

УДК 539.4

І. Ориняк

Професор, докт. техн. наук,
Інститут проблем міцності
ім. Г. С. Писаренка НАНУ,
м. Київ

І. Лохман

Інженер,
ДК «Укртрансгаз»,
м. Київ

А. Богдан

Кан. техн. наук,
Інститут проблем міцності
ім. Г. С. Писаренка НАНУ,
м. Київ

ВИКОРИСТАННЯ МОДЕЛІ КІЛЬЦЯ ДЛЯ АНАЛІЗУ НАПРУЖЕНЬ У ТРУБОПРОВОДАХ З ДЕФЕКТАМИ ФОРМИ

Стаття присвячена розрахунку локального напруженого стану трубопроводів з дефектами форми поперечного перерізу, що регламентуються вітчизняними та зарубіжними технічними умовами на виготовлення трубопроводів: осьова та кутова неспіввісність поздовжнього зварного з'єднання; некруглість форми поперечного перерізу труби. Для розв'язання поставленої задачі розроблено загальний підхід до аналізу напруженого стану трубопроводів з дефектами форми. За допомогою розробленого підходу проведено оцінювання величини додаткових напружень у залежності від рівня прикладеного внутрішнього тиску для регламентованих дефектів форми та знайдено характер розподілу напружень по колу поперечного перерізу трубопроводу. Отримані результати є важливими як для формування вимог на виготовлення труб, так і для розрахунку небезпеки дефектів форми, що виникли в процесі експлуатації трубопроводів.

трубопровід, дефект, форма, напруження

Вступ. Ключовим моментом при дослідженні технічного стану та продовженні ресурсу магістральних трубопроводів є визначення їхнього напруженого стану. Очевидно, що при цьому мають враховуватися силові фактори навантаження та критерії, що передбачені у відповідних нормах на проектування. Проте, в діючих нормах [1] розглядаються лише моделі трубопроводу як балки і зовсім не враховуються напруження, пов'язані з виникненням локальних згинальних моментів по товщині стінки труби, тобто ігнорується поведінка труби як кільця чи оболонки.

На недоліки такого підходу вказувалось у роботі [2] при аналізі ще попереднього до діючого нормативного документу [1]. Проте, незважаючи на велику кількість фундаментальних монографій щодо міцності і ресурсу трубопроводів, наприклад [3 – 5], тільки при розрахунку

металевого кожуха (труби більшого діаметра, по якій проходить основний трубопровід в зонах перетину з автодорогами, залізничними коліями і т. ін.) приводяться відповідні підходи. Можливим поясненням такого становища є те, що вважається, що оболонкові (локальні згинальні) напруження є незначними порівняно з напруженнями від тиску.

Така ситуація при проектуванні трубопроводів є зрозумілою, хоча і не зовсім правильною. Адже додаткові оболонкові напруження можуть бути тією останньою краплею, яка долає здатність матеріалу опиратися розвитку стрес-корозійних дефектів. Не випадково практичні спостереження показують, що ймовірність утворення таких тріщин, значно збільшується з глибиною залягання труби в землі, тобто зі збільшенням додаткових оболонкових напружень від ваги землі [6].

Що стосується проектувальних норм ASME В 31.8 [7], то в них є згадка про оболонкові напруження, і на інженера-проектувальника покладається відповідальність про вибір методик їх врахування та на визначення допустимих напружень. Є інші документи, ASCE [8], де приводяться і методики і критерії, наприклад, для напружень, що виникають від рухомого транспорту чи від ваги утяжувачів на обводнених ділянках.

На нашу думку, існує необхідність розроблення вітчизняних відповідних методик для врахування щонайменше чотирьох основних чинників виникнення локальних оболонкових напружень, а саме: локальні «живі» навантаження від ваги рухомого транспорту; локальні утяжувачі та точки обпирання труби на опорах; деформування фітінгів трубопроводів (згини труб, патрубки), де при навантаженні глобальними (балочними) моментами виникають оболонкові напруження; вплив початкової неправильності форми поперечного перерізу труби при дії тиску.

Саме останній чинник є предметом розгляду в цій статті. Неправильність форми не тільки ускладнює проведення зварювальних та монтажних робіт, але і є дуже потужним концентратором напружень. Однак, ця обставина майже не розглядається у вітчизняній літературі. Що стосується міжнародних стандартів, то в цьому плані найбільш авторитетним є американський документ API 579 [9]. На жаль, деякі розв'язки там приведені досить схематично, а деякі, наприклад, для кутової неспіввісності взагалі є неправильними.

1. Постановка задачі. Розглянемо трубопровід з поперечним перерізом, радіус-вектор серединної поверхні якого описується в полярних координатах рівнянням $R(\varphi)$ (рис. 1):

$$R(\varphi) = R_0(1 + A(\varphi)), \quad (1a)$$

де вважається, що форма перерізу неістотно відрізняється від круглої форми, тобто

$$|A(\varphi)| \ll 1. \quad (1b)$$

З врахуванням умови (1b) легко показати, що диференціал дуги ds приблизно дорівнює

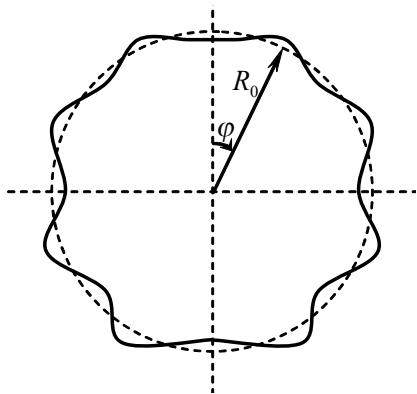


Рис. 1. Форма поперечного перерізу трубопроводу з початковим відхиленням від круглої форми

$$ds = \sqrt{R^2 + R'^2} d\varphi \approx R(\varphi) d\varphi, \quad (2)$$

$$d\bar{s} = R(\varphi)\bar{t}_0 + R(\varphi)\bar{n}_0 A'(\varphi);$$

$$\bar{t}_1 = \frac{d\bar{s}}{|d\bar{s}|} = \frac{R(\varphi)\bar{t}_0 + R(\varphi)\bar{n}_0 A'(\varphi)}{R(\varphi)} = \bar{t}_0 + \bar{n}_0 A'(\varphi);$$

$$K \cdot \bar{n}_1 = \frac{d\bar{t}_1}{ds} = \frac{d(\bar{t}_0 + \bar{n}_0 A'(\varphi))}{R(\varphi)d\varphi} = \frac{-\bar{n}_0 + \bar{t}_0 A'(\varphi) + \bar{n}_0 A''(\varphi)}{R(\varphi)}.$$

Тоді рівняння для початкової кривини спрощується:

$$K = \frac{1}{\rho} \approx \frac{1}{R} - \frac{A''}{R} \approx \frac{1}{R_0} (1 - A(\varphi) - A''(\varphi)), \quad (3)$$

де введено поняття поточного радіуса кривини ρ .

Запишемо шість диференціальних рівнянь кільця, що описують його деформування [10]:

$$\frac{dQ}{R(\varphi)d\varphi} + \frac{N}{\rho} = -p; \quad \frac{dN}{R(\varphi)d\varphi} - \frac{Q}{\rho} = 0; \quad \frac{dM}{R(\varphi)d\varphi} = Q; \quad (4)$$

$$\frac{d\theta}{R(\varphi)d\varphi} = \frac{M}{E'J}; \quad -\frac{dv}{R(\varphi)d\varphi} + \frac{w}{\rho} = 0; \quad \frac{dw}{Rd\varphi} + \frac{v}{\rho} = \theta, \quad (5)$$

де p – внутрішній тиск; $E' = \frac{E}{1-\nu^2}$ – зведений модуль

Юнга; E – модуль Юнга; ν – коефіцієнт Пуассона; J – момент інерції елемента довжини дуги; Q – перерізувача сила; N – поздовжня сила; M – згинальний момент; θ – кут повороту елементарної ділянки поперечного перерізу трубопроводу; v, w – переміщення вздовж дотичної і нормалі до контуру поперечного перерізу відповідно. Додатні напрями геометричних і силових характеристик поперечного перерізу трубопроводу подано на рис. 2.

