

ОПТИМІЗАЦІЯ ТОВЩИНИ КОМПОЗИТНИХ БАНДАЖІВ ПРИ РЕМОНТІ ТРУБОПРОВОДІВ З ДЕФЕКТАМИ

¹Б.В.Коне́й, ¹В.Б. Коне́й, ²А.В.Максимук, ²Н.В.Щербина, ¹А.М.Найда

¹ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422)

e-mail: koreyb@nimg.edu.ua

² Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.Підстригача НАН України, 79601, м. Львів, вул. Наукова, 3-б,

Рассматривается методика для определения толщины композитных бандажей при ремонте трубопроводов с дефектами и остаточного ресурса нефтегазовых трубопроводов, усиленных бандажами

A method is examined for determination of thickness of composite bandages at the repair of oilfield pipelines with damage and remaining resource of oilfield pipelines.

В процесі експлуатації нафтогазових трубопроводів, за певних технологічних умов навантаження поява і злиття мікротріщин у трубі може призвести до її руйнування, аварійної ситуації. Для захисту металевих трубопроводів від негативних чинників (зокрема, низької корозійної стійкості) та підвищення їхніх характеристик щодо міцності розробляють різні методи. Серед них ефективним способом є нанесення на зовнішню чи внутрішню поверхню труби покриття захисного шару із полімерного композитного матеріалу [1]. Було поставлено завдання визначити товщину такого бандажу та оцінити ресурс бандажованої труби з тріщиною.

Довгу сталеву трубу змодельовано циліндричною круговою оболонкою під дією рівномірного сталого внутрішнього тиску (рис. 1).

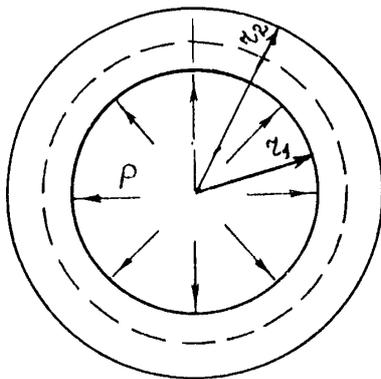


Рисунок 1 – Труба під дією внутрішнього тиску

Через r_1 і r_2 позначено відповідно внутрішній і зовнішній радіуси труби. Для визначення напруженого стану труби під дією внутрішнього тиску P та оцінювання її міцності використовуємо такий розв'язок:

$$\sigma_{rr} = A + B \frac{1}{r^2}, \quad \sigma_{\theta\theta} = A - B \frac{1}{r^2}, \quad (1)$$

нормальне переміщення у будь-якій точці стінки труби

$$U_r = \frac{1}{E} \left[A(1-\nu)r - B(1+\nu) \frac{1}{r} \right], \quad (2)$$

де: $A = P \frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}$, $B = -P \frac{r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}$.

Значимо, що цей розв'язок придатний для труби довільної товщини. Як часткові випадки отримуємо формули для визначення напружень у трубі з дуже товстою та тонкою стінкою. Радіальне напруження σ_{rr} на внутрішній поверхні ($r = r_1$) дорівнює $-P$, а на зовнішній нулю, причому незалежно від товщини труби. Отже, на підставі наведених формул робимо висновок, що при $r = r_1$ радіальне σ_{rr} і колове $\sigma_{\theta\theta}$ напруження досягають максимального значення:

$$\sigma_{rr} = -P, \quad \sigma_{\theta\theta} = \frac{1+k^2}{1-k^2} P, \quad (3)$$

де: $k = \frac{r_1}{r_2} = \frac{d}{D}$, d і D – відповідно внутрішній і зовнішній діаметри труби.

Проаналізуємо як змінюються напруження у разі зміни товщини стінки труби. Позначимо через h товщину труби, тоді $r_2 = r_1 + h$. На підставі формули (1) для визначення $\sigma_{\theta\theta}$ отримаємо

$$\sigma_{\theta\theta} = P \frac{(r_1 + h)^2 + r_1^2}{h(2r_1 + h)} \quad \text{при } r = r_1 \text{ та}$$

$$\sigma_{\theta\theta} = P \frac{2r_1^2}{h(2r_1 + h)} \quad \text{при } r = r_2. \quad (4)$$

Для малого значення товщини h з останніх формул отримуємо, що величина напруження $\sigma_{\theta\theta}$ на внутрішній поверхні стінки (при $r = r_1$) і на зовнішній поверхні (при $r = r_2$) приблизно однакові й дорівнюють величині

$P \frac{r_1}{h}$. Радіальне напруження σ_{rr} при $r = r_1$ дорівнює $-P$, а при $r = r_2$ дорівнює нулю незалежно від товщини труби. Отже, для труби з малою товщиною стінки колові напруження $\sigma_{\theta\theta}$ розподілені по товщині майже рівномірно, а радіальні σ_{rr} є малими порівняно з коловими напруженнями, причому у такій мірі, в якій товщина h є малою порівняно з радіусом.

