

УДК 539.3

В. Пороховський¹, канд. фіз.-мат. наук;
Ю. Пороховський², канд. техн. наук; Ю. Залуцький²

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

²Національний університет «Львівська політехніка»

ОЦІНЮВАННЯ ВПЛИВУ ЗАЛИШКОВИХ НАПРУЖЕНЬ НА ВТОМНЕ РУЙНУВАННЯ І ЗАЛИШКОВИЙ РЕСУРС ОБОЛОНКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ З КІЛЬЦЕВИМИ ЗВАРНИМИ З'ЄДНАННЯМИ

Резюме. У рамках концепції ефективного розмаху КІН з урахуванням величини закриття тріщини оцінено вплив залишкових напружень на довговічність ділянки трубопроводу із зовнішньою поверхневою тріщиною у зварному шві. Отримано систему двох нелінійних диференціальних рівнянь для визначення зміни геометричних параметрів тріщини в процесі зміни числа циклів навантаження з урахуванням дії залишкових напружень. На цій основі для конкретного зварного з'єднання досліджено величину глибини тріщини і відношення її довжини до глибини для різного числа циклів і різних рівнів залишкових напружень. Побудовано діаграми для визначення критичного числа циклів навантаження внутрішнім тиском для довільних рівнів усереднених по поверхні тріщини кільцевих залишкових напружень.

Ключові слова: залишкові напруження, зварний шов, втомне руйнування, поверхнева тріщина, довговічність конструкції, коефіцієнт інтенсивності напружень.

V. Porokhovskiy, Yu. Porokhovskiy, Yu. Zalutskiy

ESTIMATION OF INFLUENCE OF RESIDUAL STRESSES ON FATIGUE FRACTURE AND RESIDUAL RESOURCE OF SHELL STRUCTURES WITH A RING WELDED JOINT

Summary. Geometric inhomogeneities, especially in the form of pointed crack-like type defects can influence essentially the strength and durability of metal structures. Therefore, detection and measurement of such defects without violation the structures integrity, identification of their shape and sizes is one of the basic problems. The procedure of schematization the detected defects by defects of canonic shape, which are convenient to describe in corresponding mathematical models, is important in identification of defects for subsequent utilization of its results to estimate the resource of secure operation of shell machine-building structures. For pointe defects the cracks of semi-elliptical and through cracks are the most conservative schematization.

The work studies a linear part of the shell under internal pressure p with welded joint with internal surface defect in a ring field joint, which, according to the normative documents, is modeled by a longitudinal surface semi-elliptical cracks with semi-axes a and c in a circular cylinder. The location of arbitrary point on the crack contour is given by the angle φ ($0 \leq \varphi \leq \pi$).

The durability (residual resource) of operation of welded shell structures depends on the fatigue crack growth rate caused by external loads and residual stresses, which, in turn induce the stress intensity factors. Therefore, the work studies the fatigue surface crack growth in a welded joint under pulsing load by internal pressure p and residual stresses. We assumed that a crack in the welded joint in the shape of semi-ellipse with semi-axes a and c developed from the internal surface of the pipe.

To determine the stress intensity factor caused by the internal pressure p we used the expression [2].

The fatigue crack growth rate under cyclic load was determined by Paris equation [7] with regard for efficient range of stress intensity factor. The solutions of a system of nonlinear equations to determine the crack growth were found by numerical method.

For particular geometric sizes of the pipe with semi-elliptical crack we calculated the number of cycles N from initial state in the defect till such for which the condition of static strength is not satisfied.

Numerical analysis was carried out for the pipe part of compressor station made of steel X-70 with diameter $D = 219$ mm and wall thickness $t = 7$ mm under pulse internal pressure of maximal value $p_{\max} = 4,5$ MPa, and the sizes of initial crack in the welded joint were chosen as $a_0 = 1$ mm, $c_0 = 1,2a_0$.

It was determined that when the value of parameter increased ξ^{res} the number of cycles N , for which critical crack depth is reached, decreases. And, besides, it was determined that when the parameter value ξ^{res} increases the relation of semi-axes c/a decreases, and the shape of semi-elliptical crack approaches is circular one. If $\xi^{\text{res}} = 0$, then with an error which does not exceed 1%, it can be assured that relation c/a with increase of the cyclic number does not range, that $c/a = \text{const}$.