Ці рівняння відрізняються від рівнянь для товстостінної оболонки тим, що при аналізі деформування тонкостінного контуру враховується дія тільки згинального моменту. При розв'язуванні будемо враховувати зміну кривини кільця в результаті дії згинальних моментів, тобто задача деформування розглядається в геометрично нелінійній постановці. Тоді загальний вираз для кривини має вигляд

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{R} \left(1 - \frac{R''}{R} \right) + \frac{M}{E'J}. \quad (6)$$

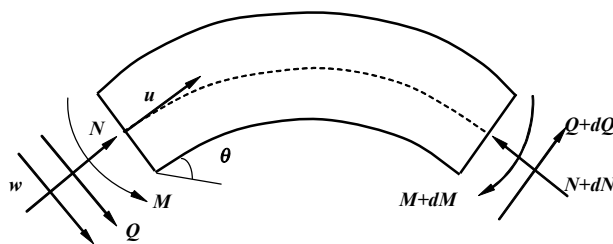


Рис. 2. Схема деформування елементарної ділянки поперечного перерізу трубопроводу

Невідоме значення поздовжньої сили N будемо шукати у вигляді суми номінальної сили від внутрішнього тиску $N_0 = -pR_0 = \text{const}$ і деякої додаткової сили N_1 :

$$N = N_0 + N_1, \quad (7)$$

причому $N_0 \gg N_1$. Зважаючи на це, можна показати, що врахування зміни кривини описане (6) є істотним тільки в першій умові рівноваги. Таким чином, в аналітичній постановці маємо замість (4) і (5) таку наближену систему рівнянь:

$$\frac{dQ}{R_0 d\varphi} + \frac{N_1}{R_0} - \frac{pR_0^2 M}{E'J} = PR_0(A(\varphi) + A''(\varphi));$$

$$\frac{dN_1}{R_0 d\varphi} - \frac{Q}{R_0} = 0; \quad \frac{dM}{R_0 d\varphi} = Q; \quad (8a)$$

$$\frac{d\theta}{R_0 d\varphi} = \frac{M}{E'J}; \quad -\frac{dv}{d\varphi} + w = 0; \quad \frac{dw}{d\varphi} + v = \theta R_0. \quad (8б)$$

Підставляючи два останні рівняння (8a) у продиференційоване перше, отримаємо:

$$Q'' + \chi^2 Q = PR_0(A'(\varphi) + A'''(\varphi)), \quad (9a)$$

де

$$\chi^2 = 1 - \frac{pR_0^3}{E'J} = 1 - \bar{p}, \quad (9б)$$

де для зручності введений безрозмірний тиск $\bar{p} = \frac{pR_0^3}{E'J}$.

2. Загальний підхід до аналізу напруженого стану трубопроводів з дефектами форми. Розв'язок системи (8) – (9) $S = (Q, N, M, \theta, v, w)$ шукається у вигляді суми загального для однорідного рівняння \tilde{S} , що містить шість невідомих констант, та частинного S^0 розв'язків, тобто $S = \tilde{S} + S^0$. Загальний розв'язок лінійного однорідного рівняння системи (8) може бути знайдений як для криволінійної балки в геометрично нелінійній постановці і представлений в табл. 1 [11]. Цей розв'язок записаний у вигляді зручному для застосування в методі початкових параметрів, тобто шість невідомих констант у загальному представленні вектор-функції виражені через початкові значення шести функцій. Назвемо цей конкретний розв'язок S^0 .

Вигляд частинного розв'язку залежить від виду функції $A(\varphi)$ і знаходиться з використанням методів розв'язування лінійних диференціальних рівнянь. Наявність частинного розв'язку, який у сумі з загальним призводить до порушення початкових умов, зводить нанівець переваги поданого в табл. 1 загального розв'язку S^0 . Для відновлення цієї переваги пропонується така форма подання загального розв'язку системи (8), а саме:

$$S = S^0 + (\bar{S} + \tilde{S}) = S^0 + S^1, \quad (10)$$

тобто вводиться частковий розв'язок S^1 , який будується так, щоб значення функції $(\bar{S} + \tilde{S})$ в точці $\varphi = 0$ було рівним нулю, тобто:

$$\bar{S}(0) = -\tilde{S}(0). \quad (11)$$

Проілюструємо цей прийом на прикладі силових компонент частинного розв'язку $\bar{Q}(\varphi)$, $\bar{N}(\varphi)$ та $\bar{M}(\varphi)$. Нехай у точках з кутовою координатою $\varphi = 0$ частинні розв'язки набувають такі значення:

$$\bar{Q}(0) = q_0; \bar{N}(0) = n_0; \bar{M}(0) = m_0. \quad (12)$$

Зрозуміло, що структура загального розв'язку однорідного рівняння наведеного в табл. 1 вимагає від частинного розв'язку рівності нулеві усіх його компонент у точці з кутовою координатою $\varphi = 0$. У зв'язку з цим, введемо поняття загального частинного розв'язку, який задовольняє вказану умову:

$$Q^1 = \bar{Q} + \tilde{Q}; N^1 = \bar{N} + \tilde{N}; M^1 = \bar{M} + \tilde{M}, \quad (13)$$

де \tilde{Q} , \tilde{N} , \tilde{M} – силові компоненти, які мають вигляд загального розв'язку однорідного рівняння. Для випадку $\chi^2 > 0$ їх можна подати такими виразами:

$$\tilde{Q} = -q_0 \cos \mu\varphi + \frac{\bar{n}_0}{\mu} \sin \mu\varphi;$$

$$\tilde{N} = -n_0 - \frac{q_0}{\mu} \sin \mu\varphi + \bar{n}_0 \left(\frac{1 - \cos \mu\varphi}{\mu^2} \right);$$

$$\tilde{M} = -m_0 - R_0 q_0 \frac{\sin \mu\varphi}{\mu} + R_0 \bar{n}_0 \frac{1 - \cos \mu\varphi}{\mu^2}, \quad (14a)$$

де $\mu = \chi$; $\bar{n}_0 = n_0 - \frac{m_0}{R_0} \bar{p}$.

Знайдений так загальний частинний розв'язок для силових компонент використовується для пошуку геометричних характеристик поперечного перерізу трубопроводу за допомогою рівнянь (8б). Зазначимо, що частинні розв'язки $\theta(\varphi)$, $u(\varphi)$, $w(\varphi)$ рівнянь (8б) також потребують побудови загальних частинних розв'язків θ^1 , u^1 , w^1 аналогічно як для силових компонент, що і буде проілюстровано нижче.

Для випадку $\chi^2 < 0$ ($\mu = \sqrt{-\chi^2}$) вирази для \tilde{Q} , \tilde{N} , \tilde{M} мають такий вигляд:

$$\tilde{Q} = -q_0 \text{ch} \mu\varphi + \frac{\bar{n}_0}{\mu} \text{sh} \mu\varphi;$$

$$\tilde{N} = -n_0 - \frac{q_0}{\mu} \text{sh} \mu\varphi + \bar{n}_0 \frac{\text{ch} \mu\varphi - 1}{\mu^2};$$

$$\tilde{M} = -m_0 - R_0 q_0 \frac{\text{sh} \mu\varphi}{\mu} + R_0 \bar{n}_0 \left(\frac{\text{ch} \mu\varphi - 1}{\mu^2} \right). \quad (14б)$$

Описаний підхід до пошуку геометричних і силових характеристик, які діють у трубопроводі з відхиленням форми поперечного перерізу від круглої форми, нижче буде використано для розрахунку напруженого стану в трубопроводі з дефектами, які існують при виготовленні труб. Наприклад, регламентовані технічними умовами [12] Харцизького трубного заводу розміри деяких дефектів форми труб подані у табл. 2.

