

НАПРУЖЕНИЙ СТАН ШТУЦЕРІВ З ЛОКАЛЬНИМИ ВИБІРКАМИ ДЕФЕКТІВ

Б. Д. ДРОБЕНКО¹, С. Ф. БУДЗ¹, І. С. БУДЗ², І. С. КУЗЬ³

¹ Інститут прикладних проблем механіки і математики
ім. Я. С. Підстригача НАН України, Львів;

² Національний університет "Львівська політехніка";

³ Львівський національний університет імені Івана Франка

Досліджено складний напружено-деформований стан у штуцерах з вибірками дефектів на внутрішній поверхні за умов експлуатації. На цій основі побудовано функціональні залежності між глибиною, довжиною і шириною вибірки для визначення таких її геометричних параметрів, за яких експлуатаційні напруження в штуцері не перевищать допустимих. Отримані залежності використані на Бурштинській ТЕС для розробки технології виконання ремонтних робіт на енергетичному обладнанні шляхом вилучення матеріалу в околі дефектних ділянок.

Ключові слова: міцність, руйнування матеріалів, експлуатаційний ресурс, енергетичне обладнання.

Вступ. В елементах енергетичного обладнання за тривалої дії механічних навантажень, підвищеної температури та корозивно-активного середовища утворюються різного роду дефекти і пошкодження, серед яких найнебезпечнішими є тріщиноподібні утворення. Тріщини можуть призвести до миттєвого катастрофічного руйнування, тому їх усувають шляхом видалення частини металу разом з дефектною зоною, що спричиняє втрату елементом первинної форми. Існуючі стандартні галузеві методики оцінки напруженого стану, побудовані з використанням гіпотези про однорідність товщини стінок елементів енергообладнання, можуть призводити до істотних похибок. З огляду на зазначене, актуальною і важливою є проблема адекватного визначення напруженого стану елементів енергообладнання з ремонтними вибірками за експлуатаційних термосилових навантажень та розробка на цій основі рекомендацій щодо вибору їх геометричних параметрів для мінімізації збурення напружень у зоні вибірок за умов експлуатації. Результати досліджень напруженого стану елемента енергообладнання використовують для прийняття рішень про подальше його застосування чи заміну, а також для оцінки впливу ремонтних робіт на можливість подовження термінів його експлуатації.

Експертну оцінку про можливість подальшої експлуатації штуцерів з ремонтними вибірками виконують за галузевою методикою (відповідно до ОСТ.108.031.02-75) на підставі формули, отриманої для розрахункових напружень у тонкій циліндричній оболонці радіуса R і сталого товщини t за дії внутрішнього тиску p . При цьому за цю товщину приймають мінімальну товщину штуцера в зоні вибірки, тобто $t = R_2 - R_1 - h$, де R_1, R_2 – відповідно радіуси внутрішньої і зовнішньої поверхонь штуцера; h – максимальна глибина вибірки (рис. 1).

Істотним недоліком такого підходу є те, що розрахункові колові напруження у штуцері з вибіркою $\sigma = pR_2/(R_2 - R_1 - h)$ не залежать ні від ширини b вибірки, ні від її довжини l , а існуючий критерій його подальшої експлуатації з вибіркою $\sigma \leq \sigma_*$

Контактна особа: Б. Д. ДРОБЕНКО, e-mail: drobenko@ukr.net

(σ_* – допустимі напруження) не враховує просторово-неоднорідного напруженого стану в околі вибірки внаслідок локальної зміни форми штуцера. Для сталевих тіл за просторово-неоднорідного розподілу напружень доцільно прийняти умову

$$\sigma_i \leq \sigma_*,$$

за якою інтенсивність напружень σ_i не повинна перевищувати допустимого експлуатаційного навантаження.

