

однорідністю структури імпульсно-плазмових покриттів. Крім того, пороговий коефіцієнт інтенсивності напружень залежить від складу напиленого покриття.

Таким чином, встановлено, що нанесення імпульсно-плазмових покриттів позитивно впливає на циклічну тріщиностійкість сталі, що робить перспективним використання цих покриттів для зміцнення та відновлення металовиробів, що експлуатуються при змінних і циклічних навантаженнях.

1. Методические указания: Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы механических испытаний металлов. Определение характеристик трещиностойкости (вязкости разрушения) при циклическом нагружении. М., 1983. 2. А. с. 1767010 Україна. Порошковий сплав для нанесення покриттів / Г.М.Лукіна, В.В.Швець, Л.А.Янов та ін. // Бюл. Винах. 1992. № 37.

УДК 539.3

Осадчук В.А, Палаш Р.В.

ДУ “Львівська політехніка”, кафедра обладнання
та технології зварювального виробництва

ВИЗНАЧЕННЯ ЗАЛИШКОВИХ НАПРУЖЕНЬ У ТОНКИХ ПЛАСТИНАХ З ПРЯМОЛІНІЙНИМИ ШВАМИ

© Осадчук В., Палаш Р., 2000

Запропоновано розв’язок задачі про визначення залишкових напружень для випадків прямолінійного скінченного чи нескінченного шва у тонкій пластині, які викликані заданим полем залишкових пластичних деформацій.

Залишкові напруження, поєднані з іншими чинниками, за певних умов можуть істотно вплинути на геометрію і тримкість зварних конструкцій. Складність фізико-хімічних процесів при зварюванні елементів конструкцій, їх обробляння та в процесі експлуатації ускладнює сукупне врахування їх у розрахункових моделях. Тому широкого розповсюдження набувають розрахунково-експериментальні методи [1], зокрема, метод умовних пластичних деформацій [2, 3], котрий ґрунтується на розв’язанні обернених задач механіки деформівних тіл з власними напруженнями та використанні експериментальної інформації, отриманої неруйнівними методами (ультразвуковим, магнітним, голографічної інтерферометрії тощо). При цьому використовуються розв’язки прямих задач для різних зварних з’єднань під дією заданих на певній множині функцій полів залишкових пластичних деформацій.

Нижче побудовано розв’язок задачі про визначення залишкових напружень у тонкій пластині з прямолінійним обмеженням або нескінченим швом, викликаних заданим полем залишкових пластичних деформацій.

Розглянемо рівновагу тонкої безмежної пластини завтовшки $2h$ з прямолінійним швом обмеженої довжини під дією залишкових пластичних деформацій ε_{ij}^0 і запишемо основні співвідношення, котрі описують її напружено-деформований стан. Для цього віднесемо пластину до Декартової системи координат x, y і направимо вісь y вздовж осі шва. Компоненти тензора малої деформації подано у вигляді:

$$\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ij}^e + \varepsilon_{ij}^0, \quad i, j = x, y, \quad (1)$$

де ε_{ij} – компоненти тензора повної деформації; ε_{ij}^0 – компоненти тензора пластичних залишкових деформацій; ε_{ij}^e – компоненти тензора пружних деформацій, які виражаються через компоненти тензора напружень:

$$\varepsilon_{xx}^e = \frac{1}{E}(\sigma_{xx} - \mu\sigma_{yy}), \quad \varepsilon_{yy}^e = \frac{1}{E}(\sigma_{yy} - \mu\sigma_{xx}), \quad \varepsilon_{xy}^e = \frac{2(1+\mu)}{E} \cdot \tau_{xy}, \quad (2)$$

де σ_{yy} – поздовжні (осьові), σ_{xx} – поперечні, τ_{xy} – дотичні напруження; E – модуль пружності (модуль Юнга); μ – коефіцієнт Пуансона. Надалі для прямолінійних швів при симетричних відносно осі шва умовах зварювання приймемо, що $\varepsilon_{xy}^0 = 0$ [5].