Загальний розв'язок однорідного рівняння

	$\chi^2 > 0 \quad \mu = \chi$	$\chi^2 = 0$	$\chi^2 < 0, \quad \mu = \sqrt{-\chi^2}$
	$\bar{N}_0 = N_0 - \frac{M_0}{R_0} \bar{p}$	$\bar{N}_0 = N_0 - \frac{M_0}{R_0}$	$\bar{N}_0 = N_0 - \frac{M_0}{R_0} \bar{p}$
Q	$Q_0 \cos \mu\varphi - \frac{\bar{N}_0}{\mu} \sin \mu\varphi$	$Q_0 - \bar{N}_0\varphi$	$Q_0 \operatorname{ch} \mu\varphi - \frac{\bar{N}_0}{\mu} \operatorname{sh} \mu\varphi$
N_1	$N_0 + \frac{Q_0}{\mu} \sin \mu\varphi - \bar{N}_0 \left(\frac{1 - \cos \mu\varphi}{\mu^2} \right)$	$N_0 + Q_0\varphi - \bar{N}_0 \frac{\varphi^2}{2}$	$N_0 + \frac{Q_0}{\mu} \operatorname{sh} \mu\varphi - \bar{N}_0 \left(\frac{\operatorname{ch} \mu\varphi - 1}{\mu^2} \right)$
M	$M_0 + R_0 Q_0 \frac{\sin \mu\varphi}{\mu} - R_0 \bar{N}_0 \left(\frac{1 - \cos \mu\varphi}{\mu^2} \right)$	$M_0 + R_0 Q_0\varphi - \bar{N}_0 R_0 \frac{\varphi^2}{2}$	$M_0 + R_0 Q_0 \frac{\operatorname{sh} \mu\varphi}{\mu} - R_0 \bar{N}_0 \left(\frac{\operatorname{ch} \mu\varphi - 1}{\mu^2} \right)$
θ	$\theta_0 + \frac{R_0 M_0}{E' J} \varphi + \frac{R_0^2 Q_0}{E' J} \left(\frac{1 - \cos \mu\varphi}{\mu^2} \right) +$ $-\frac{R_0^3 \bar{N}_0}{E' J} \left(\frac{\varphi}{\mu^2} - \frac{\sin \mu\varphi}{\mu^3} \right)$	$\theta_0 + \frac{M_0 R_0}{E' J} \varphi + \frac{Q_0 R_0^2}{E' J} \frac{\varphi^2}{2} -$ $-\frac{\bar{N}_0 R_0^2}{E' J} \frac{\varphi^3}{6}$	$\theta_0 + \frac{R_0 M_0}{E' J} \varphi + \frac{R_0^2 Q_0}{E' J} \left(\frac{\operatorname{ch} \mu\varphi - 1}{\mu^2} \right) -$ $-\frac{R_0^3 \bar{N}_0}{E' J} \left(\frac{\operatorname{sh} \mu\varphi}{\mu^3} - \frac{\varphi}{\mu^2} \right)$
v	$v_0 \cos \varphi + w_0 \sin \varphi + \theta_0 R_0 (1 - \cos \varphi) +$ $+\frac{R_0^2 M_0}{E' J} (\varphi - \sin \varphi) +$ $+\frac{R_0^3 Q_0}{E' J} \left(\frac{1}{\mu^2} - \frac{\cos \mu\varphi}{\mu^2(1 - \mu^2)} + \frac{\cos \varphi}{1 - \mu^2} \right) -$ $-\frac{R_0^3 \bar{N}_0}{E' J} \left(\frac{\varphi}{\mu^2} - \frac{\sin \mu\varphi}{\mu^3(1 - \mu^2)} + \frac{\sin \varphi}{1 - \mu^2} \right)$	$v_0 \cos \varphi + w_0 \sin \varphi +$ $+\theta_0 R_0 (1 - \cos \varphi) +$ $+\frac{R_0^2 M_0}{E' J} (\varphi - \sin \varphi) +$ $+\frac{R_0^3 Q_0}{E' J} \left(\cos \varphi - 1 + \frac{\varphi^2}{2} \right) -$ $-\frac{R_0^3 \bar{N}_0}{E' J} \left(\frac{\varphi^3}{6} - \varphi + \sin \varphi \right)$	$v_0 \cos \varphi + w_0 \sin \varphi + \theta_0 R_0 (1 - \cos \varphi) +$ $+\frac{R_0^2 M_0}{E' J} (\varphi - \sin \varphi) +$ $+\frac{R_0^3 Q_0}{E' J} \left(\frac{\operatorname{ch} \mu\varphi}{\mu^2(1 + \mu^2)} - \frac{1}{\mu^2} + \frac{\cos \varphi}{1 + \mu^2} \right) -$ $-\frac{R_0^3 \bar{N}_0}{E' J} \left(\frac{\operatorname{sh} \mu\varphi}{\mu^3(1 + \mu^2)} - \frac{\varphi}{\mu^2} + \frac{\sin \varphi}{1 + \mu^2} \right)$
w	$w_0 \cos \varphi - v_0 \sin \varphi + \theta_0 R_0 \sin \varphi -$ $+\frac{R_0^2 M_0}{E' J} (1 - \cos \varphi) +$ $+\frac{R_0^3 Q_0}{E' J} \left(\frac{\sin \mu\varphi}{\mu(1 - \mu^2)} - \frac{\sin \varphi}{(1 - \mu^2)} \right) -$ $-\frac{R_0^3 \bar{N}_0}{E' J} \left(\frac{1}{\mu^2} - \frac{\cos \mu\varphi}{\mu^2(1 - \mu^2)} + \frac{\cos \varphi}{1 - \mu^2} \right)$	$w_0 \cos \varphi - v_0 \sin \varphi +$ $+\theta_0 R_0 \sin \varphi +$ $+\frac{R_0^2 M_0}{E' J} (1 - \cos \varphi) +$ $+\frac{R_0^3 Q_0}{E' J} (\varphi - \sin \varphi) -$ $-\frac{R_0^3 \bar{N}_0}{E' J} \left(\frac{\varphi^2}{2} - 1 + \cos \varphi \right)$	$w_0 \cos \varphi - v_0 \sin \varphi + \theta_0 R_0 \sin \varphi -$ $+\frac{R_0^2 M_0}{E' J} (1 - \cos \varphi) +$ $+\frac{R_0^3 Q_0}{E' J} \left(\frac{\operatorname{sh} \mu\varphi}{\mu(1 + \mu^2)} - \frac{\sin \varphi}{(1 + \mu^2)} \right) -$ $-\frac{R_0^3 \bar{N}_0}{E' J} \left(\frac{\operatorname{ch} \mu\varphi}{\mu^2(1 + \mu^2)} - \frac{1}{\mu^2} + \frac{\cos \varphi}{1 + \mu^2} \right)$

3. Труба з початковим відхиленням від круглої форми поперечного перерізу. Розглянемо трубу з поперечним перерізом, радіус-вектор серединної поверхні якого описується в полярних координатах залежністю

$$R(\varphi) = R_0 \left(1 + \sum_{n=1}^{\infty} a_n \cos n\varphi + \sum_{n=1}^{\infty} b_n \sin n\varphi \right), \quad (15)$$

де вважається, що форма перерізу неістотно відрізняється від круглої форми, тобто

$$b_n^2, a_n^2 \ll 1. \quad (16)$$

Силкові компоненти частинного розв'язку \bar{S} подамо нижченаведеними формулами:

$$\bar{Q} = pR_0 \sum_{n=2}^{\infty} (nA_n \sin n\varphi - nB_n \cos n\varphi);$$

$$\bar{N} = -pR_0 \sum_{n=2}^{\infty} (A_n \cos n\varphi + B_n \sin n\varphi);$$

$$\bar{M} = -pR_0^2 \sum_{n=2}^{\infty} (A_n \cos n\varphi + B_n \sin n\varphi), \quad (17a)$$

Таблиця 2

Регламентовані розміри дефектів форми труб

Характеристика	Допустима величина
Граничне відхилення овальності кінцевих ділянок труб номінального діаметра	$\leq 0.01D$ (D – номінальний зовнішній діаметр)
Зміщення поздовжніх крайок	$\leq 0.1t$ (t – товщина стінки)

де

$$A_n = \frac{(n^2 - 1)a_n}{n^2 - \mu^2}; B_n = \frac{(n^2 - 1)b_n}{n^2 - \mu^2} \quad (176)$$

і $\mu = \chi$, якщо $\chi^2 > 0$; $\mu = \sqrt{-\chi^2}$, якщо $\chi^2 < 0$.