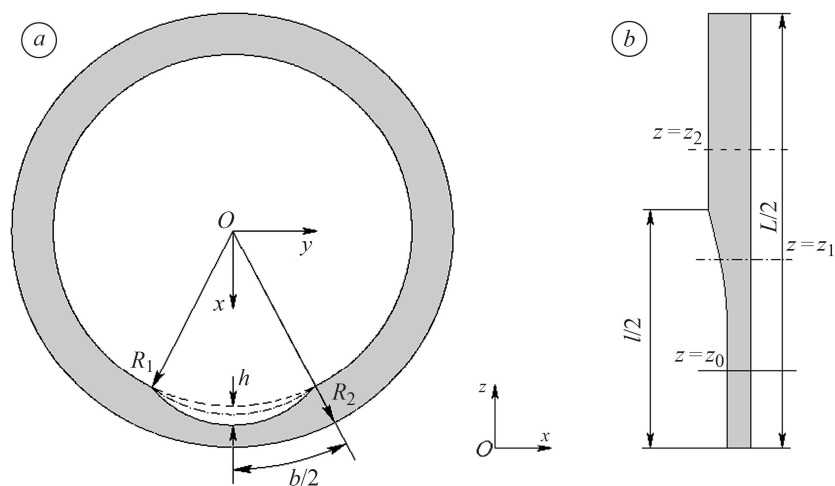


Рис. 1. Перерізи штуцера з вибіркою площинами $z = z_0(z_1, z_2)$ (a) та $y = 0$ (b).

Fig. 1. Cross-sections of the nozzle with extraction by planes $z = z_0(z_1, z_2)$ (a) and $y = 0$ (b).

З огляду на зазначене дослідили напружений стан штуцера зі сталі 20 з ремонтними вибірками (з параметрами l, b, h) на внутрішній поверхні за дії внутрішнього тиску $p = 15,5$ МПа при температурі 340°C на основі тривимірних співвідношень термомеханіки з використанням розробленого скінченно-елементного програмного забезпечення [1–4], а також проаналізували вплив на нього окремих геометричних параметрів вибірки і побудували функціональні залежності, які дають можливість підбирати її геометричні розміри, за яких максимальне значення інтенсивності напружень у штуцері не перевищує допустимого рівня.

Розглянемо штуцер ($R_1 = 0,0645$ м; $R_2 = 0,0795$ м) з довгою ($l = L$) вибіркою глибиною h і шириною b (рис. 1). Форму вибірки (у довільному поперечному перерізі штуцера) наближаємо колом радіуса R_0 з центром у точці $(x_0, 0)$ (рис. 2). Ширину і глибину вибірки однозначно визначають три точки $A(x_A, y_A)$, $B(R_1 + h, 0)$ та $C(x_A, -y_A)$, через які можна провести коло. З умов симетрії розглянуто лише половину області. При $y = 0$ задано умову симетрії $u_y = 0$, при $z = 0$ умову $u_z = 0$, а на внутрішній поверхні – тиск $15,5$ МПа. Приймаємо, що зовнішня поверхня і торці штуцера вільні від навантаження.

Щоб підтвердити достовірність розв'язків у тривимірному формулюванні, розв'язали також задачу про плоский деформований стан для штуцера з вибіркою шириною b і глибиною h . Під час комп'ютерного моделювання використали біквадратичні ізопараметричні скінченні елементи (двадцятивузлові у тривимірному випадку і восьмивузлові – в плоскому) [4], які дають можливість точно апроксимувати криволінійні поверхні області. При цьому застосовано різні поділи, в яких кількість елементів за товщиною штуцера була від двох до шести. Дослідження збіжності показало, що для адекватної точності отримуваних розв'язків достатньо двох елементів за товщиною. Результати обчислень практично збіглися (відмінності в межах 1%).

