

Пружна взаємодія обсадної труби і муфти у конічному різьбовому з'єднанні з ущільненням

Ігор Палійчук

*Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу,
м. Івано-Франківськ, Україна*

I. ВСТУП

Надійне забезпечення енергоресурсами є основою зміцнення економічної безпеки України. Для цього необхідні зростання обсягів та інтенсифікація видобування енергетичної сировини за рахунок збільшення глибин буріння, спорудження похилоскерованих і горизонтальних свердловин. Ефективність і безпека експлуатації нафтових і газових свердловин у складних гірничо-технічних умовах залежить від міцності та надійності обсадних колон. Це потребує удосконалення їх конструкцій і технологій виготовлення, зокрема, їх муфтових різьбових з'єднань з ущільненням, які широко застосовують у світовій практиці. За стандартом [1, 2] різьби і ущільнення є конічними.

При згвинчуванні конічного різьбового з'єднання труба розтискає муфту, а муфта пружно стискає трубу. Завдяки цьому на їх поверхнях утворюється щільний контакт і виникає контактний тиск, що забезпечує міцність з'єднання у різьбі та герметичність в ущільненні. Зовнішні поверхні нарізаного кінця труби мають більші радіуси, ніж внутрішні поверхні муфти. Після згвинчування з'єднань це утворює пружні радіальні натяги в ущільненні Δ_1 і у різьбі Δ_3 [3, 4, 5, 6], від яких залежать необхідні величини контактних тисків.

При виготовленні (нарізанні) поверхонь труби і муфти виникають допустимі осьові відхилення їх розмірів. Це призводить до розсіювання величин радіальних натягів і контактних тисків у з'єднаннях, що впливає на їх міцність і герметичність. Внаслідок допустимого стандартом розсіювання натягу Δ_1 найбільший і

найменший контактні тиски в ущільненні можуть відрізнятись більш як у 6 разів навіть для однакових типорозмірів муфти і труби [7].

Муфтові з'єднання мають різні ділянки різної товщини і відповідної жорсткості (зокрема, канавки між різьбою і ущільненням, збіги різьби). Ці ділянки з'єднані між собою в одне ціле – тіло муфти чи різьбової частини труби, і тому їх деформації впливають одні на одних. Оскільки радіальні натяги в ущільненні і у різьбі не однакові, а товщини стінок на ділянках відрізняються, то при згвинчуванні вони отримують різні радіальні зміщення. Це призводить до осьових згинальних деформацій та поворотів стінок на суміжних ділянках. Тому контактні тиски в ущільненні і у різьбі стають змінними вздовж осі.

Для врахування нерівномірного розподілу вигинів стінок обсадних труб і муфт вздовж ділянок у з'єднанні застосовують моментну теорію циліндричних оболонок під дією осесиметричного навантаження [3, 4, 5, 6]. В її основу покладено розв'язок вихідного диференціального рівняння, яке описує деформації тонкостінного циліндра постійної товщини. При цьому радіальні зміщення u стінок ділянок муфти чи труби під дією контактного тиску P_K виражають з використанням таких формул:

$$u = \frac{P_K}{4 \cdot \beta^4 \cdot D}, \quad \beta = \sqrt[4]{\frac{3 \cdot (1 - \mu^2)}{R^2 \cdot S^2}}, \quad D = \frac{E \cdot S^3}{12 \cdot (1 - \mu^2)}, \quad (1)$$

де D – згинальна жорсткість стінки циліндричної оболонки, Н·мм;
 β – коефіцієнт приведення осьової координати, мм⁻¹.

Моментна теорія оболонок дає змогу аналізувати нерівномірність напружено-деформованого стану стінок обсадної труби і муфти та їх контактної взаємодії у з'єднаннях з натягом. Проте розроблені у вказаній літературі моделі не враховують змінні товщини і жорсткості стінок вздовж різних ділянок та вигини проміжних ділянок з'єднання.

Згинальний момент у стінці труби залежить від її деформацій з коефіцієнтом D , тому він пропорційний кубу її товщини. Внаслідок різних натягів в ущільненні і різьбі з'єднання у стінці проміжної канавки виникає такий момент, і він впливає на вигини та контактний

тиск в ущільненні. Оскільки її товщина може змінюватись у 1,25... 1,45 рази, то згинальний момент тут може відрізнятись у 2...3 рази при одних і тих же умовах згвинчування [7].

Відомі дослідження напружено-деформованого стану муфтових з'єднань обсадних труб також використовують спрощені методи розрахунків на основі формул Ламе, які не враховують осьові вигини стінок, або моментної теорії довгих циліндрів постійної товщини, які не розкривають механізм складної взаємодії різних ділянок муфти і труби у з'єднанні та утворення контактного тиску.

Таким чином, актуальною задачею залишається розроблення аналітичної моделі напружено-деформованого стану муфтового з'єднання обсадних труб з вузлом ущільнення, яка адекватно враховує вигини стінок з'єднання зі змінною товщиною і нерівномірний розподіл контактних тисків на його ділянках.

II. МЕХАНІЗМ ДЕФОРМУВАННЯ ОСЕСИМЕТРИЧНОЇ ОБОЛОНКИ З ЛІНІЙНО ЗМІННОЮ ТОВЩИНОЮ СТІНКИ

Геометричні розміри з'єднань обсадних труб і муфт з ущільненням визначені стандартом [1, 2]. Після згвинчування труба впирається у торець ущільнення і займає визначене осьове положення відносно осі симетрії з'єднання, яку прийнято за початок координат (рис. 1). У з'єднанні визначено 6 ділянок, які відрізняються конструктивними параметрами. Формули їх розрахунку подано у табл. 1.

Кожна ділянка муфти і труби утворена конічною та циліндричною поверхнями (рис. 1). Рівняння конічної поверхні (рис. 2) таке

$$R_X = 0,5 \cdot d_A \pm \operatorname{tg} \varphi \cdot (X - X_A), \quad (2)$$

де R_X – радіус поверхні, який визначається координатою X , мм;
 d_A – діаметр поверхні у заданому перетині A з координатою X_A , мм;
знак "мінус" приймають, якщо R_X зменшується при збільшенні X .

Формули розрахунку геометричних параметрів ділянок з'єднання зведені у табл. 2. Товщина стінки S дорівнює різниці радіусів зовнішньої і внутрішньої поверхонь, а радіус R серединної поверхні – їх середньому значенню.

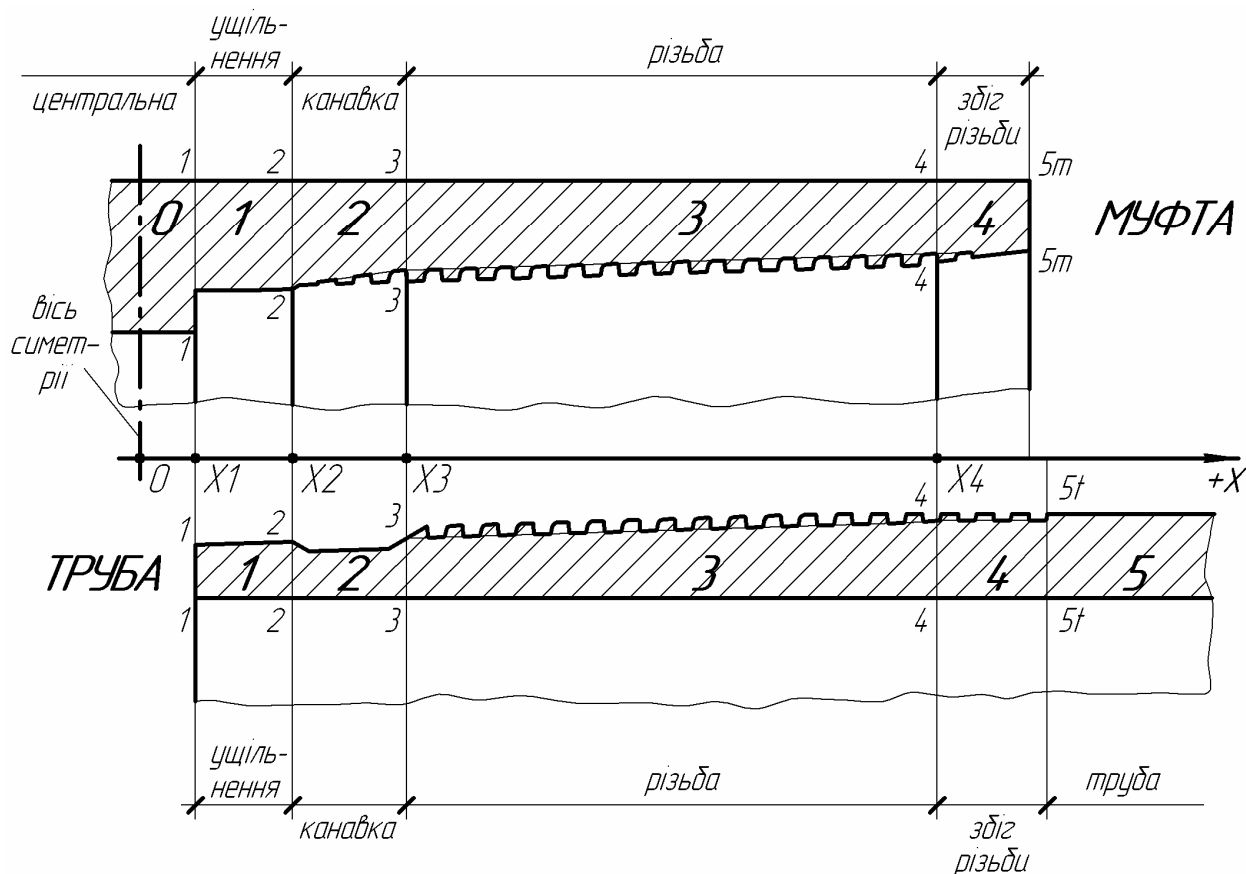


Рисунок 1 – Схема розміщення ділянок у з'єднанні муфти і труби

Таблиця 1 – Визначення ділянок муфтового з'єднання труб (рис. 1)

Параметри ділянки	№ ділянки та перетину початку ділянки					
	0	1	2	3	4	5
Назва ділянки	центральна	уцільнення	канавка	різьба	збіг різьби	труба
особливості ділянки	у труби відсутня	контактна конічна поверхня; торець труби вільний	вільна (неконтактна)	контактна різьбова конічна поверхня	вільна (неконтактна); торець муфти вільний	у муфти відсутня
ордината початкового перетину	0	$X_1 = \frac{1}{2}L_M^* - L_1^*$	$X_2 = X_1 + 14^*$	$X_3 = X_1 + 29^* + 1^*$	$X_4 = \frac{1}{2}L_M^* - 14^*$	у муфти $X_{m5} = \frac{1}{2}L_M^*$; у труби $X_{t5} = X_1 + L^*$
довжина ділянки	$L_0 = 2 \cdot X_1$	$L_1 = X_2 - X_1$	$L_2 = X_3 - X_2$	$L_3 = X_4 - X_3$	у муфти $L_{m4} = X_{m5} - X_4$; у труби $L_{t4} = X_{t5} - X_4$	у труби нескінчена
ордината перетину основної площини	–	$X_{yn} = \frac{1}{2}L_M^* - l_1^*$	–	у муфти $X_{mBH} = X_{m5} - 22^*$; у труби $X_{tBH} = X_1 + l^*$	–	–

Примітка: * – позначення і розміри встановлені стандартом [2].