Вважаємо, що на трубу не діють більш ніякі силові чи геометричні чинники. В цьому випадку формулюються достатньо прості граничні умови, а саме: $S(0) = S(2\pi)$. Оскільки частинний розв'язок задовольняє ці граничні умови, то немає потреби у використанні загального розв'язку, і розв'язок (17) є повним розв'язком системи (8) при формі (15).

Хоча розв'язок отримано, тим не менше продемонструємо застосування запропонованого загального підходу (10). Застосуємо умову $S(0) = S(2\pi)$. З врахуванням того, що частинний розв'язок S її задовольняє, отримаємо

$$S^0(0) + \tilde{S}(0) = S^0(2\pi) + \tilde{S}(2\pi). \quad (18)$$

Звідси випливає, що загальний розв'язок однорідного рівняння $S^0 + \tilde{S}$ повинен тотожно дорівнювати нулю. Підставляючи цю тотожність у (10), знову отримаємо, що $S = \tilde{S}$.

Проаналізуємо отримані результати на прикладі труби, поперечний переріз якої визначається залежністю

$$R(\varphi) = R_0(1 + a_n \cos n\varphi). \quad (19)$$

Тоді, використовуючи (17а), напруження в точці $\varphi = 0$ можна записати у вигляді

$$\sigma_M = \frac{6M(\varphi)}{t^2} = -\frac{pR_0}{t} 6 \left(\frac{n^2 - 1}{n^2 - 1 + \bar{p}} \right) \frac{R_0 a_n}{t} = -\frac{pR_0}{t} \times K. \quad (20)$$

Вкажемо на три особливості отриманої формули (20). По-перше, при дуже малих значеннях безрозмірного тиску \bar{p} коефіцієнт концентрації залежить лише від величини (відстані) відхилення форми від правильної, тобто від значення a_n . По-друге, чим більший тиск (див формулу (9б)), тим менший коефіцієнт концентрації K додаткових напружень σ_M . По-третє, чим швидше змінюється (з ростом n) відхилення за кутовою координатою, тим більшим залишається коефіцієнт концентрації при збільшенні тиску.

Для прикладу розглянемо форму відхилення (15) при $n = 2$. З (20) бачимо, що, якщо максимальне відхилення поперечного перерізу від круглої форми дорівнює тов-

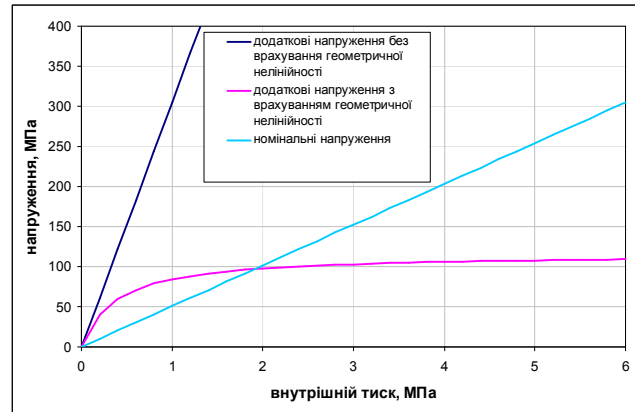


Рис. 3. Залежність додаткових напружень в трубопроводі від внутрішнього тиску

щині стінки ($R_0 a_2 = t$), що для трубопроводу з радіусом $R_0 = 0,61$ м та товщиною стінки $t = 0,012$ м регламентується технічними умовами (див. табл. 2), то додаткові напруження можуть у 6 разів перевищувати номінальні напруження від тиску $\sigma_\theta = pR_0/t$. Вплив величини внутрішнього тиску на максимальні додаткові напруження за формулою (20) подано на рис. 3.

Як видно з рисунка, при використанні геометрично нелінійної схеми розрахунку відношення додаткових напружень до номінальних напружень зменшується при збільшенні внутрішнього тиску. Крім цього, з (23) можна отримати, що при зростанні внутрішнього тиску додаткові напруження прямують до певної асимптотичної величини:

$$\sigma_{as} = 1,5E \frac{ta_2}{R_0}, \quad (21)$$

яка не залежить від величини прикладеного внутрішнього тиску. Наприклад, для трубопроводу з радіусом $R_0 = 0,61$ м, товщиною стінки $t = 0,012$ м, модулем Юнга $E = 2 \cdot 10^5$ МПа та регламентованим відхиленням $R_0 a_2 = t$ асимптотична величина $\sigma_{as} = 116$ МПа. Бачимо, що додаткові напруження при робочих тисках, які рівні 5 - 6 МПа можуть складати близько 30% від номінальних напружень від тиску.

Наведений тут розв'язок повністю збігається з наведеним у стандарті [9]. Цікаво відмітити, що він був запропонований ще у 50-х роках минулого століття [13]. Тим не менше, до цього часу в літературі використовуються спрощені підходи [14, 15], які зводять розглянуту задачу до розв'язування диференціального рівняння 2-го степеня, використовуючи при цьому наближений підхід С. П. Тимошенка [16], де приймається, що $M = pR \cdot w$. По-перше, таке спрощене трактування задачі не дозволяє розв'язувати її у загальному випадку (дві константи не можуть задовільнити шість граничних умов!). По-друге, навіть для аналізу дефектів форми, як це видно з розв'язку (17), ця гіпотеза є правильною лише при малих значеннях тиску (менших за реальні, див. рис. 3).

4. Труба з осовою неспіввісністю поздовжнього зварного шва. Одним з поширених дефектів при виготовленні прямошовних труб є неспіввісність поздовжнього зварного шва. Припустимо, що в результаті виготовлення

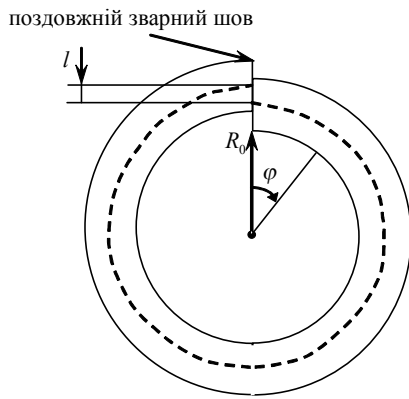


Рис. 4. Поперечний переріз труби з осьювою неспіввісністю поздовжнього зварного шва

прямошовної труби виникла деяка неспіввісність поздовжнього зварного шва l (рис. 4). Знайдемо, які додаткові напруження виникають у трубопроводі за наявності такого дефекту при дії внутрішнього тиску. Очевидно, що для використання загального підходу, описаного в п. 2, потрібно задати початкову геометрію поперечного перерізу трубопроводу. Знайдемо її.

Припустимо, що дефектна геометрія трубопроводу є наслідком розрізування ідеально круглої труби з радіусом R_0 у точці з координатою $\varphi = 0$ і зміщення точки з координатою $\varphi = 2\pi$ на величину l вертикально вгору. Для подальшого розв'язування використаємо вирази для геометричних характеристик поперечного перерізу трубопроводу з табл. 1 за умови, що $\chi^2 \rightarrow 1$, і такі граничні умови:

$$\begin{aligned} \theta_0 = 0; v_0 = 0; w_0 = 0; \\ \theta(2\pi) = 0; v(2\pi) = 0; w(2\pi) = l. \end{aligned} \quad (21)$$

Розв'язавши отриману систему рівнянь, знайдемо, що додаткова кривина трубопроводу, викликана зміщенням верхніх країв, визначається виразом

$$\frac{1}{\rho_{add}} = \frac{M_{add}}{E'J} = -\frac{1}{R_0} \bar{l} \sin \varphi, \bar{l} = \frac{l}{\pi R_0}, \quad (22)$$

де M_{add} – додатковий згинальний момент від зміщення верхніх країв.