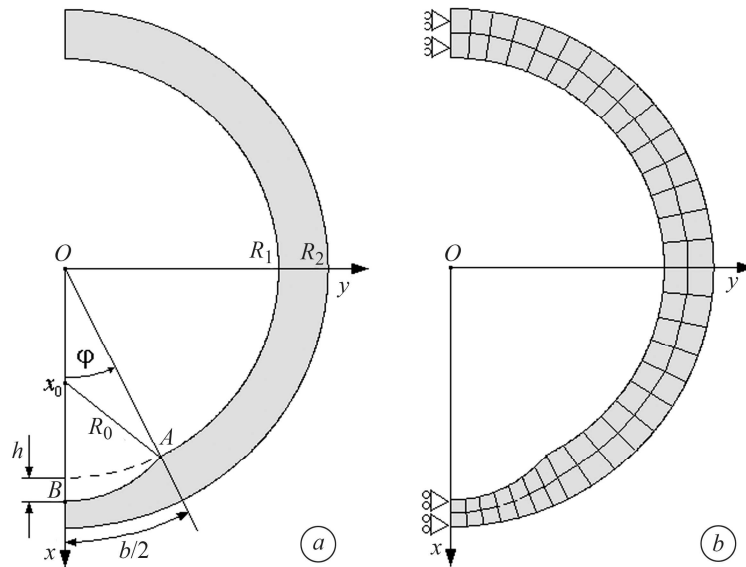


Рис. 2. Переріз $z = 0$ розрахункової області (а) та скінченно-елементний поділ (б).

Fig. 2. Cross-section $z = 0$ of the calculation area (a) and the finite-element mesh (b).

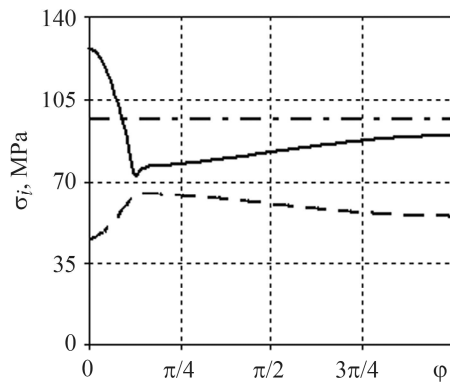


Рис. 3. Fig. 3.

Рис. 3. Напруження на внутрішній (суцільна лінія) та зовнішній (штрихова) поверхнях штуцера з довгою вибіркою $h = 2$ мм, $b = 50$ мм та максимальні напруження в ньому за галузевою методикою (штрихпунктирна).

Fig. 3. Stresses on the internal (solid line) and external (dashed line) surfaces of the nozzle with a long extraction $h = 2$ mm, $b = 50$ mm, and maximal stresses in it calculated by the energy industry technique (dash-dotted line).

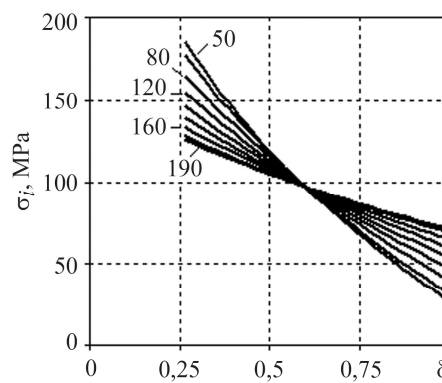


Рис. 4. Fig. 4.

Рис. 4. Розподіли напружень за товщиною (при $\varphi = 0$) у штуцері з довгою вибіркою глибиною 4 мм для різних значень ширини.

Fig. 4. Distribution of stresses in the nozzle (at $\varphi = 0$) with a long extraction of the depth of 4 mm for different values of width.

На рис. 3 показано розподіл інтенсивності напружень на внутрішній та зовнішній поверхнях штуцера з типовою вибіркою залежно від кута φ (див. рис. 2). Як бачимо, максимальні напруження виникають на внутрішній поверхні в зоні найглибшої вибірки (при $\varphi = 0$) і перевищують допустимі ($\sigma_* = 109$ МПа за температури 340°C [5]), тоді як оцінка максимальних напружень на основі галузевої методики (для штуцера сталої товщини $t = R_2 - R_1 - h$) занижена (напруження є у

допустимих межах). Подібні результати отримані і для інших числових параметрів вибірки.

На рис. 4 подано розподіли інтенсивності напружень за товщиною штуцера з вибіркою глибиною $h = 4$ mm для різних значень її ширини (50; 60; 80; 100; 120; 140; 160; 180; 190 mm). Як видно, напружений стан у штуцері з вибіркою зі заданою глибиною h істотно залежить від її ширини b .