Key words: welded stresses, welded joint, fatigue fracture, surface crack, structure durability, stress intensity factor.

Вступ. Геометричні неоднорідності, особливо у вигляді гострокінцевих дефектів тріщиноподібного типу, можуть істотно впливати на міцність і довговічність металевих конструкцій. Тому однією з основних задач є виявлення і вимірювання таких дефектів без порушення цілісності конструкції, ідентифікація їх форм і розмірів. Для розв'язання цієї задачі на основі результатів наукових досліджень, проведених у різних країнах, створено відповідні засоби контролю. Серед них, зокрема, слід виділити комплекси для внутрішньо-грубного діагностування дефектів у тілі труби фірми Rozen [1].

Важливою в ідентифікації дефектів для подальшого використання її результатів для оцінювання ресурсу безпечної роботи оболонкових машинобудівних конструкцій (ОМБК) є методика схематизації виявлених дефектів дефектами канонічної форми, які зручно описувати у відповідних математичних моделях. Для гострокінцевих дефектів найконсервативнішою схематизацією є тріщини еліптичної форми, півеліптичні й наскрізні. В літературі розроблено відповідні правила та алгоритми такої схематизації залежно від розмірів та розміщення дефекту і його орієнтації відносно головних напружень [2–5] та ін. При цьому слід зауважити, що з позицій ремонту конструкції зварюванням в експлуатаційних умовах найбільш цікавими є поверхневі дефекти, які моделюються півеліптичними тріщинами [6].

Формулювання задачі. Розглянемо прямолінійну ділянку оболонки товщини t і зовнішнього радіуса R_0 , що знаходиться під дією внутрішнього тиску p зі зварним з'єднанням із зовнішнім поверхневим дефектом у кільцевому монтажному шві, який, відповідно до нормативних документів, моделюється поздовжньою поверхневою півеліптичною тріщиною з півосями a і c у круговому циліндрі.

Положення довільної точки на контурі тріщини задамо через кут $0 \leq \varphi \leq \pi$ (рис. 1). Якщо кут $\varphi = 0$, точка на контурі тріщини знаходиться на поверхні, а якщо $\varphi = \pi/2$, точка знаходиться на контурі тріщини, що відповідає максимальній її глибині.

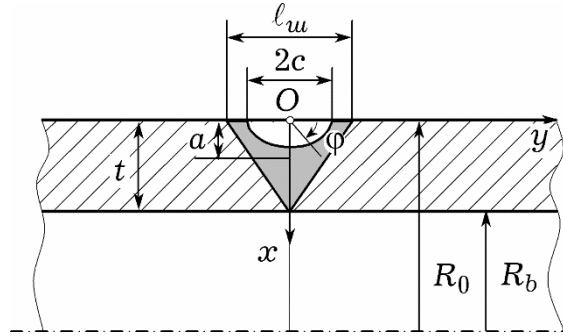


Рисунок 1. Геометричні параметри осьової півеліптичної тріщини

Figure 1. Geometric parameters of axial semi-elliptic crack

Довговічність (залишковий ресурс) експлуатації зварних ОМБК залежить від швидкості росту втомних тріщин, викликаних дією зовнішніх навантажень, які створюють напруження σ^H , та залишкових напружень σ^{res} , які, в свою чергу, спричиняють коефіцієнти інтенсивності напружень K_1^H та K_1^{res} відповідно. Залишкові напруження можна вважати малозмінними протягом усього циклу навантаження. Тому інтервал зміни коефіцієнта інтенсивності напружень визначається максимальною і мінімальною величинами зовнішніх зусиль

$$\Delta K_1 = K_{1\text{max}}^H - K_{1\text{min}}^H,$$

а складова від залишкових напружень впливає лише на величину коефіцієнта асиметрії циклу навантаження (відношення мінімального до максимального значення в циклі):

$$R = \frac{K_{1\text{min}}}{K_{1\text{max}}} = \frac{K_{1\text{min}}^H - K_1^{\text{res}}}{K_{1\text{max}}^H + K_1^{\text{res}}}. \quad (1)$$

Розглянемо ріст втомної поверхневої тріщини у зварному шві під дією пульсуючого навантаження внутрішнім тиском p та залишкових напружень. Вважатимемо, що тріщина у зварному шві у формі півеліпса з півосями a і c розвивається із зовнішньої поверхні труби.

