівень концентрації напружень в зонах з ремонтними втручаннями. Запропоновано робити якнайширшими вибірки на внутрішній поверхні барабана в околі отворів, а вибірки на отворах замінити рівномірним розточенням отворів на глибину, що відповідає розміру локальної вибірки на отворі (погіршення міцнісних характеристик барабана у порівнянні з барабаном без вибірки при цьому не відбувається). Вказані рекомендації використано при розробці технології виконання ремонтних робіт у барабані котла системи ТП-100 № 18 Бурштинської ТЕС.

4. В результаті дослідження напружено-деформованого стану колектора первинного пароперегрівача котла високого тиску з урахуванням деградації матеріалу та експлуатаційних пошкоджень встановлено, що зародження і поширення поперечних тріщин у тілі колектора між отворами в площині пакету змійовика слід пов'язувати зі значними температурними градієнтами за товщиною колектора в нестационарних режимах різкого охолодження

(напр., за аварійної зупинки котла, при відхиленні в режимах охолодження). Отримано практично важливий результат, який показує, що за наявності наскрізної тріщини між отворами (що є найгіршим варіантом з погляду міцності) напружено-деформований стан колектора є таким, що практично виключає непередбачуване катастрофічне руйнування колектора за відсутності тріщин за межами крайніх отворів (відповідно до наданих замовником кривих деформування зразків металу, що відпрацювали до 296 000 год, здатність матеріалу до подальшого пластичного деформування і деформаційного зміцнення у найбільш навантаженій зоні у цьому випадку далеко не вичерпано).

5. У межах запропонованого підходу побудовано функціональні залежності між глибиною, довжиною і шириною вибірки для визначення таких геометричних параметрів вибірок, за яких напруження у штуцерах барабана котла не перевищують допустимих. Ці залежності використано при розробці режимів проведення ремонтних робіт шляхом вибірки дефектних ділянок штуцерів на Бурштинській ТЕС. За побудованими на основі виконаних розрахунків номограмами також можна перевірити чи належать допустимій області напруження у штуцерах з уже наявними конкретними вибірками, параметри яких визначені за існуючою галузевою методикою.

6. Встановлено, що сумарне значення параметра накопиченої пошкоджуваності металу барабана $A \leq 0,831$ (тобто залишковий ресурс барабана становить не менше 16 %). При цьому доведено, що термоцикування під час стаціонарного режиму роботи котла практично нічого не додають у вже накопичену пошкоджуваність (аналогічні оцінки пошкоджуваності металу розглядуваного барабана внаслідок термоцикування з використанням галузевих методик оцінки напруженого стану показують, що він за час експлуатації вже практично десять разів вичерпав свій ресурс). Найістотніший внесок у пошкоджуваність металу дає режим планового *тиску—зупинки* (обчислюваль-

ний експеримент показав, що внаслідок вибору швидкості зростання—спадання тиску робочого середовища в межах регламентного інтервалу 0,125—0,15 МПа/хв під час планових *пусків—зупинок* можна зменшити накопичену пошкоджуваність металу барабана, що відповідає цьому режиму, приблизно на 25 %, а отже у такий спосіб ощадливіше витрачати експлуатаційний ресурс барабана). Отримані теоретичні результати оцінки накопиченої пошкоджуваності дають наукове обґрунтування подовження тривалості експлуатації барабана котла, який вже вичерпав свій паспортний ресурс.

Результати виконаних досліджень можуть бути використані для створення нових вітчизняних галузевих нормативно-технічних документів по ремонту елементів енергетичного обладнання.