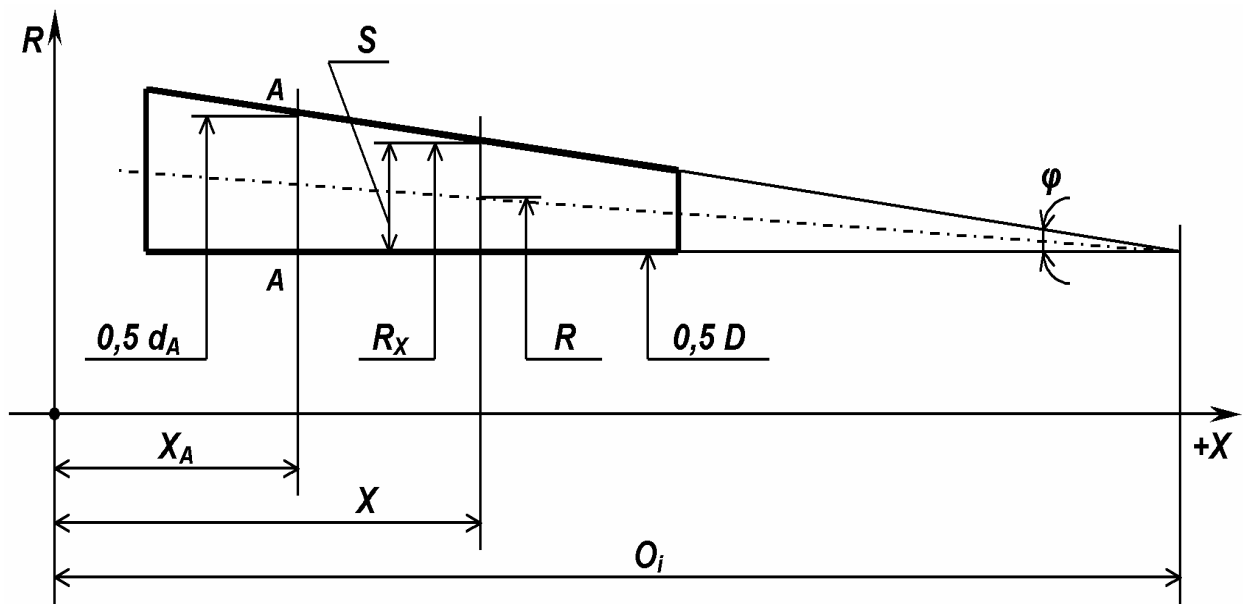


Рисунок 2 – Узагальнена схема i -тої ділянки муфти чи труби з лінійно змінною товщиною

Таблиця 2 – Розрахунок геометричних параметрів з'єднання (рис. 1)

№ ділянки	Рівняння твірної лінії вихідної поверхні	Товщина S стінки	Радіус R серединної поверхні	Координата O_i "нуля" (вершини) ділянки
Муфти	0	$\frac{1}{2}(D_M^* - d_M^*)$	$\frac{1}{4}(D_M^* + d_M^*)$	–
	1	$R_{yn} = \frac{1}{2}d_{yn}^* + (X - X_{yn}) \cdot \operatorname{tg} \varphi$	$\frac{1}{2}D_M^* - R_{yn}$	$X_{yn} + (D_M^* - d_{yn}^*)/K^*$
	2	$R_{mBH} = \frac{1}{2}d_{BH}^* + (X - X_{mBH}) \cdot \operatorname{tg} \varphi$	$\frac{1}{2}D_M^* - (R_{mBH} + 0,8 \cdot h_1^*)$	$X_{mBH} + (D_M^* - d_{BH}^* - 2 \cdot 0,8 \cdot h_1^*)/K^*$
	3		$\frac{1}{2}D_M^* - (R_{mBH} + 0,5 \cdot h_1^*)$	$X_{mBH} + (D_M^* - d_{BH}^* - 2 \cdot 0,5 \cdot h_1^*)/K^*$
4		$\frac{1}{2}D_M^* - (R_{mBH} + h_1^* + 0,4^*)$	$X_{mBH} + (D_M^* - d_{BH}^* - 2 \cdot (h_1^* + 0,4^*))/K^*$	
Труби	1	$R_K = \frac{1}{2}d_2^* - t_1^{**}$	$t_1^{**} + (x - X_1) \cdot \operatorname{tg} \varphi$	$X_1 - t_1^{**} / \operatorname{tg} \varphi$
	2		$t_2^{**} + (x - X_2) \cdot \operatorname{tg} \varphi$	$X_2 - t_2^{**} / \operatorname{tg} \varphi$
	3	$R_{tBH} = \frac{1}{2}d_{BH}^* + (X - X_{tBH}) \cdot \operatorname{tg} \varphi$	$R_{tBH} - \frac{1}{2}d^* + 0,5 \cdot h_1^*$	$X_{tBH} - (\frac{1}{2}(d_{BH}^* - d^*) + 0,5 \cdot h_1^*) / \operatorname{tg} \varphi$
	4		$R_{tBH} - \frac{1}{2}d^* + 0,2 \cdot h_1^*$	$X_{tBH} - (\frac{1}{2}(d_{BH}^* - d^*) + 0,2 \cdot h_1^*) / \operatorname{tg} \varphi$
	5	–	s^*	–

Примітки: * – позначення і розміри встановлені стандартом [2];

** – товщина стінки труби на початку ділянки (варіативний параметр).

Поверхня різьби прийнята конічною і проходить посередині висоти h_1 профілю її витків [3, 4, 5]. Радіус R і товщина S є лінійними функціями від координати X .

На ділянках ущільнення 1 та канавки 2 товщини стінок труби є варіативними і задаються у початковому перетині. За стандартом [2] їх значення визначаються формулами (мм)

$$t_1 = s - 0,5 \cdot (D - d_2), \quad t_2 = t_1 + 14 \cdot \operatorname{tg} \varphi - 0,25 = t_1 + 0,2, \quad (3)$$

де t_1 і t_2 – товщина стінок на початку ділянок відповідно 1 і 2;

14 мм – ширина ущільнювального конуса;

0,25 мм – глибина канавки відносно ущільнення.

Кожна ділянка лінійно змінної товщини геометрично має перетин, який називають її вершиною або "нулем", де конічна і циліндрична поверхні перетинаються, а товщина рівна нулю (рис. 2). За формулою (2) отримуємо координату O_i вершини

$$O_i = X_A \pm \frac{d - d_A}{K} = X_A \pm \frac{S_A}{\operatorname{tg} \varphi}, \quad (4)$$

де d і d_A – діаметри відповідно циліндричної і конічної поверхонь;

K – конусність поверхні: $K = 2 \operatorname{tg} \varphi$;

знак "мінус" приймають для труби, у якої $d < d_A$.

Для кожної ділянки прийнято власну систему відліку від початку у її вершині у напрямку збільшення товщини. Тоді власна координата x – це відстань від "нуля" ділянки до перетину x (рис. 2), а товщина S і жорсткість стінки на згин D є функціями від x [8, 9, 10, 11, 12]

$$S = x \cdot \operatorname{tg} \varphi, \quad D = \frac{E \cdot S^3}{12(1 - \mu^2)} = \frac{E \cdot \operatorname{tg}^3 \varphi}{12(1 - \mu^2)} \cdot x^3. \quad (5)$$

Загальна і власні системи координат зв'язані між собою координатою O_i вершини кожної ділянки (табл. 2). Зміна товщини S по довжині ділянки пропорційна ухилу $\operatorname{tg} \varphi = 1/32$, а зміна її середнього радіуса R – удвічі менша: $0,5 \cdot \operatorname{tg} \varphi = 1/64$.

Механізм утворення пружного з'єднання муфти і труби наступний [13, 14, 15]. У роз'єднаному стані радіуси контактних поверхонь труби більші за відповідні радіуси муфти на величину

радіального натягу Δ_1 в ущільненні і Δ_3 у різьбі. При згвинчуванні труба розтискає муфту, яка у свою чергу стискає трубу. Тому на їх контактних поверхнях утворюються контактні тиски: P_1 в ущільненні, P_3 у різьбі (рис. 3), від чого радіус муфти збільшується, а труби – зменшується.

У свердловині діють експлуатаційні чинники: внутрішній P_V і зовнішній P_Z тиски (рис. 3), які впливають на напружено-деформований стан обсадної колони і її муфтових з'єднань. Внутрішній тиск P_V діє зсередини і збільшує радіус ділянок труби, тому фактичні натяги і контактні тиски P_1 і P_3 у з'єднанні зростають. Зовнішній тиск P_Z діє на муфту і зменшує її радіус, від чого натяги і тиски на контактних ділянках теж збільшуються.

Кожна ділянка на краях обперта на суміжні ділянки з іншими умовами навантаження, змінними товщинами і жорсткістю стінок (рис. 3). Усі ділянки з'єднані між собою і впливають одна на одну внаслідок їх різних деформацій. Тому їх стінки отримують вигини і неоднакові вздовж осі радіальні зміщення. Отже, контактні тиски у з'єднанні формуються у результаті згвинчування з натягами та дії експлуатаційних тисків: внутрішнього P_V і зовнішнього P_Z .