Для визначення коефіцієнта інтенсивності напружень, викликаних дією внутрішнього тиску p , використаємо вираз, який залишемо у вигляді [2]

$$K_1^H = \frac{pR_b}{t} G_0 \sqrt{\frac{\pi a}{Q}}. \quad (2)$$

Вираз для обчислення коефіцієнта інтенсивності напружень K_1^{res} , викликаного дією залишкових напружень $\sigma_{\beta\beta}$, має вигляд

$$K_1^{\text{res}} = \sigma_{\beta\beta}^{*r} G_0 \sqrt{\frac{\pi a}{Q}}, \quad (3)$$

де $\sigma_{\beta\beta}^{*r}$ – усереднені по поверхні півеліптичної тріщини залишкові напруження $\sigma_{\beta\beta}$; R_b – внутрішній радіус оболонки; G_0 , Q – коефіцієнти, наведені в роботі [2].

Враховуючи представлення (2), (3), вираз для обчислення коефіцієнта асиметрії R (1) запишемо у вигляді

$$R = \frac{R^H + \xi^{\text{res}}}{1 + \xi^{\text{res}}},$$

де

$$R^H = \frac{K_{1\text{min}}^H}{K_{1\text{max}}^H}; \quad \xi^{\text{res}} = \frac{K_1^{\text{res}}}{K_{1\text{max}}^H}.$$

При цьому для труби під дією внутрішнього тиску

$$R^H = \frac{P_{\text{min}}}{P_{\text{max}}}; \quad \xi^{\text{res}} = \frac{\sigma_{\beta\beta}^{*r}}{\sigma_{\text{max}}^H}; \quad \sigma_{\text{max}}^H = \frac{P_{\text{max}} R_b}{t}.$$

Швидкість росту тріщини втоми під дією циклічного навантаження визначаємо, застосувавши рівняння Періса [7] з урахуванням ефективного розмаху коефіцієнта інтенсивності напружень

$$V = B_{f1} (\Delta K_{ef})^{m'_1},$$

де B_{f1} , m'_1 – інваріантні характеристики матеріалу для тріщини у зварному шві, тобто $2c < \ell_o$ (див. рис. 1); ℓ_o – ширина зони зварного шва.

Тоді з урахуванням умов деформування, за яких у найглибшій точці контуру тріщини ($\varphi = \pi/2$) існує плоска деформація, а біля поверхні труби ($\varphi = 0$) реалізується перехідний стан між плоскою деформацією та плоским напруженим станом, рівняння для визначення швидкості росту тріщини вглиб і в поздовжньому напрямку набувають вигляду:

$$\frac{da}{dN} = B_{f1} \left[\Delta K_1 (0,608 + 0,734R - 0,340R^2) \right]^{m'_1}; \quad (4)$$

$$\frac{dc}{dN} = B_{f1} \left[\Delta K_1 (0,743 + 0,637R - 0,388R^2) \right]^{m'_1}. \quad (5)$$

Тут N – кількість циклів навантаження.

Початкові умови задаємо розмірами вихідної тріщини

$$a|_{N=0} = a_0, \quad c|_{N=0} = c_0.$$

Характеристики циклічної тріщиностійкості B_{f1} , m'_1 для конкретного матеріалу трубної сталі та її зварного з'єднання визначаємо експериментально на основі випробувань, зокрема для зразків з крайовою тріщиною у зварному шві. Методика випробування зразків реалізована на машині для циклічних випробувань ЦДМПу-10 у Фізико-механічному інституті ім. Г.В. Карпенка НАН України. В результаті опрацювання експериментальних даних за методичними вказівками [8] отримано, що для заданого зварного з'єднання $B_{f1} = (21,8)^{-2,12} \cdot 10^{-7}$, $m'_1 = 2,12$.

Визначені характеристики тріщиностійкості B_{f1} , m'_1 підставляємо у рівняння (4), (5), і для конкретних геометричних розмірів труби з півеліптичною тріщиною розраховуємо число циклів N (або проміжок часу) від початкового стану дефекту до такого, за якого умова статичної міцності не виконується.