Проілюстровано (рис. 5) вплив скінченної довжини вибірки на максимальні напруження. Бачимо, що інтенсивність напружень у зоні максимальної глибини (113,6 МПа) перевищує допустимі напруження і є більшою, ніж розрахункові (104 МПа) за галузевою методикою (штрихова лінія), які лежать в області допустимих; оцінка максимальних напружень без врахування довжини вибірки (штрихпунктирна лінія) сильно завищена. Практично в усіх розглянутих випадках максимальні напруження, обчислені за галузевою методикою у штуцері сталої товщини, занижені порівняно з отриманими в межах просторової моделі з урахуванням реальної довжини вибірки.

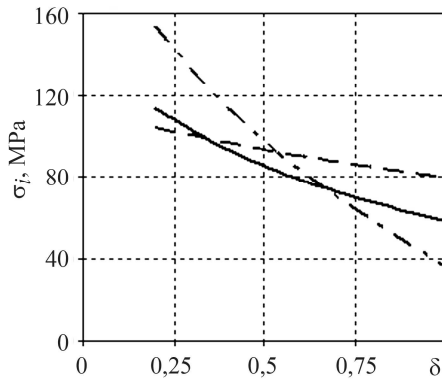


Рис. 5. Fig. 5.

Рис. 5. Інтенсивність напружень (при $\varphi = 0$) у штуцерах з вибіркою $h = 3$ mm, $b = 50$ mm, $l = 50$ mm (суцільна лінія), сталої товщини 12 mm (штрихова) та з довгою вибіркою $h = 3$ mm, $b = 50$ mm (штрихпунктирна).

Fig. 5. Stresses (at $\varphi = 0$) in the nozzle with extraction $h = 3$ mm, $b = 50$ mm, $l = 50$ mm (solid line), in the nozzle with the constant thickness of 12 mm (dashed line), in the nozzle with a long extraction $h = 3$ mm, $b = 50$ mm (dash-dotted line).

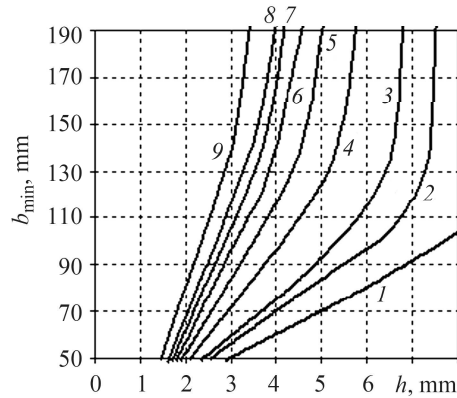


Рис. 6. Fig. 6.

Рис. 6. Залежність мінімально допустимої ширини вибірки від її глибини для різних довжин: 1 – $l = 40$ mm; 2 – 45; 3 – 50; 4 – 60; 5 – 70; 6 – 80; 7 – 90; 8 – 100; 9 – 120.

Fig. 6. Dependence of the minimum permissible width of the extraction on its depth for different lengths: 1 – $l = 40$ mm; 2 – 45; 3 – 50; 4 – 60; 5 – 70; 6 – 80; 7 – 90; 8 – 100; 9 – 120.

Узагальнюючи результати, одержані для різних геометричних розмірів вибірок, побудували функціональну залежність мінімально допустимої ширини вибірки від її глибини та довжини (рис. 6). Зображені криві розділяють площину можливих параметрів на дві частини. Всі точки, які лежать вище відповідних кривих, належать допустимій області. Самі криві визначають параметри, за яких інтенсивності напружень у штуцері з відповідними вибірками стають допустимими. Наприклад, за геометричних параметрів вибірок ($h = 4$ mm, $b = 170$ mm, $l = 90$ mm) чи ($h = 4$ mm, $b = 190$ mm, $l = 100$ mm) максимальні значення інтенсивності напружень у штуцерах допустимі. За наявності зафіксованих глибини і довжини вибірки за допомогою цього графіка можна визначити мінімальну допустиму її ширину, за якої розрахункові напруження в штуцері задовольнятимуть наведений вище критерій міцності.