Якщо товщина стінки збільшується, то найбільші напруження (за умови незмінного сталого тиску) зменшуються, але до певної межі. У випадку $r_2 \rightarrow \infty$ (труба з дуже товстою стінкою, нескінченно велика товщина) як граничний випадок отримаємо

$$\sigma_{rr} = -P \frac{r_1^2}{r^2}, \quad \sigma_{\theta\theta} = P \frac{r_1^2}{r^2}.$$

Це означає, що для труби з дуже товстою стінкою радіальне напруження в будь-якій її точці дорівнює коловому.

Оцінювання міцності труби виконуємо за третьою теорією міцності (*критерій найбільших дотичних напружень*). Згідно з цією теорією припускають, що граничний стан виникає тоді, коли найбільше дотичне напруження τ_{\max} досягає небезпечного значення τ_H . Умова руйнування має вигляд

$$\tau_{\max} = \tau_H,$$

де: $\tau_{\max} = \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_3)$, $\tau_H = \frac{1}{2}\sigma_H$, σ_H – небезпечне значення найбільшого нормального напруження.

Умову міцності записують у такий спосіб:

$$\sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma] \text{ або інакше } \sigma_{\text{екв}} \leq [\sigma],$$

де

$$\sigma_{\text{екв}} = \sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_{rr} - \sigma_{\theta\theta} = P \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - (-P),$$

тобто $\sigma_{\text{екв}} = 2P \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}$; $[\sigma]$ – допустиме напруження.

Уведемо таке позначення:

$$\alpha = \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} = \frac{1}{1 - \frac{r_1^2}{r_2^2}}.$$

Міцність сталеві труби перевіряємо за допомогою такої умови:

$$P \leq \frac{[\sigma]}{2}.$$

Зазначимо, що під $[\sigma]$ розуміємо допустиме напруження з корелюючим коефіцієнтом

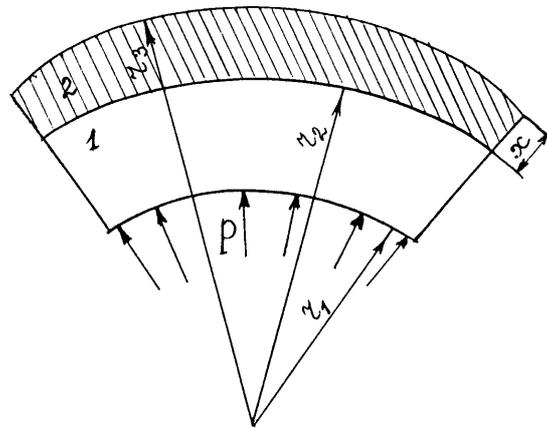
$$\alpha^{-1} = 1 - \frac{r_1^2}{r_2^2}. \text{ Для дуже товстої стінки}$$

($r_2 \rightarrow \infty$) отримаємо, що $\alpha = 1$. У цьому випадку $\sigma_{\text{екв}} = 2P$.

Якщо робочий тиск у трубі перевищить гранично допустиме значення, то це може призвести до руйнування труби.

Зазначимо, що у випадку навантаженої внутрішнім тиском труби найбільш небезпечними є напруження $\sigma_{\theta\theta}$, тому що вони можуть спричинити появу тріщин і руйнування труби. Максимальні за величиною напруження (при $P > 0$) виникають на внутрішній поверхні труби. Збільшення товщини стінки труби не може в усіх випадках забезпечити міцність труби.

Сталева труба з композитним бандажем. Бандажовану трубу змодельовано двошаровою циліндричною круговою оболонкою (рис. 2).