Тоді повна кривизна

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{R_0} (1 - \bar{l} \sin \varphi). \quad (23)$$

Таким чином, рівняння (8а) і (9а) наберуть вигляду:

$$\frac{dQ}{R_0 d\varphi} + \frac{N_1}{R_0} - \frac{pR_0^2 M}{E'J} = -pR_0 \bar{l} \sin \varphi; \quad (24)$$

$$Q'' + \chi^2 Q = -pR_0 \bar{l} \cos \varphi. \quad (25)$$

Компоненти частинного розв'язку \bar{S} отримуються як розв'язок системи (8):

$$\bar{Q}(\varphi) = -\frac{pR_0 \bar{l}}{\mu^2 - 1} \cos \varphi; \quad \bar{M}(\varphi) = -\frac{pR_0^2 \bar{l}}{\mu^2 - 1} \sin \varphi;$$

$$\bar{\theta}(\varphi) = \frac{pR_0^3 \bar{l}}{E'J(\mu^2 - 1)} \cos \varphi; \quad \bar{v}(\varphi) = -\frac{pR_0^4 \bar{l}}{2E'J(\mu^2 - 1)} \varphi \sin \varphi;$$

$$\bar{w}(\varphi) = \frac{pR_0^4 \bar{l}}{2E'J(\mu^2 - 1)} (\varphi \cos \varphi + \sin \varphi), \quad (26)$$

де $\mu = \chi$, якщо $\chi^2 > 0$ і $\mu = \sqrt{-\chi^2}$, коли $\chi^2 < 0$.

Для випадку $\chi^2 > 0$ ($\mu = \chi$) силові компоненти розв'язку \tilde{S} подаються у вигляді виразів:

$$\tilde{Q}(\varphi) = \frac{pR_0 \bar{l}}{\mu^2 - 1} \cos \mu\varphi; \quad \tilde{N}(\varphi) = \frac{pR_0 \bar{l}}{\mu^2 - 1} \frac{\sin \mu\varphi}{\mu};$$

$$\tilde{M}(\varphi) = \frac{pR_0^2 \bar{l}}{\mu^2 - 1} \frac{\sin \mu\varphi}{\mu}, \quad (27a)$$

для випадку $\chi^2 < 0$ ($\mu = \sqrt{-\chi^2}$) маємо:

$$\tilde{Q}(\varphi) = -\frac{pR_0 \bar{l}}{\mu^2 + 1} ch \mu\varphi; \quad \tilde{N}(\varphi) = -\frac{pR_0 \bar{l}}{\mu^2 + 1} \frac{sh \mu\varphi}{\mu};$$

$$\tilde{M}(\varphi) = -\frac{pR_0^2 \bar{l}}{\mu^2 + 1} \frac{sh \mu\varphi}{\mu}, \quad (27b)$$

Співвідношення табл. 1 та вирази (31) і (32) складають повний розподіл геометричних і силових характеристик у поперечному перерізі трубопроводу з початковою кривиною (28), які будуть реалізовуватись за дії внутрішнього тиску. Для пошуку невідомих значень у точці з координатою $\varphi = 0$ використаємо такі граничні умови:

$$\theta_0 = 0; v_0 = 0; w_0 = 0;$$

$$\theta(2\pi) = 0; v(2\pi) = 0; w(2\pi) = 0. \quad (28a)$$

На рис. 5 представлено графік розподілу безрозмірних додаткових згинальних моментів m по колу поперечного

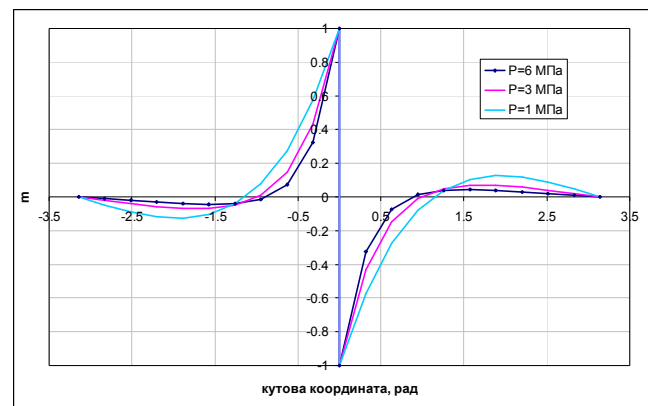


Рис. 5. Розподіл згинальних моментів по колу поперечного перерізу трубопроводу з осьювою неспіввісністю поздовжнього зварного шва за різних значень внутрішнього тиску

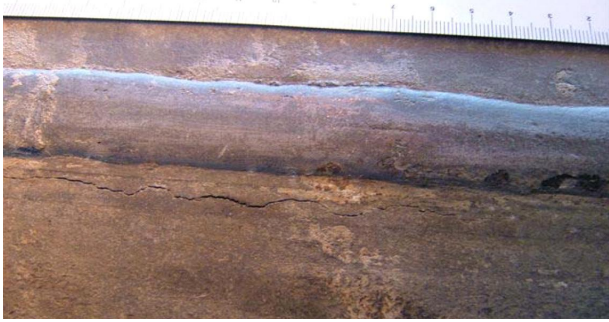


Рис. 6. Стрес-корозійна тріщина на нижній частині дефекту «неспіввісність поздовжнього зварного шва»

перерізу трубопроводу. Безрозмірний момент подається у вигляді згинального моменту M , нормованого величиною $M_0 = pR_0l/2$. Це означає, що величина згинального моменту, який виникає в поперечному перерізі пропорційна прикладеному внутрішньому тиску і зменшується до нуля з віддаленням від дефектної частини. Крім цього, як видно з рис. 5, значення згинального моменту швидше згасає зі збільшенням внутрішнього тиску. Отриманий факт знаходить широке підтвердження на практиці – стрес-корозійні тріщини в основному зароджуються поблизу поздовжніх зварних швів.

З іншого боку, отриманий результат, з врахуванням прийнятої на рис. 2 системи знаків, показує, що розглянутий дефект збільшує на зовнішній поверхні, що контактує з середовищем, існуючі номінальні колові напруження від внутрішнього тиску на ділянці, початок якої знаходиться на нижній сходинці осьової неспіввісності поздовжнього зварного шва. Одним з підтверджень отриманого результату є поздовжня тріщина довжиною 3000 мм і глибиною 5 мм, яка була знайдена на 3871,81 км прямошовної труби магістрального газопроводу «Уренгой-Помари-Ужгород» з осьовою неспіввісністю поздовжнього зварного шва (рис. 6). По колу поперечного перерізу труби тріщина розташована на нижній сходинці неспіввісності.

Звертаючись знову до даних табл. 2, бачимо, що регламентована величина зміщення поздовжніх крайок може складати $l = 0,1t$. Тоді, враховуючи $\sigma_M = 6M_0/t^2$, отримаємо, що додаткові напруження досягають 30% від номінальних напружень від тиску.

Варто зазначити, що аналогічні результати також було отримано без використання загального підходу з п.2, а лише за допомогою загального розв'язку однорідного рівняння з табл. 1 і таких граничних умов:

$$\theta_0 = 0; \nu_0 = 0; w_0 = 0; \theta(2\pi) = 0; \nu(2\pi) = 0; w(2\pi) = l. \quad (28б)$$

Таким чином, наведені в цьому розділі результати отримані вперше. І хоча отримана величина стрибка моментів є очевидною, вона використовувалась іншими дослідниками, проте характер згасання цього моменту за кутовою координатою отримано вперше. Графіки (рис. 5) демонструють, що згасання проходить дуже швидко.