Обчислювальний експеримент також показав, що за двох діаметрально протилежних вибірок їх взаємовпливом можна знехтувати. Максимальні напруження в зоні розглядуваної вибірки збільшуються за наявності ще однієї діаметрально протилежної вибірки на 1...2%.

Виконані теоретичні дослідження використані на Бурштинській ТЕС під час оптимізації форми локальних вибірок дефектів на штуцерах для подовження термінів їх експлуатації. Щоб уникнути відбракування штуцерів у разі невиконання вищенаведеного критерію міцності, запропоновано їх бандажувати. Аналіз результатів комп'ютерного моделювання показав, що максимальні напруження в належно забандажованому штуцері (коли штуцер і бандаж працюють як одне ціле), навіть тоді, коли неушкодженого матеріалу в штуцері залишиться 2 mm, будуть удвічі меншими, ніж допустимі.

ВИСНОВКИ

На основі рівнянь тривимірної теорії пружності без апріорних припущень про оболонкову форму елемента енергообладнання досліджено складний напружено-деформований стан у циліндричному штуцері зі заданими вибірками дефектів на внутрішній поверхні за заданих умов експлуатації. На цій основі побудовано функціональні залежності між глибиною, довжиною і шириною вибірки для визначення таких геометричних розмірів, за яких напруження в штуцері не перевищуватимуть допустимих. Ці залежності використані під час розробки режимів ремонтних робіт шляхом вилучення дефектних ділянок штуцерів на Бурштинській ТЕС. Результати теоретичних досліджень апробовано за виробничих умов і їх можна використовувати для створення нових вітчизняних галузевих нормативно-технічних документів з ремонту елементів енергетичного обладнання.

РЕЗЮМЕ. Исследовано сложное напряженно-деформированное состояние в штуцерах с выборками дефектов на внутренней поверхности в условиях эксплуатации. На этой основе построены функциональные зависимости между глубиной, длиной и шириной выборки для определения таких ее геометрических параметров, при которых эксплуатационные напряжения в штуцере не превысят допустимые. Полученные функциональные зависимости использованы на Бурштинской ТЭС при разработке технологии проведения ремонтных работ на энергетическом оборудовании путем удаления материала в окрестности дефектных участков.

SUMMARY. The complex stress-strain state in the nozzles with extractions of defects on the internal surface under service conditions is investigated. On this basis the functional dependences between the depth, length and width of the extraction are obtained to determine such geometric parameters of technological extractions at which the stresses in the nozzle will not exceed the permissible ones. The obtained functional dependences were used at the Burshtyn Power Plant when developing the technology of repair work on the power equipment by extracting its defective areas.

1. Будз С. Ф., Дробенко Б. Д., Михайлишин В. С. Компьютерное моделирование термоупругопластического поведения механических систем. Препринт 34-89. – Львов: ИППММ АН УССР, 1992. – 60 с.
2. Гачкевич О. Р., Дробенко Б. Д. Особливості числового розв'язування зв'язаних задач про визначення електромагнітних, теплових і механічних полів у деформівних термочутливих електропровідних тілах за квазіусталених електромагнітних навантажень // Мат. методи та фіз.-мех. поля. – 2007. – 50, № 3. – С. 166–177.
3. Гачкевич О. Р., Дробенко Б. Д. Термомеханіка намагнечуваних електропровідних термочутливих тіл / Під заг. ред. Я. Й. Бурака, Р. М. Кушніра // Моделювання та оптимізація в термомеханіці електропровідних неоднорідних тіл. – Львів: Сполом, 2010. – Т. 4. – 256 с.
4. Либерман Л. Я., Пейсихис М. И. Свойства сталей и сплавов, применяемых в котлотурбостроении. Руководящие указания. – Л.: ОНТИ ЦКТИ им. И. И. Ползунова, 1966. – Вып. 16, Ч. 1. – 220 с.

Одержано 27.10.2017