1 – сталева оболонка; 2 – зміцнювальний шар із композитного матеріалу (бандаж)

Рисунок 2 – Схема конструкції труби з бандажем

Шари мають різну товщину та виготовлені з різних матеріалів. Ураховуючи технологію виготовлення бандажа й нанесення його на зовнішню поверхню труби (щільне прилягання контактуючих поверхонь) формулюємо контактну задачу з умовами ідеального контакту шарів (рівність нормальних переміщень $u_r^{(i)}$ та контактних міжшарових напружень $\sigma_{rr}^{(i)}$ на границі розділу шарів $r = r_1$; $i = 1, 2$). Постановка контактної задачі коректна. Справді, ця постановка задачі відрізняється від постановки задачі для складених труб з натягом, де натяг – геометрична величина, яка визначається як різниця між зовнішнім діаметром внутрішнього циліндра та внутрішнім діаметром зовнішнього циліндра (див. наприклад, [4]).

У рамках зробленої постановки задачі контактної взаємодії сталеві труби з композитним бандажем контактний тиск визначаємо з умови рівності переміщень шарів при $r = r_1$.

Для визначення напруженого стану пошкодженої труби і композитного бандажа за дії внутрішнього тиску P використовуємо розв'язок задачі Ламе (у випадку навантаження труби зовнішнім і внутрішнім тиском).

Дію композитного бандажа заміняємо контактним тиском q_n , який визначається через комплекс характеристик сталеві труби (основного шару) і композитного бандажа (зміцнювального шару) за формулою

$$q = -P \left[1 + C \left(\frac{r_2^2}{r_1^2} - 1 \right) \right], \quad (5)$$

де:

$$C = \frac{E_f - (1 - \nu_1) \left(1 - \frac{r_2^2}{r_3^2} \right)}{\left[\frac{r_2^2}{r_1^2} (1 - \nu_1) + (1 + \nu_2) \right] \left(1 - \frac{r_2^2}{r_3^2} \right) - E_f \left(\frac{r_2^2}{r_1^2} - 1 \right)}$$

$$\text{і } E_f = \frac{E_1}{E_2} \left[(1 - \nu_2) \frac{r_2^2}{r_3^2} + (1 + \nu_2) \right]. \quad (6)$$

Зазначимо, що у формулі (6) для C потрібно замінити E_1 , ν_1 на характеристики пошкодженого матеріалу E_1^n , ν_1^n . Застосовуючи континуальну модель пошкодженого середовища, E_1^n і ν_1^n визначали за формулами

$$E_1^n = E_1 \left[1 - \frac{16}{45} (10 - 3\nu_1) \frac{1 - \nu_1^2}{2 - \nu_1} \omega \right]; \quad (7)$$

$$\nu_1^n = \nu_1 \left[1 - \frac{16}{45} (3 - \nu_1) \frac{1 - \nu_1^2}{2 - \nu_1} \omega \right], \quad (8)$$

де: E_1^n , ν_1^n – ефективні модуль Юнга і коефіцієнт Пуассона для пошкодженого середовища; E_1 , ν_1 – пружні характеристики суцільного матеріалу; ω – параметр, що характеризує рівень пошкодження, $0 \leq \omega \leq 1$ (при $\omega = 0$ – непошкоджений матеріал, при $\omega = 1$ – зруйнований матеріал).

Отже, розподіл напружень по товщині у бандажованій трубі визначали за такими розрахунковими формулами:

напруження у трубі ($r_1 \leq r \leq r_2$)

$$\sigma_{rr}^{(1)} = -\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \left[q_n \left(1 - \frac{r_1^2}{r^2} \right) + P \left(\frac{r_1^2}{r^2} - \frac{r_1^2}{r_2^2} \right) \right],$$

$$\sigma_{\theta\theta}^{(1)} = \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \left[P \left(\frac{r_1^2}{r_2^2} + \frac{r_1^2}{r^2} \right) - q_n \left(\frac{r_1^2}{r^2} + 1 \right) \right]; \quad (9)$$

напруження у бандажі ($r_2 \leq r \leq r_3$),

$$r_3 = r_2 + x$$

$$\sigma_{rr}^{(2)} = \frac{r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} \left(1 - \frac{r_3^2}{r^2} \right) q_n,$$

$$\sigma_{\theta\theta}^{(2)} = \frac{r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} \left(1 + \frac{r_3^2}{r^2} \right) q_n, \quad (10)$$

де $r_3 = r_2 + x$, x – товщина бандажа.

Прийнявши $\omega = 0$ отримаємо випадок для бездефектної труби.

Аналіз напружень у пошкодженій трубі з бандажем.