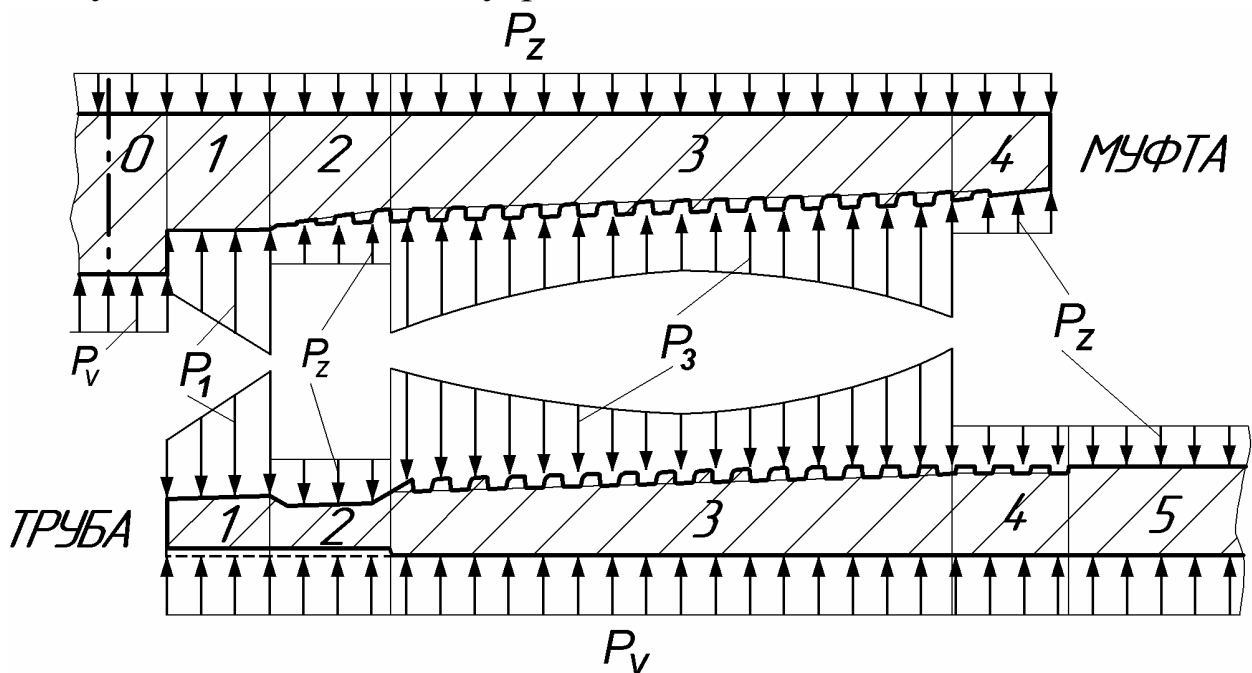


Рисунок 3 – Схема взаємодії ділянок муфти і труби у з'єднанні внаслідок навантаження розподіленими тисками (експлуатаційні тиски: P_V – внутрішній, P_Z – зовнішній; контактні тиски: P_1 – в ущільненні, P_3 – у різьбі)

Незважаючи на рівномірні геометричні натяги Δ_1 і Δ_3 , задані в ущільненні і у різьбі, у з'єднанні виникають нерівномірні радіальні деформації (вигини) стінок муфти і труби. Це змінює натяг Δ_1 в ущільненні, щільність прилягання його контактних поверхонь та прямо впливає на герметичність з'єднання.

На рис. 4 показано загальний випадок деформованої i -тої ділянки муфти чи труби. Її довжина L_i обмежена крайовими перетинами, в яких вона обперта на суміжні ділянки (тобто ці ділянки з'єднані між собою і впливають одна на одну внаслідок різних їх жорсткостей, умов навантаження та деформацій). На ділянку ззовні та зсередини діють розподілені тиски, які приводяться до серединної поверхні стінки [5, 16]. Приведений тиск $P(x)$ є осесиметричним і є змінним по довжині (функцією від координати x).

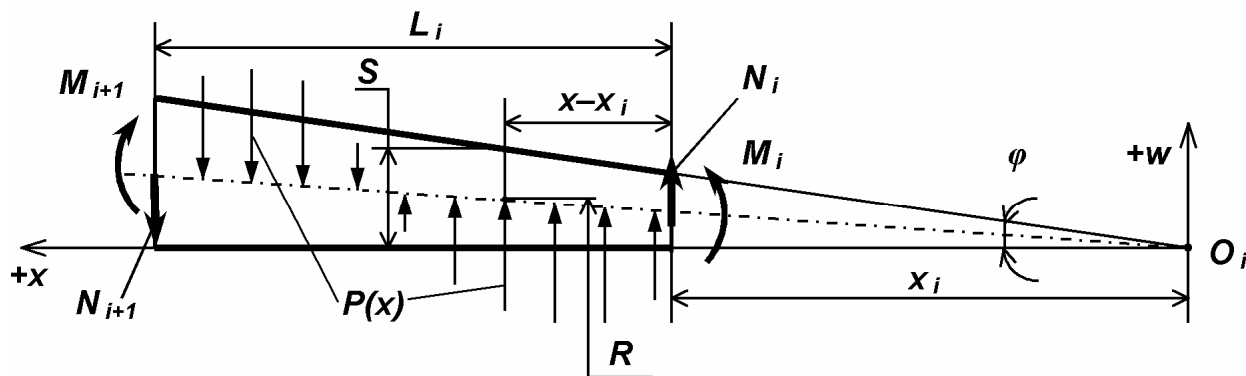


Рисунок 4 – Узагальнена розрахункова схема навантаження стінки i -тої ділянки муфти чи труби з лінійно змінною товщиною ($P(x)$ – розподілений тиск, приведений до серединної поверхні; у крайових перетинах: M – згинальний момент, N – поперечна (перерізуюча) сила)

Внаслідок обпирання та дії тиску стінка ділянки осесиметрично деформується (вигинається), а її серединна поверхня отримує радіальні зміщення $w(x)$, додатні у напрямку збільшення радіуса. Прирости $w(x)$ серединного радіуса змінні вздовж осі і є функцією від координати x . Функцію $w(x)$ знаходять з основного диференційного рівняння моментної теорії 4-го порядку зі змінними коефіцієнтами [17, 18]

$$\frac{1}{\rho^4} \cdot \frac{1}{x} \cdot \frac{d^2}{dx^2} \left(x^3 \cdot \frac{d^2 w}{dx^2} \right) + w(x) = \frac{R^2}{E \cdot \operatorname{tg} \varphi} \cdot \frac{P(x)}{x}, \quad (6)$$

$$\text{де } \rho = \sqrt[4]{\frac{12 \cdot (1 - \mu^2)}{R^2 \cdot \text{tg}^2 \varphi}}, \quad y = 2\rho \cdot \sqrt{x}. \quad (7)$$

Розв'язком однорідного рівняння (6), коли права частина рівна нулю, є лінійна комбінація похідних функцій Бесселя нульового порядку [17, 18]

$$w = \frac{1}{\sqrt{x}} \cdot (C_1 \cdot \text{ber}'y + C_2 \cdot \text{bei}'y + C_3 \cdot \text{ker}'y + C_4 \cdot \text{kei}'y), \quad (8)$$

де $C_1 \dots C_4$ – сталі інтегрування (визначають за крайовими умовами);
 $\text{ber } y, \text{ bei } y$ – дійсна і уявна частини функції Бесселя першого роду;
 $\text{ker } y, \text{ kei } y$ – дійсна і уявна частини модифікованої функції Бесселя другого роду;

' (штрих) – позначає диференціювання по аргументу y .

Крім радіальних деформацій w (8), напружено-деформований стан стінки у перетині x характеризують ще такі осесиметричні параметри: v – кут повороту перетину, M – згинальний момент, N – поперечна (перерізуюча) сила [5, 16, 17, 18]. Їх визначають із (8) за похідними

$$v = \frac{dw}{dx} = -\frac{\sqrt{x}}{2x^2} \left(C_1(2 \text{ber}'y + y \text{bei}y) + C_2(2 \text{bei}'y - y \text{ber}y) + \right. \\ \left. + C_3(2 \text{ker}'y + y \text{kei}y) + C_4(2 \text{kei}'y - y \text{ker}y) \right), \quad (9)$$

$$M = D \frac{d^2w}{dx^2} = \frac{E \cdot \text{tg}^3 \varphi}{12 \cdot (1 - \mu^2)} \cdot \frac{\sqrt{x}}{4} \left(C_1(4(2 \text{ber}'y + y \text{bei}y) - y^2 \text{bei}'y) + \right. \\ \left. + C_2(4(2 \text{bei}'y - y \text{ber}y) + y^2 \text{ber}'y) + \right. \\ \left. + C_3(4(2 \text{ker}'y + y \text{kei}y) - y^2 \text{kei}'y) + \right. \\ \left. + C_4(4(2 \text{kei}'y - y \text{ker}y) + y^2 \text{ker}'y) \right), \quad (10)$$

$$N = \frac{dM}{dx} = \frac{E \text{tg}^3 \varphi}{12(1 - \mu^2)} \frac{\rho^2 \sqrt{x}}{2} \left(C_1(2 \text{bei}'y - y \text{ber}y) - C_2(2 \text{ber}'y + y \text{bei}y) + \right. \\ \left. + C_3(2 \text{kei}'y - y \text{ker}y) + C_4(2 \text{ker}'y + y \text{kei}y) \right) \quad (11)$$

Чисельний розрахунок функцій Бесселя та їх похідних, які містяться у виразах (8-11), проводимо у середовищі програмування MATLAB. Це дає змогу визначити усі параметри w, v, M, N напружено-деформованого стану кожної ділянки муфти та труби зі стінкою лінійно змінної товщини у будь-якому перетині з координатою x (зокрема, у крайових перетинах).

III. МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ДЕФОРМАЦІЙ І КОНТАКТНИХ ТИСКІВ НА ДІЛЯНКАХ З'ЄДНАННЯ З НАТЯГОМ

Параметри (8-11) отримано з розв'язку однорідного рівняння (6), де $P(x)=0$. Вони описують вигини стінки, зумовлені лише обпиранням, тобто тільки від сукупності параметрів w_i, v_i, M_i, N_i , які діють на i -ту ділянку у крайових перетинах з боку суміжних ділянок (рис. 4).

Далі вирішена задача знаходження пружних деформацій $w^*(x)$ цієї ж ділянки від дії розподіленого тиску $P(x)$, які задовільняють основне рівняння (2.5) з ненульовою правою частиною, що містить $P(x)$. Вони описують дію осесиметричного тиску $P(x)$ на стінку ділянки з лінійно змінною товщиною. Вираз цих деформацій $w^*(x)$ залежить від фізичної природи розподіленого тиску $P(x)$, який може бути тиском рідини чи газу або контактним тиском.

У свердловині на муфтове з'єднання обсадних труб діє тиск P_0 рідини чи газу. Його можна вважати постійним по довжині з'єднання, яка є незначною порівняно з довжиною труби. Для рівняння (6) знаходимо частинний розв'язок у вигляді його правої частини [11, 17]

$$w_0 = \frac{R^2}{E \cdot \operatorname{tg} \varphi} \cdot \frac{P_0}{x}. \quad (12)$$

Величина w_0 показує радіальне зміщення (зміну радіуса) стінки під дією постійного тиску P_0 . Змінна товщина спричинює у перетині x стінки поворот v_0 і згинальний момент M_0 , які отримуємо за моментною теорією (9-11) диференціюванням (12) з врахуванням (5):

$$\begin{aligned} v_0 = \frac{dw_0}{dx} &= -\frac{R^2}{E \cdot \operatorname{tg} \varphi} \cdot \frac{P_0}{x^2}, & \frac{d^2 w_0}{dx^2} &= \frac{R^2}{E \cdot \operatorname{tg} \varphi} \cdot \frac{2P_0}{x^3}, \\ M_0 = D \cdot \frac{d^2 w_0}{dx^2} &= \frac{2P_0}{\rho^4}, & N_0 = \frac{dM_0}{dx} &= 0. \end{aligned} \quad (13)$$

Знайдений частинний розв'язок (12-13) задовільняє вихідне рівняння (6). У сумі з однорідним розв'язком (8-11) він повністю описує напружено-деформований стан ділянки муфти чи труби зі стінкою лінійно змінної товщини внаслідок обпирання у крайових

перетинах та дії постійного тиску P_0 .