5. Труба з кутовою неспіввісністю поздовжнього зварного шва. Часто при виготовленні прямошовних

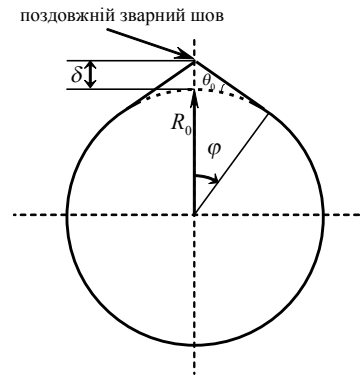


Рис. 7. Поперечний переріз труби з кутовою неспіввісністю поздовжнього зварного шва

труб виникає кутова неспіввісність поздовжнього зварного шва (рис. 7). Цей тип дефекту форми є найменш зрозумілим з точки зору аналізу та найгірш діагностованим. У стандарті API 579 [9] наведені два можливих варіанти – локальне вістря (local peaking) та глобальне вістря (global peaking). Такий поділ був початково запропонований у [17]. Локальне вістря мало на увазі чисто геометричну побудову дефекту, коли симетрично спрямлялись дві ділянки кола (див. рис 7). Глобальне вістря досягалось уявним розрізом труби по зварному шву, до країв якого симетрично прикладали згинальний момент і поздовжню силу, щоб досягти потрібного кута при нульовому взаємному розходженні цих країв.

Обидва розв'язки [17] отримували за вищезгаданим підходом С. П. Тимошенка, який є неповним і наближеним. Більше того, в глобальному розв'язку неправильно задавалась сама початкова форма, яка була отримана з цього таки розв'язку. Недоліком такого підходу є породження у дослідників хибного уявлення, що та ж сама величина кута вістря може призводити до різних величин напружень залежно від типу дефекту. Насправді величина кута вістря однозначно визначає породжене ним поле напружень. Інша справа, що при цьому може бути сама різна форма дефекту типу 1 (по всьому колу труби), що приводить до різних напружень. Більше того, фактично кутова не співвісність є узагальненням неперервно змінної форми, яка може бути подана рядом (15), розв'язок для якої дається формулами (17). Інша справа, що кількість членів у розкладі (15) має бути дуже великою. Саме так розв'язана дана задача у [18], де рекомендовано брати кількість членів у ряді до 100 і більше. Цей підхід рекомендований в API 579. Зрозуміло, що це не є раціональним і можливо є неправильним, бо хоча стрибки самих шуканих функцій можна описати неперервними базовими функціями, їхні похідні можуть бути неправильними.

Перейдемо до запропонованого розв'язку. Щоб задати початкову геометрію труби скористаємося «глобальним» підходом Земана [17]. Припустимо, що дефектна геометрія трубопроводу є наслідком розрізування ідеально круглої труби радіусом R_0 у точці з координатою $\varphi = 0$ і зміщення отриманих кінців вертикально вгору на кут θ_d . Для подальшого розв'язування використаємо вирази для геометричних характеристик поперечного трубо-

проводу з табл. 1 за умови, що $\chi^2 \rightarrow 1$, й такі граничні умови:

$$\theta_0 = \theta_d; \theta(\pi) = 0; \nu(\pi) = 0. \quad (29)$$

Розв'язавши отриману систему рівнянь, знайдемо, що додаткова кривина трубопроводу, викликана зміщенням верхніх країв на кут θ_d ,

$$\frac{1}{\rho_{add}} = \frac{M_{add}}{E'J} = -\frac{1}{R_0} \overline{\theta}_d (1 + 2 \cos \varphi), \quad \overline{\theta}_d = \frac{\theta_d}{\pi}, \quad (30)$$

де M_{add} – додатковий згинальний момент від зміщення верхніх країв.

Тоді повна кривина

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{R_0} (1 - \overline{\theta}_d (1 + 2 \cos \varphi)). \quad (31)$$

Таким чином, рівняння (8а) і (9а) наберуть вигляду:

$$\frac{dQ}{R_0 d\varphi} + \frac{N_1}{R_0} - \frac{pR_0^2 M}{E'J} = -pR_0 \overline{\theta}_d (1 + 2 \cos \varphi); \quad (32)$$

$$Q'' + \chi^2 Q = pR_0 \overline{\theta}_d 2 \sin \varphi. \quad (33)$$

Силкові компоненти частинного розв'язку \overline{S} – такі:

$$\begin{aligned} \overline{Q}(\varphi) &= \frac{pR_0 \overline{\theta}_d}{\mu^2 - 1} \sin \mu \varphi; \quad \overline{N}(\varphi) = -\frac{2pR_0 \overline{\theta}_d}{\mu^2 - 1} \cos \mu \varphi - pR_0 \overline{\theta}_d; \\ \overline{M}(\varphi) &= -\frac{2pR_0 \overline{\theta}_d}{\mu^2 - 1} \cos \mu \varphi; \end{aligned} \quad (34)$$

де $\mu = \chi$, якщо $\chi^2 > 0$ і $\mu = \sqrt{-\chi^2}$, якщо $\chi^2 < 0$.

Для випадку $\chi^2 > 0$ ($\mu = \chi$) силкові компоненти розв'язку \tilde{S} мають вигляд:

$$\begin{aligned} \tilde{Q}(\varphi) &= -pR_0 \overline{\theta}_d \frac{3\mu^2 - 1}{\mu^2(\mu^2 - 1)} \sin \mu \varphi; \\ \tilde{N}(\varphi) &= pR_0 \overline{\theta}_d \frac{3\mu^2 - 1}{\mu^2(\mu^2 - 1)} \cos \mu \varphi; \\ \tilde{M}(\varphi) &= pR_0^2 \overline{\theta}_d \frac{3\mu^2 - 1}{\mu^2(\mu^2 - 1)} \cos \mu \varphi; \end{aligned} \quad (35a)$$

для випадку $\chi^2 < 0$ ($\mu = \sqrt{-\chi^2}$) отримаємо:

$$\begin{aligned} \tilde{Q}(\varphi) &= pR_0 \overline{\theta}_d \frac{\mu^2 - 1}{\mu^2 + 1} \mu \operatorname{sh} \mu \varphi; \\ \tilde{N}(\varphi) &= pR_0 \overline{\theta}_d \frac{\mu^2 - 1}{\mu^2 + 1} \mu \operatorname{ch} \mu \varphi; \end{aligned}$$

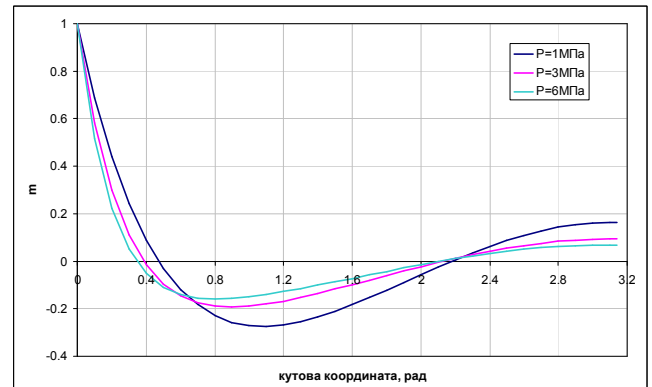


Рис. 8. Розподіл згинальних моментів по колу поперечного перерізу трубопроводу з кутовою неспіввісністю поздовжнього зварного шва за різних значень внутрішнього тиску

$$\tilde{M}(\varphi) = pR_0^2 \overline{\theta}_d \frac{\mu^2 - 1}{\mu^2(\mu^2 + 1)} \operatorname{ch} \mu \varphi; \quad (35б)$$

Співвідношення табл. 1 та вирази (34) і (35) складають повний розподіл геометричних і силових характеристик у поперечному перерізі трубопроводу з початковою кривиною (30), які будуть реалізовуватись за дії внутрішнього тиску. Для пошуку невідомих значень у точці з координатою $\varphi = 0$ використаємо такі граничні умови:

$$Q_0 = pR_0 \theta_d; \theta(\pi) = 0; \nu(\pi) = 0. \quad (36)$$

Знайдені значення геометричних і силових характеристик у точці $\varphi = 0$ дозволяють отримати розподіл всіх характеристик по колу поперечного перерізу. На рис. 8 представлено діаграми розподілу згинальних моментів за різних значень внутрішнього тиску. Вибрані значення внутрішнього тиску відповідають загальному розв'язку при $\chi^2 < 1$. Згинальний момент, який відкладений по осі ординат, нормований величиною згинального моменту в точці $\varphi = 0$ при відповідному значенні внутрішнього тиску:

$$M_0 = -pR_0^2 \theta_d f(\mu), \quad (37)$$

де $\mu = \chi$,

$$f(\mu) = \frac{\sin \mu \pi + \mu^3 \pi \cos \mu \pi - 3\mu^2 \sin \mu \pi - \mu \pi \cos \mu \pi}{\mu^2 \pi (1 - \mu^2) \sin \mu \pi},$$

якщо $\chi^2 < 0$ і $\mu = \sqrt{-\chi^2}$,

$$f(\mu) = \frac{3\mu^2 + 1 + \mu^3 \pi e^{2\mu \pi} + \mu^3 \pi + \mu \pi e^{2\mu \pi} + \mu \pi - 3\mu^2 e^{2\mu \pi} - e^{2\mu \pi}}{\mu^2 \pi (1 + \mu^2) (e^{2\mu \pi} - 1)},$$

якщо $\chi^2 > 0$.