За формулами (9) та (10) для $\sigma_{rr}^{(i)}$ та $\sigma_{\theta\theta}^{(i)}$ ($i = 1, 2$), які наведені вище, виконано аналіз числових результатів щодо розподілу напружень по товщині пакета (труби з бандажем) для різної товщини бандажа і різного рівня пошкоджуваності матеріалу труби. У разі пошкоджуваності труби, безперечно, змінюються механічні характеристики її матеріалу (модуль пружності E , коефіцієнт Пуассона ν). За наявних експериментальних даних можна було б скористатись ними для визначення напружень у сталевій пошкодженій трубі. Такий підхід називають феноменологічний. У конкретному випадку під пошкоджуваністю розуміли інтегральну характеристику, яка охоплює весь об'єм сталеві труби (топология дефекту тут не розглядалася). З таких міркувань пружні характеристики пошкодженого матеріалу обчислювали за формулами (7) та (8). Метою дослідження було виявити вплив рівня пошкоджуваності матеріалу на величину й розподіл напружень у трубі та як перерозподіляються напруження в трубі у випадку її бандажування.

На підставі проведених розрахунків виявлено, що найбільш небезпечними є колові напруження $\sigma_{\theta\theta}$. Власне вони мають домінуюче значення для оцінювання міцності труби. Причому найбільшого значення напруження $\sigma_{\theta\theta}$ досягають у точках внутрішньої поверхні сталеві труби (при $r = r_1$) та в точках внутрішньої поверхні бандажа (при $r = r_2$). Окрім того, у випадку бандажованої труби слід враховувати у критерії міцності, що матеріал труби і бандажа різні щодо фізико-механічних властивостей.

Алгоритм знаходження товщини бандажа

А. Задавали довільну товщину бандажа x , мм ($x = 0, 1, 2, \dots$).

Б. Знаходили розподіли напружень $\sigma_{\theta\theta}^{(1)}$ і $\sigma_{\theta\theta}^{(2)}$ і визначали напруження в небезпечних точках труби і бандажа.

В. Перевіряли такий критерій міцності:

$$\begin{cases} \sigma_{\theta\theta}^{(1)} \leq [\sigma_*] \\ \sigma_{\theta\theta}^{(2)} \leq [\sigma_{**}] \end{cases}$$

Зазначимо, що ці умови повинні виконуватись **одночасно**. Тут $[\sigma_*]$ – допустиме напруження для сталеві труби, $[\sigma_{**}]$ – допустиме напруження композитного бандажа.

У конкретному випадку натяг σ_H , який виникає при формуванні композитного бандажа, можна трактувати як додаткове навантаження щодо контактного тиску (отже, цей натяг нічого спільного немає з тим натягом, коли роз-

глядається розрахунок складених циліндрів, наприклад у Г.С. Писаренка[2]. Тоді у формулах

$$\sigma_{rr}^{(i)} = \frac{Pr_1^2 - qr_2^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{(P - q)r_1^2 r_2^2}{(r_2^2 - r_1^2)r^2}; \quad (11)$$

$$\sigma_{\theta\theta}^{(i)} = \frac{Pr_1^2 - qr_2^2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{(P - q)r_1^2 r_2^2}{(r_2^2 - r_1^2)r^2}; \quad (12)$$

для $\sigma_{\theta\theta}^{(i)}$ замість величини q слід ввести величину $(q + \sigma_H)$. Контактний тиск q обчислюється за формулою (5) через комплекс характеристик зовнішнього і внутрішнього шарів. Зазначимо, що у випадку контактної взаємодії пошкодженої сталевий труби з композитним бандажем розрахунок контактної тиску (у цьому випадку позначено його через q_n) виконуємо за формулою (5). Але у цьому разі у формулі (6) для C потрібно замінити величини E_1, ν_1 на E_1^n, ν_1^n – характеристики пошкодженого матеріалу. Використання формули (7) і (8) прийнятне у випадку пошкоджень матеріалу типу мікротріщин; параметр ω характеризує рівень пошкодження матеріалу труби [3].

Задані параметри моделі. Розрахунок виконували для таких характеристик труби і бандажа: $r_1 = 693$ мм, $r_2 = 710$ мм, $E_1 = 2.1 \cdot 10^5$ МПа, $\nu_1 = 0.3$ – геометричні та пружні характеристики труби; $E_2 = 4.2 \cdot 10^4$ МПа, $\nu_2 = 0.2$ – пружні характеристики композитного бандажа; $P = 5.5$ МПа, $[\sigma_*] = 200$ МПа, $[\sigma_{**}] = 50$ МПа.