Тиск рідини чи газу залишається незмінним після деформування стінки муфти чи труби. На відміну від нього, контактний тиск від пружної взаємодії їх ділянок, з'єднаних з радіальним натягом, змінюється залежно від зміщення стінок. У свою чергу, величина цих зміщень залежить від жорсткості кожної стінки, особливо при змінній товщині. Але при цьому вони залишаються осесиметричними і повинні задовільняти основне рівняння (6).

Радіальні зміщення $w^*(x)$ стінок муфти і труби, які виникають від змінного контактного тиску $P(x)$ на ділянках ущільнення і різьби, знаходимо за методикою [16, 17, 18] аналогічно до (12). Вони теж мають вигляд правої частини основного диференційного рівняння (6)

$$w^* = \frac{R^2}{E \cdot \operatorname{tg} \varphi} \cdot \frac{P(x)}{x}. \quad (15)$$

Підстановка (15) у (6) показує, що вираз (15) повністю задовільняє основне рівняння (6) тоді, коли виконується така умова

$$\frac{1}{x} \cdot \frac{d^2}{dx^2} \left(x^3 \cdot \frac{d^2}{dx^2} \left(\frac{P(x)}{x} \right) \right) = 0. \quad (16)$$

Розв'язок додаткового рівняння (16) дає загальний вираз змінного тиску $P(x)$, який виникає на з'єднаних з радіальним натягом контактних ділянках муфти і труби з лінійно змінною товщиною стінок

$$P(x) = K_1 \cdot x + K_2 \cdot x^2 + K_3 + K_4 \cdot x \cdot \ln x, \quad (17)$$

де $K_1 \dots K_4$ – сталі коефіцієнти (визначаються умовами навантаження).

За (17) і (15) одержуємо вираз радіальних зміщень w^* стінки муфти чи труби в ущільненні та різьбі під дією контактного тиску $P(x)$

$$w^* = \frac{R^2}{E \cdot \operatorname{tg} \varphi} \cdot \left(K_1 + K_2 \cdot x + K_3 \cdot \frac{1}{x} + K_4 \cdot \ln x \right). \quad (18)$$

За моментною теорією диференціюванням (18) отримано вирази

кута повороту v^* , згинального моменту M^* і поперечної сили N^*

$$v^* = \frac{dw^*}{dx} = \frac{R^2}{E \cdot \operatorname{tg} \varphi} \cdot \left(K_2 - K_3 \cdot \frac{1}{x^2} + K_4 \cdot \frac{1}{x} \right), \quad N^* = \frac{dM^*}{dx} = -\frac{K_4}{\rho^4}, \quad (19)$$

$$M^* = D \frac{d^2 w^*}{dx^2} = \frac{E x^3 \operatorname{tg}^3 \varphi}{12(1-\mu^2)} \cdot \frac{R^2}{E \operatorname{tg} \varphi} \left(K_3 \frac{2}{x^3} - K_4 \frac{1}{x^2} \right) = \frac{1}{\rho^4} (2K_3 - K_4 x). \quad (20)$$

Контактний тиск $P(x)$ за виразом (17) виникає на ділянках ущільнення і різьби. Він викликає у стінках муфти і труби зміщення w^* , поворот v^* , згинальний момент M^* , поперечну силу N^* (18-20). Вони отримані із частинного розв'язку основного рівняння (6) і описують напружено-деформований стан ділянки з вільними торцями, тобто коли їх крайові перетини є ненавантаженими чи необпертими [16, 18].

Загальний розв'язок (6), який повністю описує напружено-деформований стан стінки контактної ділянки як від крайового обпирання на суміжні ділянки, так і від дії контактної тиску, отримуємо об'єднанням (додаванням) відповідних параметрів w , v , M , N однорідного розв'язку (8-11) і частинних розв'язків (12-13; 18-20) [16, 17].

Формули зведення до серединної поверхні радіуса R_C розподілених тисків, що діють на зовнішні та внутрішні поверхні ділянок муфти і труби, тримаємо, використовуючи розв'язки задачі Ламе [4, 5, 16, 17]. Формули Ламе враховують радіальні зміщення шарів циліндра по товщині стінки. Згідно з цим зміщення w_C (приріст радіуса) серединної поверхні від дії поверхневих тисків P_V і P_Z такий

$$w_C = \frac{P_V \cdot R_V^2 - P_Z \cdot R_Z^2}{R_Z^2 - R_V^2} \cdot \frac{1-\mu}{E} \cdot R_C + \frac{(P_V - P_Z) \cdot R_V^2 \cdot R_Z^2}{R_Z^2 - R_V^2} \cdot \frac{1+\mu}{E} \cdot \frac{1}{R_C}. \quad (21)$$

Зв'язок між радіусами цих поверхонь і товщиною стінки (рис. 4)

$$R_Z = R_C + 0,5 \cdot S, \quad R_V = R_C - 0,5 \cdot S, \quad R_Z^2 - R_V^2 = 2 \cdot S \cdot R_C. \quad (22)$$

Підставивши (22) у формулу Ламе (21), приведемо її до вигляду

$$w_C = \frac{P_V \cdot R_V^2}{E \cdot S} \cdot \left(\frac{1-\mu}{2} + \frac{1+\mu}{2} \cdot \frac{R_Z^2}{R_C^2} \right) - \frac{P_Z \cdot R_Z^2}{E \cdot S} \cdot \left(\frac{1-\mu}{2} + \frac{1+\mu}{2} \cdot \frac{R_V^2}{R_C^2} \right), \quad (23)$$

Множники (23) повторюють формулу (15), яка описує радіальні зміщення серединної поверхні під дією тиску. Завдяки цьому з (15) і (23) отримаємо формули зведення зовнішнього і внутрішнього тисків до серединної поверхні

$$P_C \cdot R_C^2 = P_V \cdot R_V^2 \cdot k_V^* - P_Z \cdot R_Z^2 \cdot k_Z^*. \quad (24)$$

$$k_V^* = \frac{1-\mu}{2} + \frac{1+\mu}{2} \cdot \frac{R_Z^2}{R_C^2}, \quad k_Z^* = \frac{1-\mu}{2} + \frac{1+\mu}{2} \cdot \frac{R_V^2}{R_C^2}. \quad (25)$$

За моментною теорією тонкостінних циліндрів у виразі (15) тиск вважають прикладеним до серединної поверхні. Формула Ламе (23) для товстостінних циліндрів розраховує зміщення цієї ж поверхні, але тиски тут прикладені до внутрішньої і зовнішньої поверхонь. Підставивши формули зв'язку між радіусами поверхонь і товщиною стінки (22) у формулу Ламе (23), винесемо середній радіус R за дужки

$$w_C = \frac{P_V R^2}{E S} \cdot k_V - \frac{P_Z R^2}{E S} \cdot k_Z, \quad (26)$$

$$k_V = \left(1 - \frac{S}{2R}\right)^2 \left(\frac{1-\mu}{2} + \frac{1+\mu}{2} \left(1 + \frac{S}{2R}\right)^2 \right), \quad k_Z = \left(1 + \frac{S}{2R}\right)^2 \left(\frac{1-\mu}{2} + \frac{1+\mu}{2} \left(1 - \frac{S}{2R}\right)^2 \right). \quad (27)$$

Розрахунки за формулою Ламе (26) і за середнім радіусом (15) не будуть відрізнятися більш як на 5% за умови, що значення k_V і k_Z (27) менші за 1,05 або більші за 0,95. На рис. 5 показано залежності цих коефіцієнтів від параметра тонкостінності S/R , отримані за формулами (27). Як бачимо, умова виконується за таких співвідношень

$$S/R_V < 0,13, \quad S/R_Z < 0,16. \quad (28)$$

Отже, щоб у моментній теорії (15) врахувати стискання стінок по товщині, слід застосувати формулу Ламе у вигляді (26-27) за умови (28), яка виконується для стандартних з'єднань обсадних труб [7].

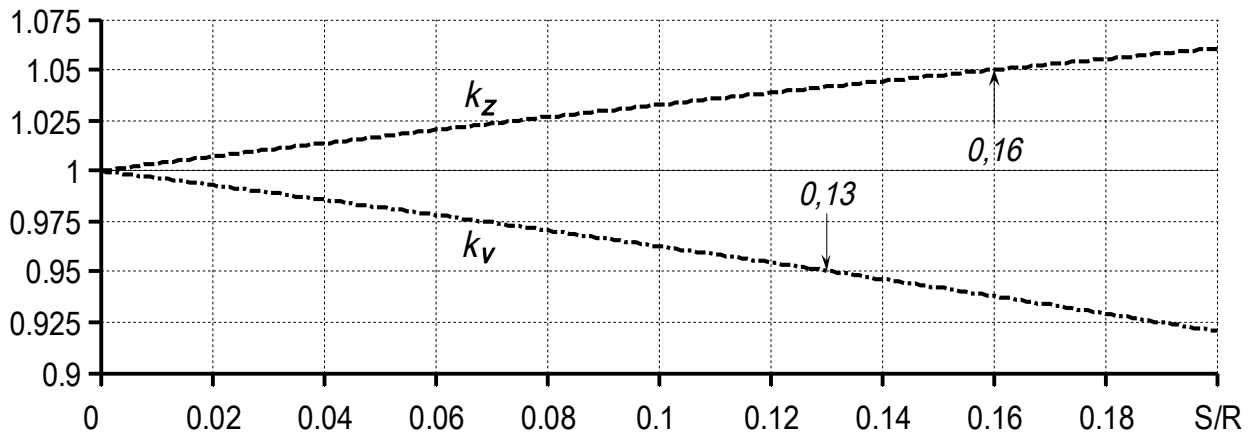


Рисунок 5 – Залежність коефіцієнтів k_v і k_z (27) від параметра тонкостінності S/R .

IV. АНАЛІТИЧНА МОДЕЛЬ ПРУЖНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ДІЛЯНОК ТРУБИ І МУФТИ У КОНІЧНОМУ РІЗЬБОВОМУ З'ЄДНАННІ З УЦІЛЬНЕННЯМ

При експлуатації обсадної колони у свердловині у стінках ділянок муфтового з'єднання виникають такі параметри w , v , M , N : – від обпирання на суміжні ділянки у крайових перетинах за (8-11)

$$\begin{cases} w = C_1 \cdot FW_1(x) + C_2 \cdot FW_2(x) + C_3 \cdot FW_3(x) + C_4 \cdot FW_4(x), \\ v = C_1 \cdot FV_1(x) + C_2 \cdot FV_2(x) + C_3 \cdot FV_3(x) + C_4 \cdot FV_4(x), \\ M = C_1 \cdot FM_1(x) + C_2 \cdot FM_2(x) + C_3 \cdot FM_3(x) + C_4 \cdot FM_4(x), \\ N = C_1 \cdot FN_1(x) + C_2 \cdot FN_2(x) + C_3 \cdot FN_3(x) + C_4 \cdot FN_4(x), \end{cases} \quad (29)$$

де $FA_j(x)$ – функції від аргумента x , згруповані за коефіцієнтами C_j ; – від контактного тиску $P(x)$ за формулами (18-20)

$$\begin{cases} w^* = K_4 \cdot PW_4(x) + K_3 \cdot PW_3(x) + K_2 \cdot PW_2(x) + K_1 \cdot PW_1, \\ v^* = K_4 \cdot PV_4(x) + K_3 \cdot PV_3(x) + K_2 \cdot PV_2, \\ M^* = K_4 \cdot PM_4(x) + K_3 \cdot PM_3, \\ N^* = K_4 \cdot PN_4, \end{cases} \quad (30)$$

де $PA_j(x)$ – функції від аргумента x , згруповані за коефіцієнтами K_j ; – від постійного тиску P_0 (внутрішнього, зовнішнього) за (12-13)

$$w_0 = P_0 \cdot PW_3(x), \quad v_0 = P_0 \cdot PV_3(x), \quad M_0 = P_0 \cdot PM_3; \quad (31)$$

– нетонкостінність ділянок, яку враховують коефіцієнтами (27).