Числові результати. Числовий аналіз проведено для ділянки труби компресорної станції, виготовленої зі сталі марки X-70 діаметром $D = 219$ мм і

товщиною стінки $t = 7$ мм, яка знаходиться під дією пульсуючого внутрішнього тиску, максимальне значення якого $p_{\max} = 4,5$ МПа, а розміри початкової тріщини у зварному шві вибирали такими: $a_0 = 1$ мм, $c_0 = 1,2a_0$.

Згідно з результатами досліджень, проведеними для заданого зварного з'єднання, для рівня залишкових напружень $\sigma_{\beta\beta} = 196$ МПа та статичного навантаження внутрішнім максимальним тиском $p_{\max} = 4,5$ МПа дефект у вигляді зовнішньої півеліптичної тріщини досягає допустимого значення для її глибини $a/t = 0,57$. Тому при розрахунку довговічності за критичне прийємомо таке число циклів, за якого віднесена до товщини труби глибина тріщини досягає цих значень.

Розв'язки системи нелінійних рівнянь для вищенаведених значень параметрів B_{f1} , m'_1 та двох рівнів мінімальних значень внутрішнього тиску $p_{\min} = 2$ МПа і різних значень ξ^{res} побудовано з використанням програми, написаної на Intel Visual Fortran.

На рис. 2 графічно зображена залежність величини a/t від числа циклів N для різних значень параметра ξ^{res} , що характеризує відношення величини усереднених по поверхні тріщини кільцевих залишкових напружень $\sigma_{\beta\beta}^{*r}$ до величини максимальних напружень, викликаних внутрішнім тиском σ_{\max}^H .

Як бачимо на графіках зі збільшенням значення параметра ξ^{res} число циклів N , за яких досягається критична глибина тріщини, зменшується.

На рис. 3 зображено зміну відношення півосей тріщини c/a залежно від числа циклів навантаження N для різних значень параметра ξ^{res} , коли $p_{\min} = 2$ МПа.

Аналіз наведених на цьому рисунку кривих показує, що зі зростанням значень параметра ξ^{res} відношення c/a зменшується і форма півеліптичної тріщини наближається до кругової. Якщо $\xi^{\text{res}} = 0$, то з похибкою, що не перевищує 1%, можна вважати, що відношення c/a зі зростанням числа циклів не змінюється, тобто $c/a = \text{const}$.

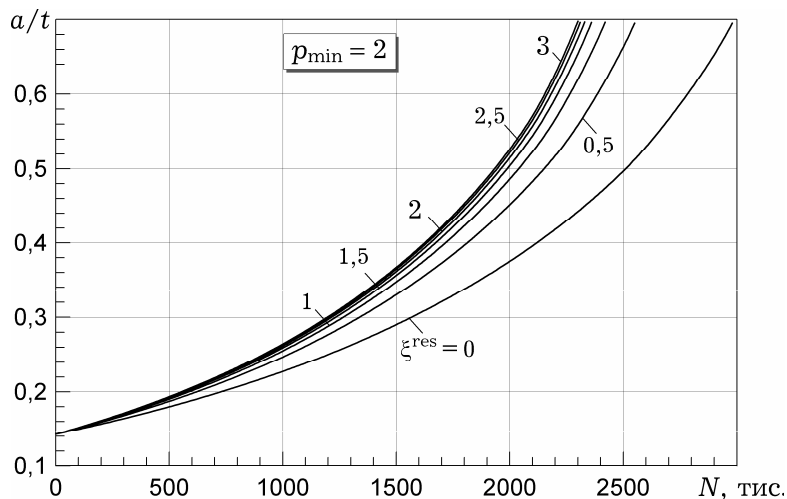


Рисунок 2. Залежність віднесеної до товщини труби глибини тріщини a/t від числа циклів навантаження N для різних значень параметра ξ^{res}

Figure 2. Crack depth a/t related to the pipe thickness the number of load cycles N for different values of parameter ξ^{res}