За таких параметрів бандажованої труби, наприклад, для $\omega = 0.01$ при $x = 10$ мм вона витримує заданий тиск $P = 5.5$ МПа (табл. 1).

Таблиця 1 – Параметри бандажованої труби

r ($r_3 = r_2 + x, x = 10, \omega = 0.01$)	σ_{rr}	$\sigma_{\theta\theta}$
r_1	-5,5	196.917
$r_1 + 0.25(r_2 - r_1)$	-4,270	195.687
$r_1 + 0.5(r_2 - r_1)$	-3,062	194.479
$r_1 + 0.75(r_2 - r_1)$	-1,876	193.293
r_2 (внутр. шар / зовн. шар)	-0,711 / -0,711	192.129 / 50.869
$r_2 + 0.25(r_3 - r_2)$	-0,531	50.688
$r_2 + 0.5(r_3 - r_2)$	-0,352	50.509
$r_2 + 0.75(r_3 - r_2)$	-0,175	50.332
r_3	0	50.157

З точки зору підвищення ефективності ремонту труб склопластиковими бандажами певний інтерес представляє дослідження впливу різних параметрів склопластикових бандажів

(товщини, натягу) на зменшення коефіцієнта інтенсивності напружень (КІН) в трубі з тріщиною.

При дії циклічних навантажень в трубах може утворитись сегментна тріщина, яка лежить в площині осі труби. Для визначення КІН в такій трубі існують декілька рішень [6], одержаних різними методами (кінцевих елементів, об'ємних сил, за податливістю, за похідною жорсткістю).

На рис. 3 зображено схему для визначення КІН в трубі діаметром $D=2R_T$ і товщиною t_T з тріщиною кругового фронту радіусом R і глибиною a , якщо на трубу діє внутрішній тиск p . Склопластиковий бандаж товщиною t створює контактний тиск q .

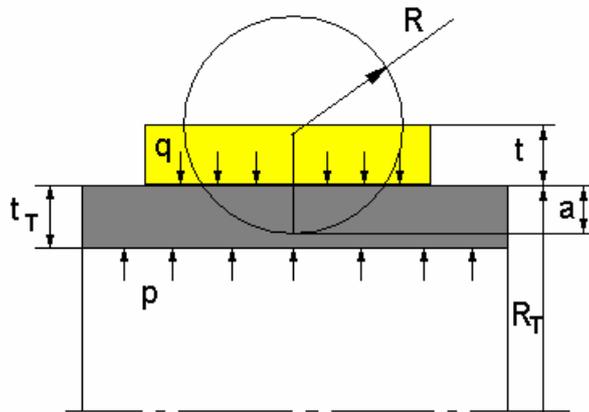


Рисунок 3 – Схема для визначення КІН в трубі з тріщиною і бандажем

Значення КІН визначались за допомогою методу скінченних елементів, використовуючи відому формулу [6]:

$$K = \sqrt{2\pi} \frac{2G V_y}{1 + k \sqrt{r}}, \quad (13)$$

де: G – модуль зсуву, Па; V_y – половина величини розкриття тріщини, м; r – відстань від вістря тріщини до місця заміру V_y , м ($r \rightarrow 0$); $k=3-4\nu$ – для плоского деформування; $k=(3-\nu)/(1+\nu)$ – для плоского напруження; ν – коефіцієнт Пуассона.

Для оцінки зміни значень R, t, q застосовувалась тривимірна параметрична модель труби з тріщиною, створена в SolidWorks® (рис. 4). Метод скінченних елементів реалізовувався за допомогою програми CosmosWorks®.

Параметри моделі наступні: $R_T=136,5$ мм, $R=52...56$ мм, $t=10$ мм, $t_T=7$ мм. Модуль пружності матеріалу труби $E=2,1 \cdot 10^{11}$ Па, коефіцієнт Пуассона $\nu=0,28$, модуль зсуву $G=7,9 \cdot 10^{10}$ Па. Для склопластикового бандажу: модуль пружності в радіальному напрямку $E_r=4,1 \cdot 10^9$ Па, в тангенційному – $E_\theta=11 \cdot 10^9$ Па, в осьовому – $E_z=2,1 \cdot 10^9$ Па, $\nu=0,28$.

Для можливості порівняння і вибору кращого варіанту було розглянуто п'ять варіантів моделі:

1. Модель труби з тріщиною без бандажу. Внутрішній тиск $p=7$ МПа.