Результуючі величини параметрів w, v, M, N визначаються для кожної ділянки як суми відповідних складових системи (29-31)

$$\begin{cases} W(x) = w + w^* + w_0, & M(x) = M + M^* + M_0, \\ V(x) = v + v^* + v_0, & N(x) = N + N^*. \end{cases} \quad (32)$$

Функції $FA_j(x)$ і $PA_j(x)$ системи (29-31) та сумарні параметри (32) можна обчислити у середовищі програмування MATLAB. Але постає задача розробити методику визначення невідомих коефіцієнтів $C_1...C_4$ і $K_1...K_4$ за крайовими умовами та умовами навантаження кожної ділянки. Ці коефіцієнти мають конкретні та постійні значення вздовж кожної ділянки для комплексу умов, які на ній склалися і визначили напружено-деформований стан (29-32).

Принцип сумісності деформацій [16, 17] описує фізичний механізм утворення крайових вигинів стінок, а саме: стінки у крайових перетинах на стику двох ділянок залишаються нерозривними (суцільними, неперервними). Звідси слідує умова рівноваги перетинів: результуючі параметри W, V, M, N кожної з двох суміжних ділянок у їх спільних перетинах рівні між собою.

Параметри позначено індексами: перший i вказує номер ділянки, другий j – номер суміжної ділянки, на яку i -та оберта: $j=i\pm 1$. Із (32) за умовою рівноваги отримана система рівнянь, лінійних відносно коефіцієнтів $C_1...C_4$ та $K_1...K_4$:

$$\begin{cases} W_i(x_{i,j}) = W_j(x_{j,i}), \\ V_i(x_{i,j}) = V_j(x_{j,i}), \\ M_i(x_{i,j}) = M_j(x_{j,i}), \\ N_i(x_{i,j}) = N_j(x_{j,i}), \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} w_{i,j} + w_{i,j}^* - w_{j,i} - w_{j,i}^* = w_{0j,i} - w_{0i,j}, \\ v_{i,j} + v_{i,j}^* - v_{j,i} - v_{j,i}^* = v_{0j,i} - v_{0i,j}, \\ M_{i,j} + M_{i,j}^* - M_{j,i} - M_{j,i}^* = M_{0j,i} - M_{0i,j}, \\ N_{i,j} + N_{i,j}^* - N_{j,i} - N_{j,i}^* = 0. \end{cases} \quad (33)$$

Складові з індексом 0 від заданих постійних тисків визначені за (31). На вільних (необпертих) торцях труби у перетині 1 та муфти у перетині 5 згинальний момент і перерізуюча сила рівні нулю (рис. 3). Ділянка 5 – сама труба, є довгою і сталої товщини, тому її параметри виражені відомими формулами з двома складовими [16, 17]. Для середньої симетричної ділянки 0 муфти використано розв'язок, розглянутий у [17], теж з двома складовими.

Муфта і труба мають по 4 ділянки 1...4 (рис. 3), які описуються системою параметрів (29) і мають по 4 коефіцієнти, та циліндричні ділянки з 2-ма коефіцієнтами. Разом система рівнянь з'єднання має 36 невідомих коефіцієнтів C_j . З іншого боку, муфта і труба мають по 4 перетини (у муфти 1...4, у труби 2...5, рис. 1), для яких можна скласти по 4 рівняння рівноваги, і вільні торці (по 2 рівняння). Тому для з'єднання можна скласти 36 рівнянь виду (33), які є лінійними і дозволяють однозначно визначити усі коефіцієнти C_j виразів (29).

Таким чином, за умовою рівноваги перетинів розроблена методика складання системи лінійних рівнянь, за якими визначаються параметри (29) усіх ділянок муфти і труби, утворені від їх взаємного обпирання та вигинів їх стінок у з'єднанні.

Рівняння рівноваги (33) містять складові (30) від контактних тисків з коефіцієнтами K_{ij} . Формули (30) можна скласти для муфти і труби лише окремо, бо їх контактні ділянки ущільнення 1 і різьби 3 мають власні, протилежно направлені системи відліку (рис. 1). Кожна з них описується функціями (18-20) від власних координат x_j та має свій набір коефіцієнтів $K_{1j}...K_{4j}$. Тому у системі виявляється ще 16 невідомих, для визначення яких необхідно ще 16 лінійних рівнянь.

Механізм утворення пружного з'єднання муфти і труби з натягом полягає у тому, що на контактних ділянках взаємна радіальна дія стінок одна на одну однакова за величиною і протилежна за напрямком. Звідси формулюємо умову рівноваги контактних тисків, а саме: сума значень цих тисків з боку муфти і труби дорівнює нулю у кожному перетині вздовж контактної ділянки з'єднання [13, 15]. Математичний вираз цієї умови такий [10, 11]

$$P_m(x_m) + P_t(x_t) = 0, \quad (34)$$

де x_m і x_t – координати одного і того ж перетину з'єднання, але у власних системах відліку муфти і труби;

$P_m(x_m)$ і $P_t(x_t)$ – значення контактного тиску у даному перетині, розраховані за формулою (17) окремо для муфти і для труби.

Функції $P_m(x_m)$ і $P_t(x_t)$ задані у різних системах відліку, тому їх треба виразити через одну змінну X , тобто задати у спільній системі

координат. Якщо один і той же перетин має загальну координату X у з'єднанні і власні координати x_m у муфти та x_t у труби, то зв'язок між ними такий (див. рис. 1 і 2)

$$x_t = X - O_t, \quad x_m = O_m - X, \quad X = O_m - x_m = x_t - O_t. \quad (35)$$

Рівняння (34) повинно виконуватись на усій довжині контактної ділянки незалежно від координати перетину. Щоб виразити функції контактної тиску (17) у загальній системі координат, застосуємо їх розклад у степеневий ряд Тейлора за значеннями похідних

$$P(X) = P_C + \frac{X - X_C}{1!} \cdot \frac{dP_C}{dX} + \frac{(X - X_C)^2}{2!} \cdot \frac{d^2P_C}{dX^2} + \frac{(X - X_C)^3}{3!} \cdot \frac{d^3P_C}{dX^3} + \frac{(X - X_C)^4}{4!} \cdot \frac{d^4P_C}{dX^4}, \quad (36)$$

де X_C – загальна координата фіксованого перетину C ;

C – перетин посередині контактної ділянки, який є спільним для муфти і труби та грає роль центру координат контактної ділянки;

P_C і $d^n P_C / dX^n$ – значення відповідно самої функції (2.16) та її 1-ої, 2-ої, 3-ої, 4-ої похідних по змінній X у перетині C ;

$(X - X_C)$ – відстань від перетину X даної ділянки до перетину C .

Необхідні для розкладу Тейлора (36) похідні від контактної тиску знаходяться окремо для муфти і труби за функцією тиску (17).

У загальному вони мають такий вигляд

$$\begin{aligned} P'(x) &= K_1 + K_2 \cdot 2x + 0 + K_4 \cdot (\ln x + 1), & P'''(x) &= 0 - K_4 \cdot \frac{1}{x^2}, \\ P''(x) &= 0 + 2 \cdot K_2 + K_4 \cdot \frac{1}{x}, & P^{IV}(x) &= K_4 \cdot \frac{2}{x^3}, \end{aligned} \quad (37)$$

де ' (штрих) – позначає диференціювання по власній координаті.

Формули зв'язку між похідними контактної тиску по загальній X та по власних координатах муфти x_m і труби x_t знаходимо за правилами диференціювання складних функцій, враховуючи знаки (35).

Координати середин ділянок муфти x_{mC} і труби x_{tC} із (35) підставляємо у (17) та (37), звідки отримаємо необхідні для (36) вирази контактної тиску і його похідних у перетині C . Підставивши їх у розклад (36) окремо для муфти і труби, отримаємо шукані

функції $P_m(X)$ і $P_t(X)$, виражені у загальній системі координат від аргумента X . Ці функції підставимо в умову рівноваги контактних тисків (34), де згрупуємо доданки з однаковим степенем X

$$P_m(X) + P_t(X) = \{P_{mC} + P_{tC}\} - (X - X_C) \cdot \{P'_{mC} - P'_{tC}\} + \frac{(X - X_C)^2}{2} \times \\ \times \{P''_{mC} + P''_{tC}\} - \frac{(X - X_C)^3}{6} \cdot \{P'''_{mC} - P'''_{tC}\} + \frac{(X - X_C)^4}{24} \cdot \{P^{IV}_{mC} + P^{IV}_{tC}\} = 0, \quad (38)$$

де індекс C позначає значення функцій (17) та (37) у перетині C .

Рівняння (38) повинно задовільнятися на усій довжині контактної ділянки незалежно від координати перетину X , хоча $(X - X_C)$ не рівні 0. Тому умова рівноваги контактних тисків (34) виконується лише тоді, коли вирази в усіх фігурних дужках рівняння (38) рівні нулю. Підставивши сюди відповідні вирази (17) і (37), отримаємо наступну систему лінійних рівнянь відносно коефіцієнтів K_{ij}

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{1m} \cdot x_{mC} + K_{2m} \cdot x_{mC}^2 + K_{3m} \cdot 1 + K_{4m} \cdot x_{mC} \ln x_{mC} + \\ \quad + K_{1t} \cdot x_{tC} + K_{2t} \cdot x_{tC}^2 + K_{3t} \cdot 1 + K_{4t} \cdot x_{tC} \ln x_{tC} = 0, \\ K_{1m} \cdot 1 + K_{2m} \cdot 2x_{mC} + K_{3m} \cdot 0 + K_{4m} (\ln x_{mC} + 1) - \\ \quad - K_{1t} \cdot 1 - K_{2t} \cdot 2x_{tC} - K_{3t} \cdot 0 - K_{4t} (\ln x_{tC} + 1) = 0, \\ K_{1m} \cdot 0 + K_{2m} \cdot 2 + K_{3m} \cdot 0 + K_{4m} \cdot x_{mC}^{-1} + K_{1t} \cdot 0 + K_{2t} \cdot 2 + K_{3t} \cdot 0 + K_{4t} \cdot x_{tC}^{-1} = 0, \\ K_{1m} \cdot 0 + K_{2m} \cdot 0 + K_{3m} \cdot 0 - K_{4m} \cdot x_{mC}^{-2} - K_{1t} \cdot 0 - K_{2t} \cdot 0 - K_{3t} \cdot 0 + K_{4t} \cdot x_{tC}^{-2} = 0. \end{array} \right. \quad (39)$$

З виразів (37) бачимо, що значення кожної 4-ї, 5-ї, 6-ї і наступних похідних складає менше 2, 3, 4 % і т.д. від попередньої, тому у системі (39) їх не враховуємо через їх малість.