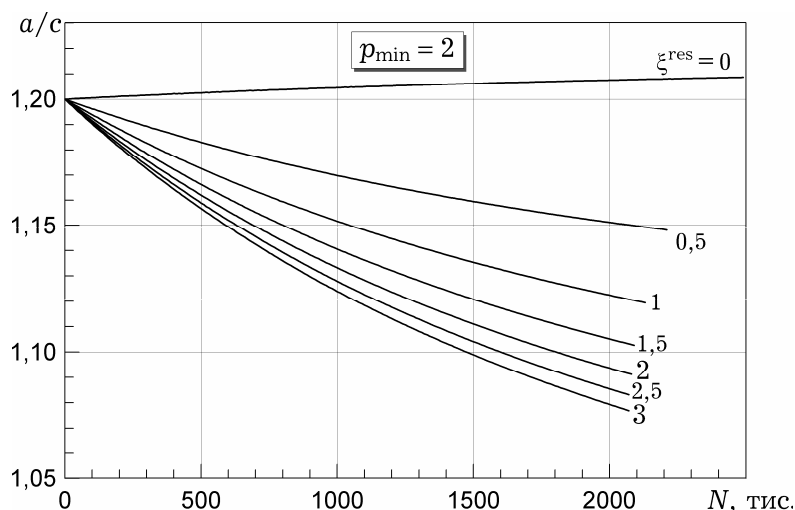


Рисунок 3. Зміна відношення півдовжини тріщини до її глибини для різного числа циклів навантаження N і різних значень параметра ξ^{res}

Figure 3. Change of relation of crack half-length to its depth c/a for different number of load cycles N and different values of parameter ξ^{res}

Висновок. Коли тріщина знаходиться на певній відстані від шва, де залишковими напруженнями можна знехтувати, то з незначною похибкою можна прийняти, що відношення $c/a = \text{const}$ і для визначення довговічності замість двох нелінійних систем рівнянь (4), (5) розв'язувати тільки одне рівняння, зокрема (4). Це обґрунтовує запропонований у роботі [9] спосіб прогнозування довговічності зварних конструкцій з дефектами типу тріщин з урахуванням імовірності розподілу експлуатаційних умов навантаження.

Conclusions. Hence, when the crack is at a certain distance from the joint where residual stresses can be neglected, it can be assumed with insignificant error that relation $c/a = \text{const}$ and to define the durability instead of two nonlinear systems of equations (4), (5) we have to solve only one equation, (4) in particular. This grounds the way of prediction the durability of welded structures with crack-type defects with regard for probability of distribution of operation loading conditions, the way being given in [9].

Список використаної літератури

1. Shi, Y.W. Effects of welding residual stress on fatigue crack growth behaviour in butt welds of a pipeline steel / Y.W. Shi, B.Y. Chen, J.X. Zhang // Eng. Fract. Mech. – 1990. – 36, No. 6. – P. 893 – 902.
2. Бакаев, В.В. Технологии и оборудование компании «Розен» для диагностики объектов нефтегазовой отрасли [Текст] / В.В. Бакаев // Матер. 3 научн.-техн. конф. «Надёжность и безопасность магистрального трубопроводного транспорта». – Минск, – 2000. – С. 120 – 123.
3. Кушнір, Р.М. Пружний та пружно-пластичний граничний стан оболонок з дефектами [Текст] / Р.М. Кушнір, М.М. Николишин, В.А. Осадчук. – Львів: СПОЛОМ, 2003. – 320 с.
4. Методические рекомендации МР-125-01-90. Расчет коэффициентов интенсивности напряжений и коэффициентов ослабления сечений для дефектов в сварных соединениях [Текст]. – Киев, 1990. – 55 с.
5. Assessment of the integrity of structures containing defects / R.P. Harrison, K. Loosemore, J. Milne, A.R. Dowling // CEGV R6, Revision 2, April 1980. – 193 p.
6. Ремонт магистральних трубопроводів під тиском [Текст] / М.В. Бекер, В.С. Бут, Р.М. Говдяк та ін. – К.: вид-во «Кий», 2008. – 240 с.
7. Механика разрушения и прочность материалов. Справочное пособие. Т. 4. Усталость и циклическая трещиностойкость конструкционных материалов [Текст] / О.Н. Романив, С.Я. Ярема, Г.Н. Никифорчин и др. – Киев: Наук. думка, 1990. – 680 с.
8. Махненко, В.И. Ресурс безопасной эксплуатации сварных соединений и узлов современных конструкций [Текст] / В.И. Махненко. – К.: Наук. думка, 2006. – 618 с.

9. Банахевич, Ю.В. Прогнозування росту втомних тріщин в магістральних трубопроводах із врахуванням експлуатаційних умов навантаження [Текст] / Ю.В. Банахевич, О.І. Дарчук // Методи та прилади контролю якості. – 2006. – № 46. – С. 25 – 28.

Отримано 01.07.2015