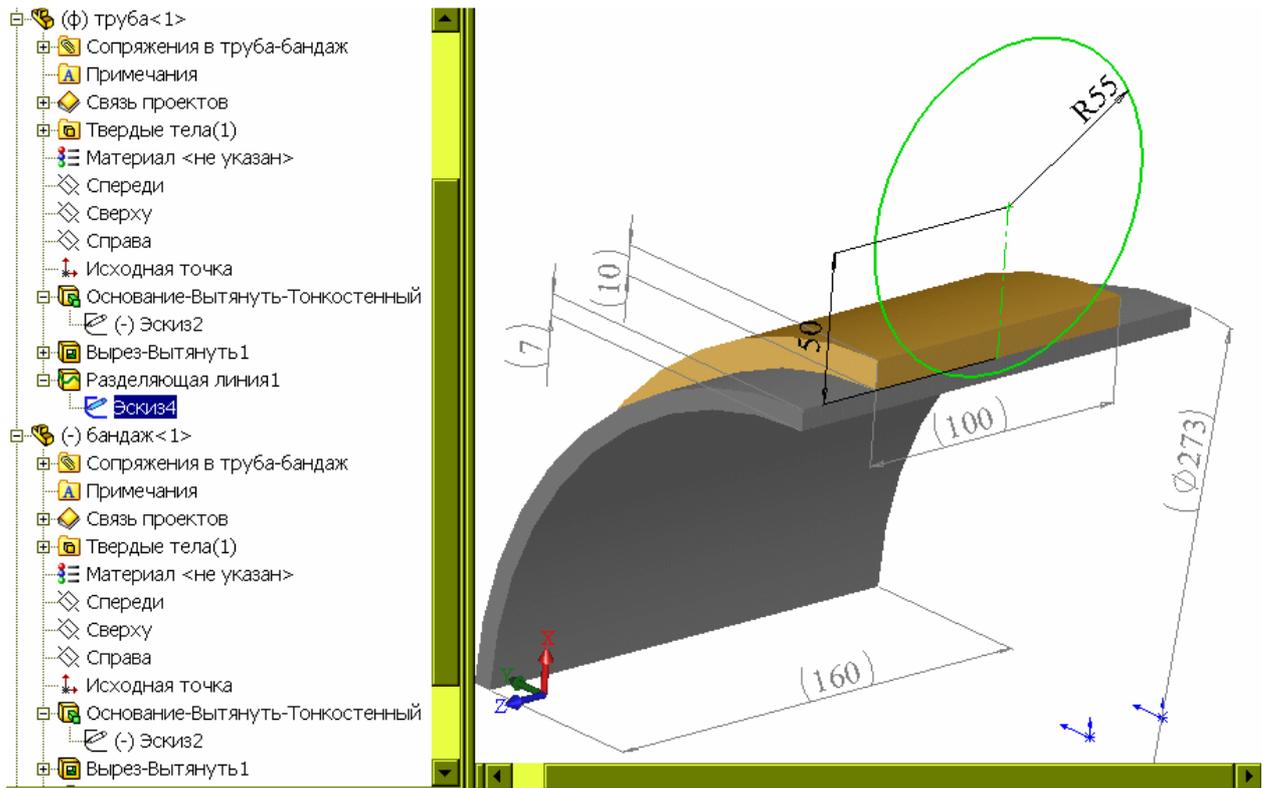


Рисунок 4 – Тривимірна параметрична модель труби з склопластиковим бандажем і тріщиною кругового фронту