Враховуючи геометричні співвідношення між компонентами тензора повної деформації і переміщеннями вздовж осей u, v , формули (1), (2), та, ввівши позначення $\partial_1 = \frac{\partial}{\partial x}$, $\partial_2 = \frac{\partial}{\partial y}$, вирази для напружень запишемо у вигляді:

$$\sigma_{xx} = \frac{E}{1-\mu^2} \cdot \left[\partial_1 u + \mu \cdot \partial_2 v - (\varepsilon_{xx}^0 + \mu\varepsilon_{yy}^0) \right], \quad \sigma_{yy} = \frac{E}{1-\mu^2} \cdot \left[\partial_2 v + \mu \cdot \partial_1 u - (\varepsilon_{yy}^0 + \mu\varepsilon_{xx}^0) \right],$$

$$\tau_{xy} = \frac{E}{2 \cdot (1+\mu)} \cdot [\partial_2 u + \partial_1 v]. \quad (3)$$

Тут для узагальненого плоского напруженого стану:

$$\varepsilon_{ij}^0 = \frac{1}{2h} \int_{-h}^h \varepsilon_{ij}^0(x, y, z) dz, \quad (4)$$

де z – координата вздовж нормалі до серединної поверхні пластини. Підставляючи вирази (3) у рівняння рівноваги

$$\partial_1 \sigma_{xx} + \partial_2 \tau_{xy} = 0; \quad \partial_1 \tau_{xy} + \partial_2 \sigma_{yy} = 0, \quad (5)$$

запишемо їх у переміщеннях:

$$L_{11}^0 \cdot u + L_{12}^0 \cdot v = \partial_1 (\varepsilon_{xx}^0 + \mu\varepsilon_{yy}^0), \quad L_{21}^0 \cdot u + L_{22}^0 \cdot v = \partial_2 (\varepsilon_{yy}^0 + \mu\varepsilon_{xx}^0), \quad (6)$$

де

$$L_{11}^0 = \partial_1^2 + \frac{1-\mu}{2} \cdot \partial_2^2, \quad L_{12}^0 = L_{21}^0 = \frac{1+\mu}{2} \cdot \partial_1 \partial_2, \quad L_{22}^0 = \partial_2^2 + \frac{1-\mu}{2} \cdot \partial_1^2.$$

Використовуючи операторний метод, частковий розв'язок системи рівнянь (6) запишемо у вигляді:

$$u = L_{1u}^0 \cdot \varphi_1 + L_{2u}^0 \cdot \varphi_2, \quad v = L_{1v}^0 \cdot \varphi_1 + L_{2v}^0 \cdot \varphi_2, \quad (7)$$

де

$$L_{1u}^0 = \partial_1 \left[\partial_1^2 + (2 + \mu) \cdot \partial_2^2 \right], \quad L_{2u}^0 = \partial_1 (\mu \cdot \partial_1^2 - \partial_2^2), \quad L_{1v}^0 = \partial_2 (-\partial_1^2 + \mu \cdot \partial_2^2),$$

$$L_{2v}^0 = \partial_2 \left[(2 + \mu) \cdot \partial_1^2 + \partial_2^2 \right].$$

Функції φ_1, φ_2 є розв'язком рівнянь

$$\nabla^2 \nabla^2 \varphi_1 = \varepsilon_{xx}^0(x, y), \quad \nabla^2 \nabla^2 \varphi_2 = \varepsilon_{yy}^0(x, y), \quad \nabla^2 = \partial_1^2 + \partial_2^2. \quad (8)$$

Підставивши вирази (7) в (3) і враховуючи рівняння (8), отримаємо співвідношення для визначення напружень через функції φ_1 і φ_2 :

$$\sigma_{xx} = -E \partial_2^2 (\partial_2^2 \varphi_1 + \partial_1^2 \varphi_2), \quad \sigma_{yy} = -E \partial_1^2 (\partial_2^2 \varphi_1 + \partial_1^2 \varphi_2), \quad \tau_{xy} = -E \cdot \partial_1 \partial_2 (\partial_2^2 \varphi_1 + \partial_1^2 \varphi_2). \quad (9)$$

Для знаходження розв'язків рівнянь (8) використаємо функцію впливу (фундаментальний розв'язок) для бігармонічного оператора в декартових координатах

$$\nabla^2 \nabla^2 \Omega = \delta(x - \xi) \delta(y - \eta). \quad (10)$$

Відомо [4], що розв'язок цього рівняння можна записати у вигляді:

$$\Omega(x - \xi; y - \eta) = -\frac{1}{8\pi} r^2 \ln \frac{1}{r}, \quad r = \sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2}. \quad (11)$$

Використовуючи операцію згортки, розв'язки рівнянь (8) зобразимо у квадратурах:

$$\varphi_i(x, y) = -\frac{1}{8\pi} \iint_S \varepsilon_i^0(\xi, \eta) r^2 \ln \frac{1}{r} d\xi d\eta, \quad (12)$$

де $\varepsilon_1^0 = \varepsilon_{xx}^0$, $\varepsilon_2^0 = \varepsilon_{yy}^0$; S – область розподілу залишкових пластичних деформацій.