Розподіл безрозмірного моменту $m_0 = \frac{M_0}{\theta_d E'J}$ у точці з координатою $\varphi = 0$ в залежності від величини безроз-

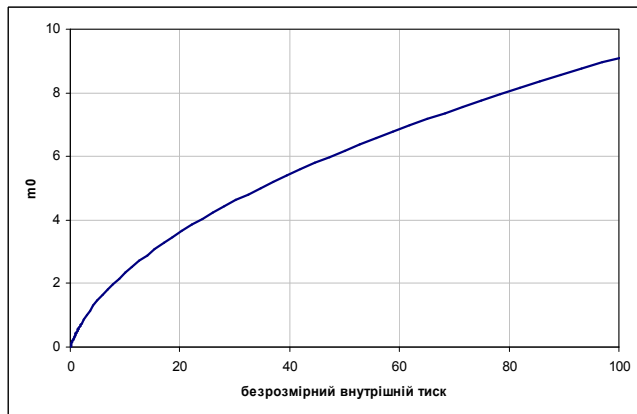


Рис. 9. Розподіл згинального моменту M_0 в залежності від безрозмірного тиску p

мірного внутрішнього тиску \bar{p} (див. (9б)) представлено на рис. 9.

$$\text{Врахувавши, що при } \chi^2 < 0 \quad p = (1 + \mu^2) \frac{E'J}{R_0^3}, \quad (37)$$

можна представити у вигляді:

$$M_0 = \frac{E'J}{R_0} \theta_d (1 + \mu^2) f(\mu). \quad (38)$$

Зрозуміло, що для заданого трубопроводу (радіус поперечного перерізу R_0 , товщина стінки t) та величини кутової неспіввісності θ_d , величина згинального моменту в (38) визначається коефіцієнтом $k(p) = (1 + \mu^2) f(\mu)$. З (38) випливає, що при зростанні внутрішнього тиску ($p \rightarrow +\infty$), або, що те ж саме, $\mu \rightarrow +\infty$ значення $k(p) \rightarrow \mu$. Тоді

$$\lim_{\mu \rightarrow +\infty} M_0 \rightarrow \frac{E'J}{R_0} \theta_d \mu \quad (39a)$$

або для напружень

$$\lim_{\mu \rightarrow +\infty} \sigma \rightarrow \frac{6E'J}{t^2 R_0} \theta_d \mu = E \frac{t \theta_d}{2R_0} \mu. \quad (39б)$$

Формула (39б) дуже зручна в застосуванні, адже множник $0.5t\theta_d / R_0$ характеризує геометрію дефекту, а множник μ – рівень навантаження, що пропорційний \sqrt{p} .

Важливим питанням характеристики поперечного перерізу трубопроводу з дефектом форми типу «кутова неспіввісність поздовжнього зварного шва» є величина значимості кутової неспіввісності θ_d . Для цього розв'яжемо задачу в геометрично лінійній постановці, тобто при $\chi^2 = 1$. Тоді, використовуючи вирази для геометричних характеристик поперечного перерізу трубопроводу з табл. 1 при умові, що $\chi^2 \rightarrow 1$ та граничні умови (36), знайдемо

$$\sigma_M = \frac{6M_0}{t^2} = \frac{pR_0}{t} \frac{\theta_d R_0}{t} \frac{12}{\pi}, \quad (40)$$

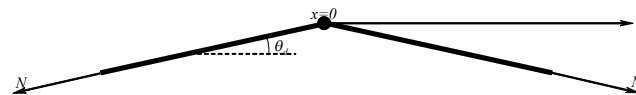


Рис. 10. Загальний вигляд балки з кутовою неспіввісністю

а це означає, що в лінійному випадку кутова неспіввісність

$$\theta_d = \frac{\pi}{12} \left(\frac{t}{R_0} \right)$$

призводить до додаткових згинальних

напружень, які за величиною рівні номінальним напруженням від внутрішнього тиску. Для трубопроводу з радіусом $R_0 = 0,71m$ і товщиною стінки $t = 0,0157m$ таке значення кутової неспіввісності складає лише $0,33^\circ$. З іншого боку, використовуючи (37), можна записати вираз для згинальних напружень. Якщо в ньому покласти,

$$\text{наприклад, що } \theta_d = \frac{\pi}{12} \left(\frac{t}{R_0} \right) \text{ і } p = 6 \text{ МПа, то отримаємо,}$$

що згинальні напруження в такому випадку складають близько 23,5% від номінальних напружень від внутрішнього тиску. Тобто коефіцієнт концентрації рівний лише 23,5% від початкового.

Співвідношення (37) є основним результатом проведених досліджень кутової неспіввісності поздовжнього зварного шва і дозволяє оцінити рівень додаткових згинальних напружень для трубопроводу при різних значеннях внутрішнього тиску p і кутової неспіввісності θ_d .

Коректність проведених розрахунків можна підтвердити на прикладі розгляду довгої балки з кутовою неспіввісністю θ_d (рис. 10), на кінцях якої прикладена сила розтягу N . Математична модель для такої задачі описується рівнянням для балки при поздовжньо-поперечному згині:

$$Q'' - k^2 Q = 0, \quad (41)$$

де $k^2 = \frac{N}{E'J}$; $Q = Q(x)$ – перерізувача сила; x – поздовжня координата.

Розв'язок рівняння (41) подамо у вигляді

$$Q(x) = A e^{-kx} + B e^{kx}, \quad (42)$$

де A, B – деякі константи. Зважаючи на те, що розв'язок (42) повинен затухати з віддаленням від точки $x = 0$, співвідношення (42) з використанням умови $Q(x = 0) = Q_0$ запишеться у вигляді

$$Q(x) = Q_0 e^{-kx}. \quad (43)$$

Тоді згинальний момент

$$M(x) = -\frac{Q_0}{k} e^{-kx}. \quad (44a)$$

За рахунок наявності кутової неспіввідповідності у точці $x = 0$ перерізувача сила подається як $Q_0 = N\theta_d$.

Якщо припустити, що $N = pR_0$, то

$$M_0 = M(x=0) = -\frac{pR_0\theta_d}{k} \quad (44б)$$

або, враховуючи, що $k = \frac{1}{R_0} \sqrt{1 + \mu^2} \left(\mu = \sqrt{-\chi^2} \right)$:

$$M_0 = -\frac{pR_0^2\theta_d}{\sqrt{1 + \mu^2}}. \quad (44в)$$

Порівнюючи (39а) і (44в), бачимо, що при великих значеннях μ вони перетворюються в однакові рівності, що підтверджує коректність наших досліджень з аналізу напруженого стану трубопроводів з кутовою неспіввідповідністю поздовжнього зварного шва.