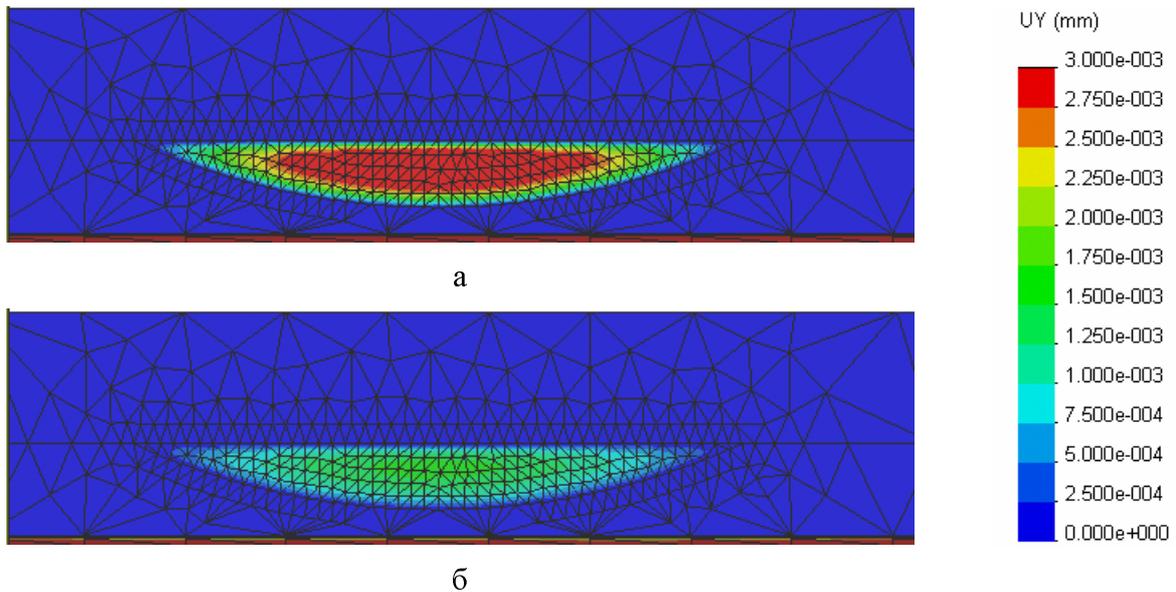


Рисунок 5 – Розподіл переміщень V_y (мм) при $a=5$ мм, $t=10$ мм, $q=0$ МПа (а), $q=10$ МПа (б)

2. Модель труби з бандажем товщиною $t=10$ мм без попереднього натягу $q=0$ МПа.

3. Модель труби з бандажем товщиною $t=5$ мм, $q=0$ МПа.

4. Модель труби з бандажем товщиною $t=10$ мм, з попереднім натягом, який створює при $p=0$ МПа контактний тиск $q=10$ МПа.

5. Модель труби з бандажем товщиною $t=10$ мм, $q=5$ МПа.

На рис. 5 зображено розподіл переміщень V_y тріщини (величина розкриття тріщини) скін-

ченно-елементної моделі при $a=5$ мм, $t=10$ мм, $q=0$ МПа (а), $q=10$ МПа (б).

Після обрахунку значень КІН знаходили відповідні значення поправочної функції Y , яка враховує вплив a (рис. 6-7):

$$Y = \frac{K}{\sigma \sqrt{\pi a}} \quad (14)$$

З цих залежностей видно, що збільшення товщини бандажу з 5 до 10 мм зменшує K , а збільшення контактного тиску з 5 до 10 МПа призводить до суттєвого зменшення K .

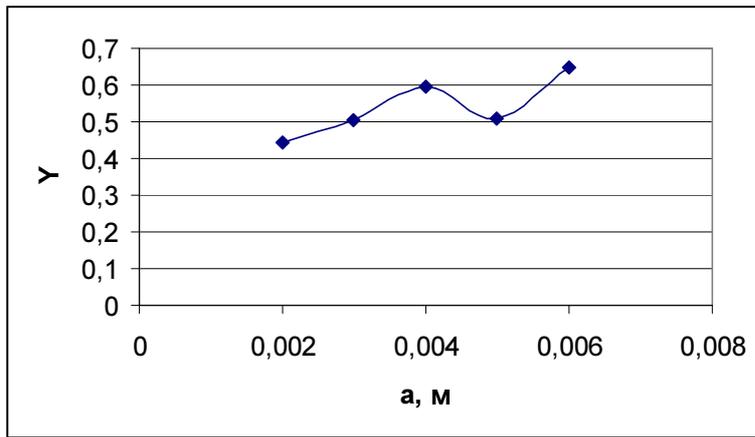
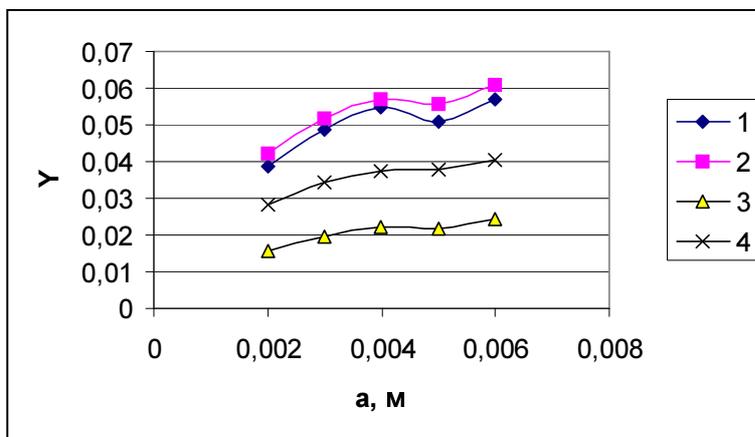