За умовою рівноваги тисків для контактних ділянок ущільнення і різьби з'єднання складено 8 необхідних рівнянь. Решту рівнянь знайдемо, виходячи з механізму утворення пружного натягу у з'єднанні.

У роз'єднаному стані геометрична різниця радіусів контактних поверхонь муфти і труби задає радіальний натяг Δ . При згвинчуванні труба пружно розтискає муфту і збільшує її радіус на величину W_m . У свою чергу муфта пружно стискає трубу і зменшує її радіус на W_t .

Між контактними поверхнями утворюється щільний пружний контакт, а різниця їх радіусів фізично компенсується розширенням стінки муфти та звуженням стінки труби.

На основі цього сформульована умова балансу радіальних деформацій і натягу, а саме: сума радіальних зміщень стінок муфти W_m (додатніх) і труби W_t (від'ємних) у з'єднанні дорівнює радіальному натягу Δ у будь-якому перетині контактної ділянки [13, 15]. Математичний вираз цієї умови такий [10, 11]

$$W_m(x_m) - W_t(x_t) = \Delta, \quad (40)$$

де $W_m(x_m)$ і $W_t(x_t)$ – зміщення стінок муфти і труби у перетині X (35).

Рівняння (40) математично цілком аналогічне рівнянню (34). Функції $W_m(x_m)$ і $W_t(x_t)$ задані у власних системах відліку і їх теж треба виразити через одну змінну X , тобто задати їх у загальній системі координат з'єднання. Тому для розв'язання рівняння (40) повністю використана розроблена методика розкладу функцій у ряд Тейлора та її формули (35-36, 38). Лише замість функції P застосуємо функцію W , яка згідно із (32) має три складових.

Для кожної складової знайдено потрібні вирази функцій та їх похідних. За моментною теорією перша похідна від зміщення W дає поворот V . Для W за (32) перша складова w та її похідна v відомі із (8-9). За формулою (9) знайдемо вирази 2-ої і 3-ої похідних

$$\frac{d^2 w}{dx^2} = \frac{\sqrt{x}}{4x^3} \left(\begin{aligned} &C_1 \cdot (4 \cdot (2\text{ber}' y + y\text{bei} y) - y^2 \text{bei}' y) + \\ &+ C_2 \cdot (4 \cdot (2\text{bei}' y - y\text{ber} y) + y^2 \text{ber}' y) + \\ &+ C_3 \cdot (4 \cdot (2\text{ker}' y + y\text{kei} y) - y^2 \text{kei}' y) + \\ &+ C_4 \cdot (4 \cdot (2\text{kei}' y - y\text{ker} y) + y^2 \text{ker}' y) \end{aligned} \right), \quad (41)$$

$$\frac{d^3 w}{dx^3} = \frac{-\sqrt{x}}{8x^4} \left(\begin{aligned} &C_1 (6 \cdot (4 \cdot (2\text{ber}' y + y\text{bei} y) - y^2 \text{bei}' y) - y^2 (2\text{bei}' y - y\text{ber} y)) + \\ &+ C_2 (6 \cdot (4 \cdot (2\text{bei}' y - y\text{ber} y) + y^2 \text{ber}' y) + y^2 (2\text{ber}' y + y\text{bei} y)) + \\ &+ C_3 (6 \cdot (4 \cdot (2\text{ker}' y + y\text{kei} y) - y^2 \text{kei}' y) - y^2 (2\text{kei}' y - y\text{ker} y)) + \\ &+ C_4 (6 \cdot (4 \cdot (2\text{kei}' y - y\text{ker} y) + y^2 \text{ker}' y) + y^2 (2\text{ker}' y + y\text{kei} y)) \end{aligned} \right) \quad (42)$$

Функції Бесселя та їх похідні розраховуються засобами MATLAB.

Для W у системі (32) друга складова w^* і її похідна v^* відомі з виразів(18, 20), звідки диференціюванням отримаємо розрахункові вирази 2-ої і 3-ої похідних

$$\frac{d^2 w^*}{dx^2} = \frac{R^2}{E \operatorname{tg} \varphi} \left(K_3 \frac{2}{x^3} - K_4 \frac{1}{x^2} \right), \quad \frac{d^3 w^*}{dx^3} = \frac{R^2}{E \operatorname{tg} \varphi} \left(-K_3 \frac{6}{x^4} + K_4 \frac{2}{x^3} \right). \quad (43)$$

Для W у системі (32) третя складова w_0 , її перша і друга похідні відомі з (13), звідки отримаємо розрахунковий вираз 3-ої похідної

$$\frac{d^3 w_0}{dx^3} = -\frac{R^2}{E \cdot \operatorname{tg} \varphi} \cdot \frac{6P_0}{x^4}. \quad (44)$$

У вирази (41-44) складових функцій і похідних підставимо координати муфти x_{mC} і труби x_{tC} (35) та розраховані їх числові значення у перетині C середини контактної ділянки. Вони застосовані у розкладі Тейлора виду (36) окремо для муфти і труби, звідки отримано шукані функції $W_m(X)$ і $W_t(X)$, виражені у спільній системі координат від аргумента X . Підставивши їх в умову балансу деформацій і натягу (40), згрупуємо тут доданки за степенями X

$$W_m(x_m) - W_t(x_t) = \{W_{mC} - W_{tC}\} - (X - X_C) \cdot \{W'_{mC} + W'_{tC}\} + \frac{(X - X_C)^2}{2} \times \\ \times \{W''_{mC} - W''_{tC}\} - \frac{(X - X_C)^3}{6} \{W'''_{mC} + W'''_{tC}\} + \frac{(X - X_C)^4}{24} \{W^{IV}_{mC} + W^{IV}_{tC}\} = \Delta. \quad (45)$$

де індекс C позначає значення функції W чи її похідної у перетині C .

Рівняння балансу деформацій і натягу (45) має виконуватись на усій контактній ділянці незалежно від координати X . Його перша фігурна дужка є сумою зміщень стінок муфти і труби у перетині C , тому уже рівна натягу Δ . Так як $(X - X_C)$ не рівні 0, то умова (45) виконується лише тоді, коли вирази похідних у інших фігурних дужках рівні нулю. Отже, з умови балансу натягу і деформацій виду (45) отримаємо таку систему рівнянь у загальному вигляді

$$\begin{cases} W_{mC} - W_{iC} = \Delta, \\ W'_{mC} + W'_{iC} = 0, \\ W''_{mC} - W''_{iC} = 0, \\ W'''_{mC} + W'''_{iC} = 0, \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} w_{mC} + w_{mC}^* - w_{iC} - w_{iC}^* = \Delta - w_{0mC} + w_{0iC}, \\ v_{mC} + v_{mC}^* + v_{iC} + v_{iC}^* = -v_{0mC} - v_{0iC}, \\ w''_{mC} + w''_{mC}^* - w''_{iC} - w''_{iC}^* = -w''_{0mC} + w''_{0iC}, \\ w'''_{mC} + w'''_{mC}^* - w'''_{iC} - w'''_{iC}^* = -w'''_{0mC} - w'''_{0iC}. \end{cases} \quad (46)$$

У системі (46) кожна функція W_{iC} та її похідні розписані за відповідними виразами складових (32), які у явному вигляді мають такі коефіцієнти C_j і K_j :

- перша складова (w, v, M, N) – за формулами (8-9), (41-42);
- друга складова (w^*, v^*, M^*, N^*) – за формулами (18, 20), (43);
- третя складова (w_0, v_0, M_0) – за формулами (12-13), (44).

В отримані вирази системи (46) підставимо координати x_{mC} і x_{iC} , які перетворять їх у суму числових доданків з коефіцієнтами C_j і K_j . Застосуємо їх у 4-ох рівняннях (46) для 2-ох контактних ділянок ущільнення і різьби, звідки отримаємо систему ще 16 необхідних лінійних рівнянь відносно цих коефіцієнтів.

За механізмом пружної взаємодії контактних ділянок муфти і труби, з'єднаних з натягом, сформульовано принципи рівноваги контактних тисків та балансу деформацій і натягу у вигляді математичних рівнянь. Методика їх перетворення на систему лінійних рівнянь із застосуванням розкладу Тейлора дозволяє визначати деформаційні та силові параметри і контактні тиски на усіх ділянках з'єднання.

За умовою рівноваги (34) величина контактних тисків, а точніше – їх коефіцієнти K_j у виразі (17), визначаються безпосередньо на контактній поверхні. Але система (46) рівнянь балансу містить складові як від вигинів серединної поверхні (перша складова), так і від тисків на двох фізичних (внутрішній, зовнішній) поверхнях (друга і третя складові системи). Для нетонкостінних ділянок ці поверхні треба розрізняти, тому що поверхневий тиск викликає неоднакове радіальне зміщення шарів по товщині стінки (згідно з теорією Ламе).

Аналіз механізму утворення пружних зміщень стінок у з'єднанні з натягом показує, що їх баланс (40) виникає саме на контактних поверхнях муфти і труби. Тут внаслідок натягу утворюється

контактний тиск (рис. 3), який діє на внутрішню поверхню муфти (розтискає її) і на зовнішню поверхню труби (стискає її), а баланс із натягом утворює сума радіальних зміщень саме цих поверхонь. Зміщення поверхні нетонкостінної ділянки, на яку діє розподілений тиск, відбувається за рахунок її як кільцевих (тангенційних), так і радіальних деформацій (від зміщення шарів по товщині стінки). Щоб одночасно врахувати ці види деформацій, застосуємо формулу (21) теорії Ламе [11, 13].