ЛІТЕРАТУРА

1. Основные положения по обследованию и технологии ремонта барабанов котлов высокого давления из стали 16ГНМ, 16ГНМА и 22К. — М.: Изд. Министерства электрификации СССР, Министерства энергетического машиностроения, 1978. — 38 с.
2. Інструкція СОУ 40.1-21677681-02:2009. Порядок продовження терміну експлуатації барабанів котлів високого тиску. — К.: Вид. Об'єднання енергетичних підприємств «Галузевий резервно-інвестиційний фонд розвитку енергетики», 2009. — 56 с.
3. Котлы стационарные и трубопроводы пара и горячей воды. Нормы расчета на прочность / ОСТ 108.031.08-85 — ОСТ 108.031.10-85. — М.: Изд. Министерства энергетического машиностроения, 1987. — 118 с.
4. Allen D.H., Heisler W.E. A theory for analysis of thermoplastic materials // Computers & Structures. — 1981. — V. 13. — P. 129—135.
5. Zienkiewicz O.C., Wood W.L., Nine N.W. A unified set of single step algorithm. Part 1: general formulation and applications // Int. J. for Num. Meth. in Eng. — 1984. — 20. — P. 1529—1552.
6. Паспорт парового котла № 18/ТП-100, изготовленного 6 февраля 1964 г. (регистрационный № И696).
7. Свойства сталей и сплавов, применяемых в котлотурбостроении. Руководящие указания. Вып. 16. Часть 1 / Авторы составления Л.Я. Либерман, М.И. Пейсихис. — Ленинград: ОНТИ ЦКТИ им. И.И. Ползунова, 1966. — 220 с.

8. *Моделирование та оптимізація в термомеханіці електропровідних неоднорідних тіл* / Під заг. ред. Я.Й. Бурака, Р.М. Кушніра. Т.4: Термомеханіка намагнечуваних електропровідних термочутливих тіл / О.Р. Гачкевич, Б.Д. Дробенко — Львів: СПОЛОМ, 2010. — 256 с.
9. *Немченко В.І., Василик А.В., Задорожний М.В. та ін. Оптимізація за напруженнями геометричних параметрів ремонтних вибірок пошкоджень барабана котла високого тиску* / Енергетика і електрифікація, № 6. — 2011. — С. 22—28.
10. *Панасюк В.В. Механика квазихрупкого разрушения материалов.* — К.: Наук. думка, 1991. — 416 с.
11. *Механіка руйнування та міцність матеріалів. Довідковий посібник, т. 8* / Під заг. ред. В.В. Панасюка. — К.: Академперіодика, 2005. — 542 с.

Б.Д. Дробенко, С.Ф. Будз, В.И. Асташкин

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕРМОМЕХАНИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЕМЕНТАХ ДЕЙСТВУЮЩЕГО ЭНЕРГООБОРУДОВАНИЯ И ОЦЕНКА ИХ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО РЕСУРСА С УЧЕТОМ ДЕГРАДАЦИИ МАТЕРИАЛА, ПОВРЕЖДЕНИЙ И РЕМОНТНЫХ ВМЕШАТЕЛЬСТВ

На основе трехмерной термоупругопластичности предложен подход к компьютерному моделированию процессов деформирования элементов энергооборудования в условиях эксплуатации с учетом деградации материала, формы эксплуатационных повреждений и изменений формы элементов после ремонтных вмешательств. Исследовано напряженно-деформированное состояние барабанов котлов высокого давления и штуцеро́в с ремонтными

выборками дефектов, коллекторов с трещинами, экранных труб с эксплуатационными утончениями. Разработанные рекомендации использованы при разработке технологии ремонта и определения эксплуатационного ресурса элементов энергооборудования Бурштынской ТЭС.

Ключевые слова: математическое и численное моделирование, прочность и эксплуатационный ресурс.

B.D. Drobenko, S.F. Budz, W.I. Astashkin

MODELING OF THERMOMECHANICAL PROCESSES IN ENERGETIC EQUIPMENT ELEMENTS UNDER IN-SERVICE CONDITIONS AND ESTIMATION OF THEIR OPERATIONAL LIFE WITH ACCOUNTING FOR A MATERIAL DEGRADATION, DAMAGES AND REPAIR PROCEDURES

An approach for computer simulation of deformation processes in energetic equipment elements under in-service conditions with accounting for a material degradation, the shape of operational damages or change of the shape of elements after repair procedures on the basis of 3D elasto-plasticity are proposed. The stress-strain state of the drum of high pressure boiler and sleeves with the repair extractions of material defects, collectors with cracks and the locally damaged boiler unit pipes are investigated. The recommendations are used in the development of technology of repair works and estimation of operational life of equipment elements of the Burshtyn Thermal Power Plant.

Key words: mathematical and numerical simulation, strength and operational life.

Стаття надійшла до редакції 18.04.12