Слід зазначити, що в літературних джерелах існують моделі для аналізу дефектів типу кутової неспіввідповідності і для прямих пластин. Так, у [19] розглядаються додаткові напруження, які виникають у пластинах з кутовою неспіввідповідністю і приводяться прямопропорційні залежності додаткових напружень від сили, прикладеної на кінцях пластини, що суперечить, отриманим нами результатам (у нас пропорційно кореню квадратному з навантаження).

Висновки. Основним результатом статті є розроблення загального підходу до аналізу напруженого стану трубопроводів з дефектами форми, що є важливим для формування вимог на виготовлення труб та розрахунку безпеки дефектів форми, що виникли в процесі експлуатації трубопроводів.

Розроблений підхід полягає у побудові загальних розв'язків для геометричних і силових характеристик поперечного перерізу з врахуванням геометричної нелінійності як суми загального розв'язку однорідного диференціального рівняння для трубопроводу як кільця та загального частинного розв'язку неоднорідного рівняння, який залежить від типу дефекту форми трубопроводу. Особливістю такої структури розв'язку є незмінність загального розв'язку однорідного рівняння при різних типах дефектів форми труби.

За допомогою розробленого методу проаналізовано напружений стан трубопроводу з деякими дефектами форми, які регламентовані технічними умовами на виготовлення трубопроводів: некруглість поперечного перерізу, осьова та кутова неспіввідповідність поздовжнього зварного шва. В результаті проведеного аналізу отримано розподіли додаткових напружень по колу поперечного перерізу при фіксованих значеннях внутрішнього тиску трубопроводу та їх залежності від внутрішнього тиску в точках максимальних значень напружень.

Отримано, що для дефекту типу некруглості форми поперечного перерізу при зростанні внутрішнього тиску додаткові напруження прямують до деякої асимптотичної величини, яка залежить лише від геометричних параметрів трубопроводу. Для такого типу дефекту обов'язковим є врахування геометричної нелінійності, оскільки розв'яз-

ки в геометрично лінійній постановці можуть давати істотно спотворені результати.

Що стосується дефектів типу осьової неспіввідповідності поздовжнього зварного шва, то такі дефекти взагалі не аналізуються у відомих нормативних документах. Згідно з проведеними нами розрахунками додаткові напруження, які виникають у трубопроводах з осьовою неспіввідповідністю поздовжнього зварного шва, пропорційні прикладеному внутрішньому тиску. Відповідно до регламентованих вітчизняними технічними умовами параметрів осьової неспіввідповідності значення додаткових напружень можуть досягати 30% від номінальних напружень від внутрішнього тиску.

Дефекти типу кутової неспіввідповідності аналізуються, наприклад, в документі API 579, згідно з яким додаткові напруження пропорційні величині максимального відхилення форми поперечного перерізу від круглої форми. Однак, проведений нами аналіз показує, що додаткові напруження для такого випадку пропорційні величині кутової неспіввідповідності.

Література

1. СНиП 2.05.06-85 Магистральные трубопроводы. Строительные нормы и правила. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1985. – 52 с.
2. Бородавкин П.П., Синюков А.М. Прочность магистральных трубопроводов. – М.: Недра, 1984, 245с.
3. Айнбиндер А. и др. Прочностные критерии в американских нормах проектирования нефтегазопроводов и их сопоставление с критериями российских норм СНиП 2.06.06-85 // Газовая промышленность. – 1994. – №2. – С.31-34.
4. Айнбиндер А.Б. Расчет магистральных и промышленных трубопроводов на прочность и устойчивость/Справ. Пособие. – М.: Недра, 1991. – 287с.
5. Айнбиндер А.Б., Камерштейн А.Г. Расчет магистральных трубопроводов на прочность и устойчивость. Справочное пособие. – М.: Недра, 1982. – 341с.
6. Edgar I. Cote, James Ferguson, Nauman Tehsin. Statistical Predictive Modelling: A Methodology to Prioritize Site Selection for Near-Neutral pH Stress Corrosion Cracking. IPC2010-31646.
7. ASME B31.8-1992 EDITION. Gas transmission and distribution piping systems. –1992. – 83р.
8. ASCE. Guidline for the design of buried steel pipe. – 2001. – 76р.
9. API 579. Fitness-for-service. – 2000. – 872р.
10. Орыняк И.В., Радченко С.А. Аналитическое решение задачи Бразье для тонкостенных труб с начальным несовершенством формы поперечного сечения при действии давления // Пробл. прочности. – 2008. – №3. – С.100–123.
11. Оруняк И.В., Яковлева Ye.S. Application of the crack compliance method to long axial cracks in pipes with allowance for geometrical nonlinearity and shape imperfections (dents) // Engng. Fract. Mech., 2008, V.75, N14, p.4052-4065
12. Труби сталеві електрозварені прямошовні експандовані діаметром 711-1220 мм для магистральних

газонафтопроводів. ТУ У 27.2-00191135-016:2007. Введені в дію з 21.08.2007.

13. Шталеєв Б.А. Формулы для расчета колец. Вестник машиностроения. 1956. №6.

14. Lotsberg I. Stress concentration factors at welds in pipelines and tanks subjected to internal pressure and axial force. Marine Structures 21 (2008) p.138–159.

15. Xue J., Hoo Fatt M.S. Buckling of a non-uniform, long cylindrical shell subjected to external hydrostatic pressure Engineering Structures 24 (2002) p.1027–1034.

16. Тимошенко С.П. Теория стержней, пластин и оболочек. – М.: Наука, 1971. – 807с.

17. Zeman, J.L. On the Problem of Angular Misalignment at Longitudinal Weld Joints of Cylinder Shells // International Journal of Pressure Vessels & Piping, 58, 1994, p. 179-184.

18. Ong L.S., Hoon K.H. Bending Stresses at Longitudinal Weld Joints of Pressurized Cylindrical Shells Due to Angular Distortion // Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 118, ASME, August, 1996, pp. 369-373.

19. Recommendations for fatigue design of welded joints and components // IIW XIII-1539-96/XV-845-96-117p.

Отримана 10.05.11

I. Oryniak¹, I. Lohman², A. Bogdan¹

Using the rings model for analysis of stresses in the pipeline with defects form

¹Institute for Problems of Strength of G. S. Pisarenko of National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv;
²State Company «Ukrtransgaz», Kyiv

Paper is devoted to calculating the local stress state of pipelines with defects of cross section shape, which are regulated by domestic and foreign standard for pipe manufacture: axial and angular misalignment of longitudinal weld; non-circular shape of pipe cross-section. For the solution of the problem a general approach to the analysis of the stress state of pipelines with defects of shape is developed. Using the developed approach an assessment of the value of additional stresses depending on the level of the applied internal pressure of allowable defects of shape is made and distribution of stresses in a circle cross-section of the pipeline is found. Obtained results are important as for development requirements for the manufacture of pipes as for the calculation hazards of shape defects arising in the operation of pipelines.

Дирорнація

8-th EUROPEAN SOLID MECHANICS CONFERENCE

9 July 2012 – 13 July 2012

Graz, Austria

The first European Solid Mechanics Conference (ESMC) was held in Munich in 1991. This very successful conference initiated a tri-annual series with subsequent conferences held in Genova, Stockholm, Metz, Thessaloniki, Budapest and Lisbon. The 8th European Solid Mechanics Conference will take place at the Grazer Congress, under the auspices of EUROMECH, during July 9-13, 2012. The aim of the ESMC is to provide a forum for scientists and engineers to exchange ideas on the current state-of-the-art in the mechanics of solids, on new concepts and ideas and to identify important new directions for research.

We invite you to participate in this conference and to contribute to any topic of your scientific interest. The General (contributed) Sessions for this conference have been organized into seven main areas:

Continuum Mechanics
Material Mechanics
Computational Mechanics
Multifield Problems
Structural Mechanics
Experimental Mechanics
Dynamics

In addition, Mini-Symposia will be organized in a range of specialized topics.

Two joint **EUROMECH-ECCOMAS** mini-symposia on

“**Science and Technology of Composites Manufacturing Processes**” and
“**Virtual Testing of Composites**”

will be organized during the Conference.

Contact:

Prof. G.A. Holzapfel

E-mail: holzapfel@tugraz.at