Рисунок 6 – Залежність значень поправочної функції Y від глибини тріщини a за відсутності бандажу



1 – $t=10\text{мм}$, $q=0\text{МПа}$; 2 – $t=5\text{мм}$, $q=0\text{МПа}$; 3 – $t=10\text{мм}$, $q=10\text{МПа}$; 4 – $t=10\text{мм}$, $q=5\text{МПа}$

Рисунок 7 – Залежність значень поправочної функції Y від глибини тріщини a за наявності бандажу

За допомогою регресійного аналізу знаходимо значення функції.

Для труби без бандажу:

$$Y = 2,6809a^{0,288}, R^2 = 0,6902$$

Бандаж $t=10\text{мм}$, $q=0\text{МПа}$:

$$Y = 0,2929a^{0,3178}, R^2 = 0,8332$$

Бандаж $t=5\text{мм}$, $q=0\text{МПа}$:

$$Y = 0,2995a^{0,3096}, R^2 = 0,9019$$

Бандаж $t=10\text{мм}$, $q=10\text{МПа}$:

$$Y = 0,1621a^{0,3696}, R^2 = 0,9293$$

Бандаж $t=10\text{мм}$, $q=5\text{МПа}$:

$$Y = 0,206a^{0,3153}, R^2 = 0,9419$$

Ці залежності можна використати для розрахунку довговічності труби з тріщиною і бандажем.

Розрахунок кількості циклів навантаження до руйнування труби з тріщиною і бандажем можна виконати за формулою

$$N = \int_{l_0}^{l_k} \frac{dl}{V_o(K)}, \quad (15)$$

де: N – довговічність труби з врахуванням тріщиностійкості матеріалу; l_0, l_k – відповідно вихідний і критичний розміри тріщини; l – довжина тріщини; V_o – швидкість росту тріщини в експлуатаційному середовищі; K – коефіцієнт інтенсивності напружень, який визначається за однією з емпіричних формул [6].

Значення швидкості росту $v(K)$ слід отримувати із залежності

$$V = C(\Delta K)^n, \quad (16)$$

де C і n – постійні конкретної діаграми втомного руйнування.

При розрахунку можна використовувати метод числового інтегрування:

$$N_T = \sum_{a_0}^{a_o} \frac{\Delta a}{v(K)_i}, \quad (17)$$

де $v(K)_i$ – середнє значення швидкості росту тріщини.

Наведена методика дає можливість оптимізувати товщину бандажу з полімерного матеріалу та оцінити ресурс труб з тріщинами чи дефектами після ремонту.

Література

1 Копей Б.В., Максимук О.В., Щербина Н.В., Розгонюк В.В., Найда А.М. Зміцнення пошкодженої сталеві труби композитним бандажем: модель і розрахунок // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2003. – №5(5). – С.31-36.

2 Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Е.С. Опір матеріалів / За ред. Г.С. Писаренка. – К.: Вища шк., 1993. – 655 с.

3 Салганик Р.Л. Механіка тел с большим числом трещин // Изв. АН СССР. – Механика твёрдого тела. – 1973. – № 4. – С. 149-158.

4 Безвербный А.Ф. Силовые и геометрические соотношения в многослойных трубах и сосудах давления / В кн.: Многослойные сварные конструкции и трубы. – К.: Наук. думка, 1984. – С. 296-302.

5 Копей Б.В., Максимук О.В., Щербина Н.М., Розгонюк В.В., Копей В.Б. Насосні штанги і труби з полімерних композитів: Проектування, розрахунок, випробування. – Львів: ІППММ ім. Я.С. Підстригача НАН України, 2003. – 352 с.

6 Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений / Под ред. Ю.Мураками. – М.: Мир, 1990. – Т. 1, 2. – 1013 с.

7 Paris P. C., and Sih G. C. Stress Analysis of Cracks, Fracture Toughness and Testing and its Applications, American Society for Testing and Materials, Philadelphia, STP 381. – 1965. – P. 30-83.