Для цього зовнішній R_Z і внутрішній R_V радіуси виразимо через середній радіус R за формулою (22), товщину стінки S – за формулою (5) та зробимо такі заміни

$$\alpha = 0,5 \cdot \operatorname{tg} \varphi, \quad R_Z = R \cdot (1 + \alpha \cdot x), \quad R_V = R \cdot (1 - \alpha \cdot x). \quad (47)$$

Спочатку розглянемо дію контактної тиску на муфту і зміщення її контактної поверхні, яка є внутрішньою. Її радіус R_V застосуємо у формулі Ламе (21), потім підставимо вирази (47) і після перетворень отримаємо формулу зміщення внутрішньої поверхні муфти під дією контактної і зовнішньої тисків

$$\begin{aligned} w_V &= \frac{P_V R_V^2}{E S} \cdot \frac{R_V}{R} \left(\frac{1 - \mu}{2} + \frac{1 + \mu}{2} \cdot \frac{R_Z^2}{R_V^2} \right) - \frac{P_Z R_Z^2}{E S} \cdot \frac{R_V}{R} \left(\frac{1 - \mu}{2} + \frac{1 + \mu}{2} \cdot \frac{R_V^2}{R_Z^2} \right) = \\ &= \frac{R^2}{E \operatorname{tg} \varphi} \cdot \frac{P_V}{x} \left(\frac{1 - \mu}{2} (1 - \alpha \cdot x)^3 + \frac{1 + \mu}{2} (1 - \alpha \cdot x)(1 + \alpha \cdot x)^2 \right) - \\ &\quad - \frac{R^2}{E \operatorname{tg} \varphi} \cdot \frac{P_Z}{x} (1 - \alpha \cdot x)(1 + \alpha \cdot x)^2; \end{aligned} \quad (48)$$

$$B_{mV} = \frac{1 - \mu}{2} (1 - \alpha x)^3 + \frac{1 + \mu}{2} (1 - \alpha x)(1 + \alpha x)^2 = -\alpha^3 x^3 + (1 - 2\mu)\alpha^2 x^2 - (1 - 2\mu)\alpha x + 1$$

$$B_{mZ} = (1 - \alpha \cdot x)(1 + \alpha \cdot x)^2 = -\alpha^3 x^3 - \alpha^2 x^2 + \alpha \cdot x + 1. \quad (49)$$

Формула Ламе (48) містить добутки двох функцій. Перша функція – множник у вигляді (15), описує зміщення внутрішньої контактної поверхні муфти через середній радіус її стінки за моментною теорією. Друга функція виду (49) враховує їх змінність вздовж ділянки внаслідок змінної товщини і одночасно радіальне зміщення шарів по товщині стінки муфти, оскільки (48) є формулою Ламе.

Для муфти внутрішній тиск є контактним: $P_V = P_K(x)$, а зовнішній P_Z – постійним. Тому у системі (46) перший доданок (48) відповідає складовій w_m^* , другий – складовій w_{0m} , а дійсне зміщення поверхні муфти від цих тисків виражається так

$$w_V = w^* \cdot B_{mV} - w_0 \cdot B_{mZ}, \quad (50)$$

де зірочка $*$ позначає дію контактного тиску за формулами (18, 20, 43); індекс 0 – дію постійного тиску за (12, 13, 44).

Знайдемо потрібні для системи (46) похідні від цих складових:

$$\begin{aligned} B'_{mV} &= -3\alpha^3 x^2 + 2(1 - 2\mu)\alpha^2 x - (1 - 2\mu)\alpha, & B'_{mZ} &= -3\alpha^3 x^2 - 2\alpha^2 x + \alpha, \\ B''_{mV} &= -6\alpha^3 x + 2(1 - 2\mu)\alpha^2, & B''_{mZ} &= -6\alpha^3 x - 2\alpha^2, \\ B'''_{mV} &= -6\alpha^3, & B'''_{mZ} &= -6\alpha^3. \end{aligned} \quad (51)$$

Тепер розглянемо дію контактного тиску на трубу і зміщення її контактної поверхні, яка є зовнішньою. Її радіус R_Z застосуємо у формулі Ламе (21), потім підставимо вирази (47) і після перетворень отримаємо зміщення зовнішньої поверхні труби під дією контактних і внутрішнього тисків

$$\begin{aligned} w_Z &= \frac{P_V R_V^2}{ES} \cdot \frac{R_Z}{R} \left(\frac{1 - \mu}{2} + \frac{1 + \mu}{2} \cdot \frac{R_Z^2}{R_Z^2} \right) - \frac{P_Z R_Z^2}{ES} \cdot \frac{R_Z}{R} \left(\frac{1 - \mu}{2} + \frac{1 + \mu}{2} \cdot \frac{R_V^2}{R_Z^2} \right) = \\ &= \frac{P_V R^2}{ES} (1 + \alpha x)(1 - \alpha x)^2 - \frac{P_Z R^2}{ES} \left(\frac{1 - \mu}{2} (1 + \alpha x)^3 + \frac{1 + \mu}{2} (1 - \alpha x)^2 (1 + \alpha x) \right). \end{aligned} \quad (52)$$

$$B_{tV} = (1 + \alpha x)(1 - \alpha x)^2 = \alpha^3 x^3 - \alpha^2 x^2 - \alpha x + 1, \quad (53)$$

$$B_{tZ} = \frac{1 - \mu}{2} (1 + \alpha x)^3 + \frac{1 + \mu}{2} (1 + \alpha x)(1 - \alpha x)^2 = \alpha^3 x^3 + (1 - 2\mu)\alpha^2 x^2 + (1 - 2\mu)\alpha x + 1.$$

Формула Ламе виду (52) теж має добутки двох функцій. Перша – множник у вигляді (15), описує зміщення зовнішньої контактної поверхні труби через середній радіус її стінки за моментною теорією. Друга функція виду (53) враховує їх нерівномірність вздовж ділянки внаслідок змінної товщини та одночасно радіальне зміщення шарів по товщині стінки труби, оскільки (52) є формулою Ламе.

Для труби зовнішній тиск контактний: $P_Z = P_K(x)$, внутрішній P_V – постійний, тому у системі (46) перший доданок формули (52) відповідає складовій w_{0t} , другий – складовій w_t^* , а дійсне зміщення

поверхні труби від тисків

$$w_Z = w_0 \cdot B_{iV} - w^* \cdot B_{iZ}, \quad (54)$$

де індекс зірочка $*$ позначає дію контактного тиску за формулами (18, 20, 43); індекс 0 – дію постійного тиску за формулами (12, 13, 44).

Знайдемо потрібні для системи (46) похідні від цих складових:

$$\begin{aligned} B'_{iV} &= 3\alpha^3 x^2 - 2\alpha^2 x - \alpha, & B'_{iZ} &= 3\alpha^3 x^2 + 2(1-2\mu)\alpha^2 x + (1-2\mu)\alpha, \\ B''_{iV} &= 6\alpha^3 x - 2\alpha^2, & B''_{iZ} &= 6\alpha^3 x + 2(1-2\mu)\alpha^2, \\ B'''_{iV} &= 6\alpha^3, & B'''_{iZ} &= 6\alpha^3. \end{aligned} \quad (55)$$

У вирази $B_{i,J}$, залежні лише від x , підставимо координати середини контактної ділянки відповідно x_{mC} для муфти у (51) та x_{iC} для труби у (53). Вони стають числовими коефіцієнтами системи (46). А складові з індексом 0 стають числовими значеннями (бо величини постійних тисків задані) і їх переносять у праву частину рівнянь (46).

Складові із зірочкою $*$, розраховані за (18, 20, 43), містять невідомі коефіцієнти $K_1 \dots K_4$ у першій степені. Після їх підстановки у похідні від виразів (50) та (54), які мають кілька складових із зірочкою, їх групують за спільністю коефіцієнтів K_j . Використання отриманих за формулою Ламе складових w (50) і (54) та їх похідних у системі (46) залишає лінійними рівняння балансу і систему в цілому.

Ця методика враховує деформації стінок: кільцеві, радіальні (зміщення в цілому і по товщині), осьові (вигини вздовж осі), забезпечує точність розрахунку балансу деформацій, натягу і контактних тисків на нетонкостінних ділянках з'єднання муфти і труби, бо одночасно поєднує застосування формул Ламе і її похідних та моментної теорії.

V. ЗАКОНОМІРНОСТІ РОЗПОДІЛУ КОНТАКТНИХ ТИСКІВ У РІЗЬБІ ТА В УЩІЛЬНЕННІ З'ЄДНАННЯ МУФТИ І ТРУБИ

За допомогою реалізованої у середовищі MATLAB програмної моделі напружено-деформованого стану з'єднання аналітично досліджені закономірності розподілу контактних тисків в ущільненні і у різьбі залежно від поєднання конструктивних та експлуатаційних

чинників, а також вплив їх зміни на герметичність ущільнення. Класифікація цих чинників представлена у табл. 3.

Розподіл контактних тисків у різьбі та в ущільненні, які виникають при згвинчуванні з'єднань з натягом, для їх різних діаметрів і товщин стінок показані на рис. 6. Для порівняння тут представлено результати, отримані за моментною теорією (лінії а) і за теорією Ламе.

Розрахунки за формулами Ламе, виконані за методикою [3, 5], показують рівномірний розподіл контактних тисків по довжині (лінії б), незважаючи на змінну товщину стінок труб і муфт. Формули Ламе не враховують повороти перетинів стінок, вигини стінок по довжині та викликані ними згинальні моменти, особливо, коли жорсткість і тиск є змінними вздовж осі.

Моментна теорія враховує, що при осесиметричному навантаженні стінка не лише зміює радіус, але й повертається і змінює кут нахилу до осі. Співвідношення між величинами зміщення і повороту залежить від жорсткості стінки, яка визначається товщиною і крайовими умовами обпирання на суміжні ділянки. З'єднання має декілька ділянок, які взаємодіють між собою і мають різну жорсткість та умови навантаження. Тому внаслідок нерівномірних прогинів їх стінок розподіл контактних тисків по довжині має складний характер (рис. 6).

Таблиця 3 – Класифікація чинників, які впливають на герметичність з'єднання

1. Конструктивні розміри:	2. Радіальні натяги:	3. Експлуатаційні чинники:	4. Товщина стінки труби:
D – діаметр труби	Δ_1 – радіальний натяг в ущільненні	P_V – внутрішній тиск	t_1 – зменшена на діл. 1 ущільнення
S – товщина стінки	Δ_3 – радіальний натяг у різьбі	P_Z – зовнішній тиск	t_2 – зменшена на діл. 2 канавки