Підставивши вирази (12) для функцій φ_i в (9), отримаємо вирази у квадратурах для обчислення напружень у довільній точці пластини, зумовлені дією поля пластичних деформацій, що описується заданими функціями $\varepsilon_{xx}^0, \varepsilon_{yy}^0$:

$$\begin{aligned} \sigma_{xx}(x, y) &= \frac{E}{4\pi} \iint_S \left\{ \varepsilon_{xx}^0(\xi, \eta) \left[(y - \eta)^4 + 3(x - \xi)^4 \right] - \right. \\ &\quad \left. - \varepsilon_{yy}^0(\xi, \eta) \cdot \left[(x - \xi)^4 + (y - \eta)^4 - 6(x - \xi)^2 (y - \eta)^2 \right] \right\} \frac{d\xi d\eta}{r^6}, \\ \sigma_{yy}(x, y) &= \frac{E}{4\pi} \iint_S \left\{ \varepsilon_{yy}^0(\xi, \eta) \left[(x - \xi)^4 + 3(y - \eta)^4 \right] - \right. \\ &\quad \left. - \varepsilon_{xx}^0(\xi, \eta) \cdot \left[(x - \xi)^4 + (y - \eta)^4 - 6(x - \xi)^2 (y - \eta)^2 \right] \right\} \frac{d\xi d\eta}{r^6} + \\ &\quad + \varepsilon_{xx}^0(\xi, \eta) \cdot \left[(x - \xi)^4 + (y - \eta)^4 - 6(x - \xi)^2 (y - \eta)^2 \right] \frac{d\xi d\eta}{r^6} + \\ &\quad + \varepsilon_{yy}^0(\xi, \eta) \left[3(y - \eta)^2 - (x - \xi)^2 \right] \frac{(x - \xi)(y - \eta)}{r^6} d\xi d\eta. \end{aligned} \quad (13)$$

У випадку нескінченного шва залишкові напруження не залежать від координати y і на основі виразів (9) отримаємо:

$$\sigma_{yy} = -E \partial_1^4 \varphi_2, \quad \sigma_{xx} = 0, \quad \tau_{xy} = 0. \quad (14)$$

При цьому, рівняння (8) для визначення функції ϕ_1 набуває вигляду

$$\frac{\partial^4 \phi_2}{\partial x^4} = \varepsilon_{yy}^0(x) \quad (15)$$

і формулу для визначення осевого напруження запишемо так:

$$\sigma_{yy}(x) = E\varepsilon_{yy}^0(x). \quad (16)$$

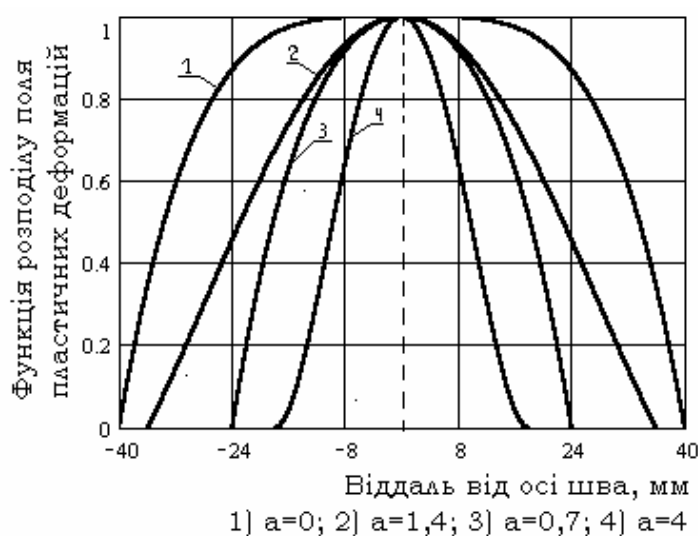
Аналогічний розв'язок задачі для нескінченного шва методом функцій комплексного змінного отримано раніше у роботі [5].

Напружений стан, який виникає при виконанні прямолінійного шва нескінченної довжини у тонкій безмежній пластині називають базовим напруженим станом [5]. На практиці такий напружений стан виникає при зварюванні технологічно великих листів, для яких виконується нерівність $\frac{b_n}{B} \leq 0,1$ ($2b_n$ – ширина зони пластичних деформацій, $2B$ – ширина з'єднання). Цей напружений стан називають базовим з двох причин. По-перше, до нього прямують різні напружені стани в плоских стикових з'єднаннях при збільшенні їх розмірів і довжин швів, а, по-друге, використовуючи особливості даного напруженого стану, можна будувати розв'язки задач про залишкові напруження, наприклад, для зварних з'єднань обмежених розмірів.

При розв'язуванні задач про визначення залишкових напружень у конкретному з'єднанні необхідно знати ширину зони пластичних деформацій $2b_n$, яка може бути визначена різними розрахунковими методами чи експериментальним шляхом, а також вигляд функції ε_{yy}^0 . Для широкого класу матеріалів, які використовуються в зварних конструкціях, узагальнення експериментальних даних різних авторів обґрунтовує залежність [5]

$$\varepsilon_{yy}^0(x) = -\frac{K\varepsilon_T}{b_n} \sqrt{b_n^2 - x^2}, |x| \leq b_n; \quad \varepsilon_{yy}^0(x) = 0, |x| > b_n, \quad (17)$$

де ε_T – деформація, що відповідає границі повзучості σ_T ; K – коефіцієнт, який враховує відхилення поздовжніх залишкових напружень в нескінченному шві від границі повзучості у зв'язку з особливістю матеріалу і способу зварювання.



Залежність розподілу пластичних деформацій від параметра a

Залежність (18) можна узагальнити, розширивши множину профілів полів залишкових пластичних деформацій, описуючи їх, зокрема, для матеріалів, структурні перетворення у яких відбуваються при температурах вище 873 К, виразами:

$$\varepsilon_{yy}^0 = -K\varepsilon_T \left[1 - a \frac{x^2}{b_n^2} - (1-a) \frac{x^4}{b_n^4} \right], |x| \leq b_n \quad \varepsilon_{yy}^0 = 0, |x| > b_n. \quad (18)$$

На рисунку зображено епюри залишкових пластичних деформацій для різних значень параметра a ($0 \leq a \leq 2$). Як бачимо з графіків, змінюючи величину градієнта зміни поля пластичних деформацій i , відповідно, параметра a можна повніше врахувати особливості режимів зварювання.

1. Лобанов Л.М., Махненко В.И., Труфяков В.И и др. *Сварные строительные конструкции. В 3 т. Т.1: Основы проектирования конструкций.* К., 1993. 2. Подстригач Я.С., Осадчук В.А., Карасев Л.П. *Приближенный расчет остаточных сварочных напряжений в цилиндрических оболочках // Проблемы прочности. 1975. № 7. С.8–13.* 3. Подстригач Я.С., Осадчук В.А., Марголин А.М. *Остаточные напряжения, длительная прочность и надежность стеклоконструкций.* К., 1991. 4. Кеч В., Теодореску П. *Введение в теорию обобщенных функций с приложениями к технике.* М., 1978. 5. Касаткин Б.С., Прохоренко В.М., Чертов И.М. *Напряжения и деформации при сварке.* К., 1978.

УДК 629. 113-597. 5

Туренко А.М., Богомоллов В.О., Цуприк А.Л.

Харківський Державний автомобільнодорожний технічний університет,
кафедра автомобілів

АНАЛІЗ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ВИТРАТ НА КЕРУВАННЯ ГАЛЬМІВНОЮ СИСТЕМОЮ АВТОМОБІЛЯ

© Туренко А.М., Богомоллов В.О., Цуприк А.Л., 2000

Запропоновано границі, у яких повинні знаходитися зусилля натискання на гальмівну педаль за умови зручності керування гальмівною системою АТЗ.

При проектуванні гальмівної системи АТЗ одним із параметрів, від яких залежить ефективність гальмівної системи, є зручність керування, оскільки психологічна і фізична втома водія, викликана незручним керуванням, негативно позначається на ефективності керування гальмівною системою.

Параметрами, за якими оцінюється зручність керування робочою гальмівною системою, є зусилля на педалі гальма і хід педалі гальма.

Відповідно до ГОСТу [1], максимальне зусилля на педалі гальма для автомобілів категорії M_1 повинно становити не більше 480 Н, для автомобілів категорій M_2 , M_3 , $N_1 - N_3$ – не більше ніж 680 Н. Мінімальне зусилля на педалі, встановлене ГОСТом [2] у 70 Н, зумовлене необхідністю забезпечення неможливості спрацьовування гальмівної системи