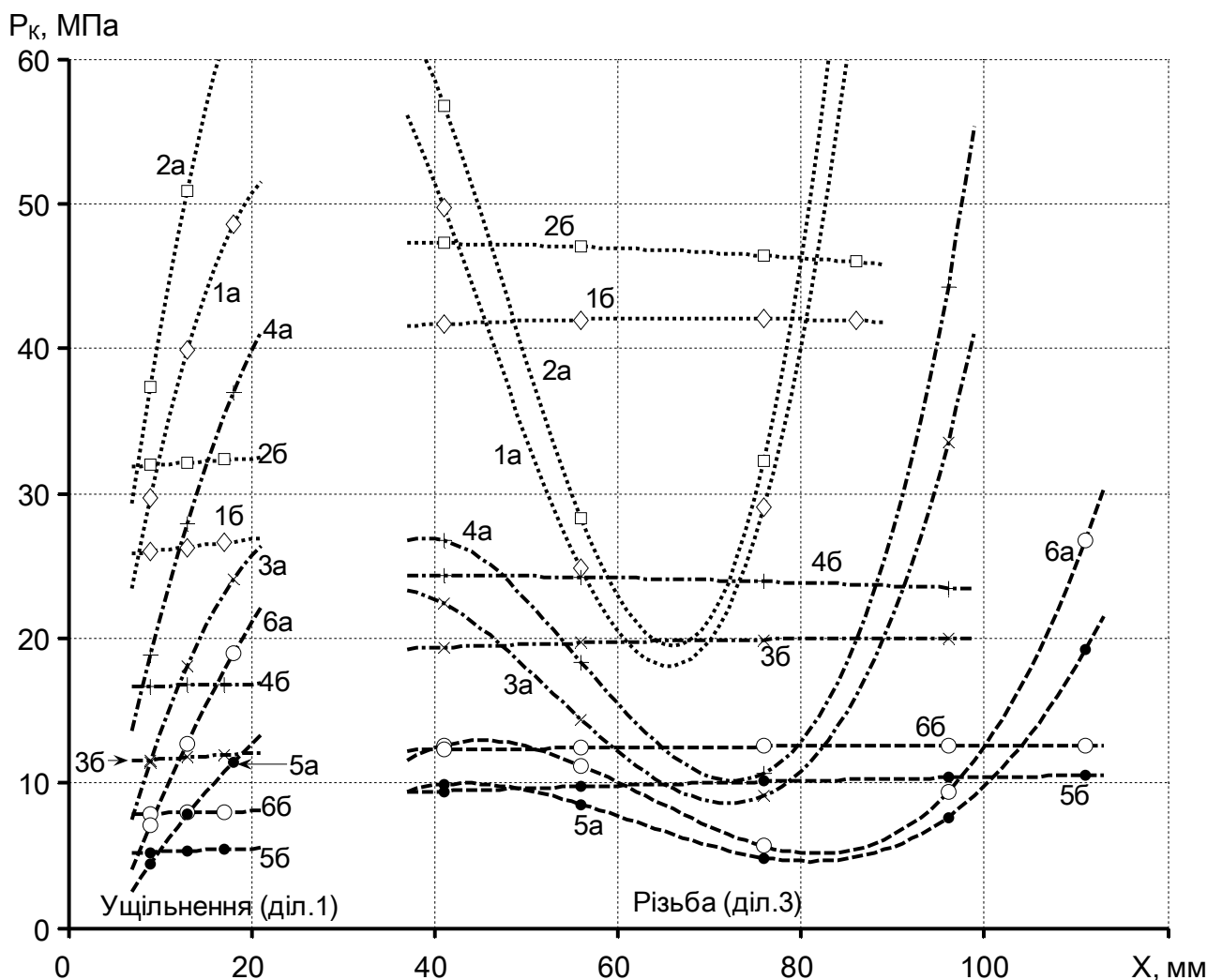


Рисунок 6 – Розподіл контактних тисків P_K в ущільненні (діл. 1) і у різьбі (діл. 3) за моментною (лінії а) і за теорією Ламе (лінії б)

(лінії для діаметрів труб D (мм): $D=114 - 1, 2$; $D=168 - 3, 4$; $245 - 5, 6$;
лінії для товщин стінок S (мм): $S=8,6 - 1$; $S=10,2 - 2$; $S=8,9 - 3, 5$; $S=12 - 4, 6$;
натяги в ущільненні і різьбі $\Delta_1=\Delta_3=0,1$ мм)

При заданих натягах на контактних ділянках із товстішими стінками створюється більший тиск, тому що вони чинять більший опір, і щоб здеформувати їх на величину радіального натягу, виникає більший контактний тиск (рис. 6). У труб більших діаметрів відношення товщини стінки до радіуса менше, тому вони мають меншу жорсткість (більшу гнучкість і радіальну податливість) та створюють менший контактний тиск при їх з'єднанні (рис. 6).

Найбільший тиск виникає у перетині 4 різьби (рис. 6). Тут муфта має достатню товщину та ділянку 4 (рис. 1), яка збільшує жорсткість.

Труба тут теж має більшу товщину стінки і обперта на ділянку 5.

Посередині різьби 3 товщина і жорсткість труби менші. Її звуження досягається меншим тиском (рис. 6), бо у перетині 4 стінка отримала значний згин всередину. Товстіша стінка муфти має тут більшу жорсткість. Тому за рахунок більшого прогину труби відносно муфти контактний тиск посередині різьби найменший.

Для ущільнення властивий спад контактного тиску до його торця (рис. 6). Його спричинює характерний вигин стінки ділянки 2 труби (канавка, рис. 3), яка є вільною (неконтактною), але зв'язана зі стінками різьби і ущільнення. Натяги Δ_1 і Δ_3 стискають її краї, викликають її випинання і великі повороти крайових перетинів. У напрямку до торця товщина і жорсткість стінки труби зменшуються, тому вона, отримавши поворот всередину, потребує значно меншого тиску для її стискання в ущільненні. Спад тиску монотонний, бо муфта має більшу товщину і жорсткість, малий і плавний вигин стінки, а ділянка труби 1 тонша і коротка, прилягає до муфти і повторює її вигин.

На рис. 7 показано поведінку контактних тисків в ущільненні і у різьбі при збільшенні натягу Δ_1 в ущільненні (групи ліній а-б-в). Тут тиск P_{K1} тим більший, чим більша товщина стінки труби. Жорсткіша муфта стискає трубу на величину натягу Δ_1 , чим також створює деформації короткої ділянки 2 канавки. Зменшення її радіуса призводить до звуження труби на початку різьби і зменшення контактного тиску на її перших витках. Для труби меншої товщини це зменшення незначне (лінії 1а-1б-1в), бо тонша стінка канавки більше вигинається, ніж стискається, тому звуження компенсується вигином.

Отже, радіальний натяг Δ_1 ущільнення впливає на контактні тиски як в ущільненні, так і у різьбі залежно від жорсткості стінок труби, зокрема, на ділянці канавки. Через її звуження натяг Δ_1 збільшує прогин перших витків різьби і зменшує тут тиск. Занадто великий натяг Δ_1 веде до втрати зачеплення у різьбі, що зменшує її міцність. Занадто малий натяг Δ_1 призводить до зникнення в ущільненні контактного тиску і втрати герметичності з'єднання.

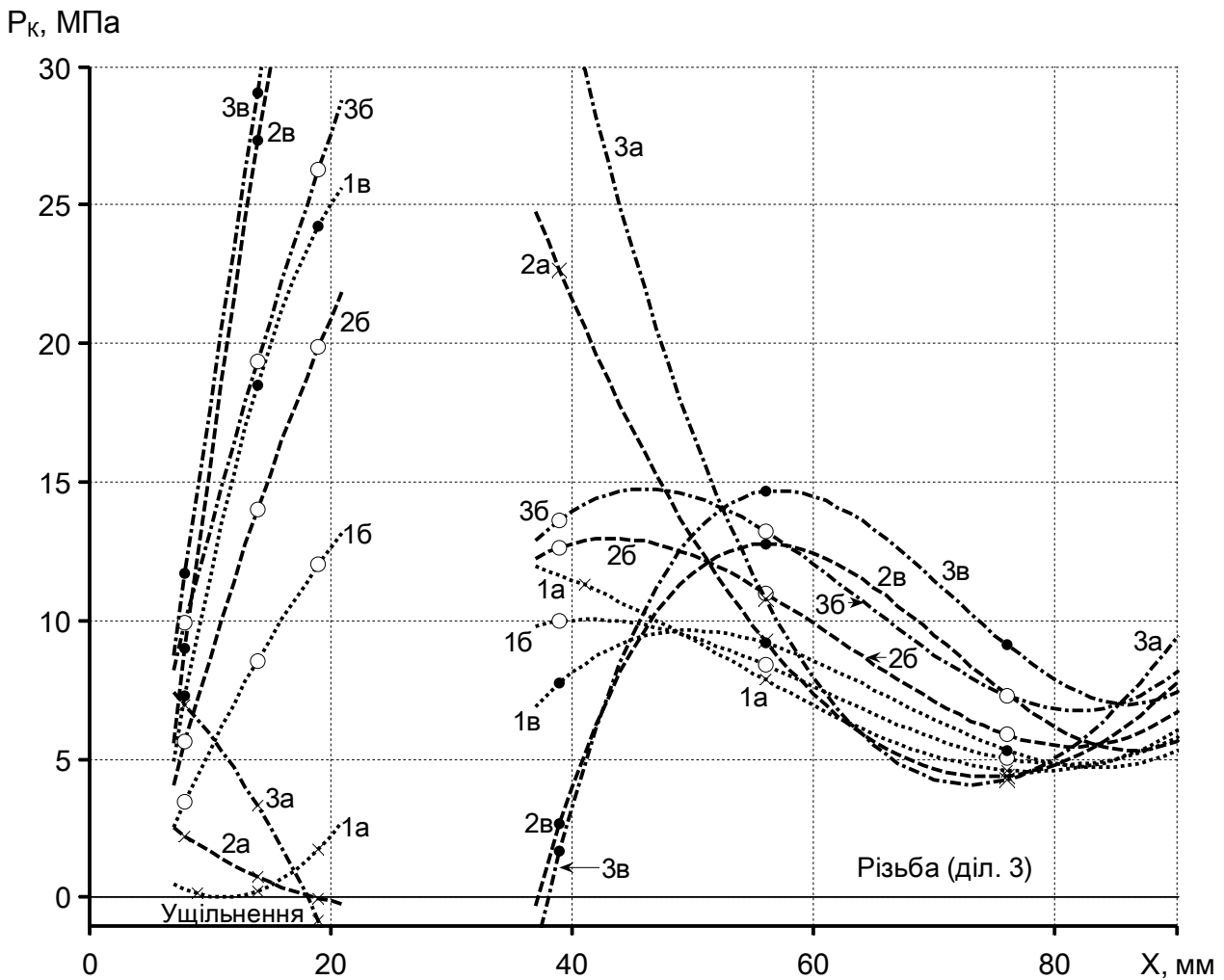


Рисунок 7 – Розподіл контактних тисків P_K (МПа) в ущільненні (діл. 1) і у різьбі (діл. 3) при зміні натягів Δ_1 в ущільненні (мм): $\Delta_1=0,016$ – 1а; $\Delta_1=0,03$ – 2а; $\Delta_1=0,05$ – 3а; $\Delta_1=0,10$ – 16, 26, 36; $\Delta_1=0,20$ – 1в; $\Delta_1=0,17$ – 2в; $\Delta_1=0,13$ – 3в

(діаметр труби $D=245$ мм; товщини стінок S (мм): $S=8,9$ – 1; $S=12,0$ – 2; $S=15,9$ – 3; натяг у різьбі $\Delta_3=0,10$ мм)

Збільшення товщини і жорсткості труби посилює зв'язок між ділянками 1 і 3, тому що вигин стінки канавки зменшується, а переважає її кільцеве радіальне звуження на усій довжині. Менша товщина ділянки 2 послаблює зв'язок між різьбою і ущільненням за рахунок більшої податливості та гнучкості стінки канавки.

На рис. 8 показано поведінку контактних тисків у з'єднанні із заданим натягом Δ_1 ущільнення при різних натягах Δ_3 у різьбі. Їх збільшення веде до росту контактного тиску P_{K3} на усій довжині

різьби (діл. 3, групи ліній а-б-в). При цьому її стискання через деформації канавки передається на ущільнення, яке теж звужується, а контактний тиск тут зменшується (діл. 1, лінії а-б-в).

P_K , МПа

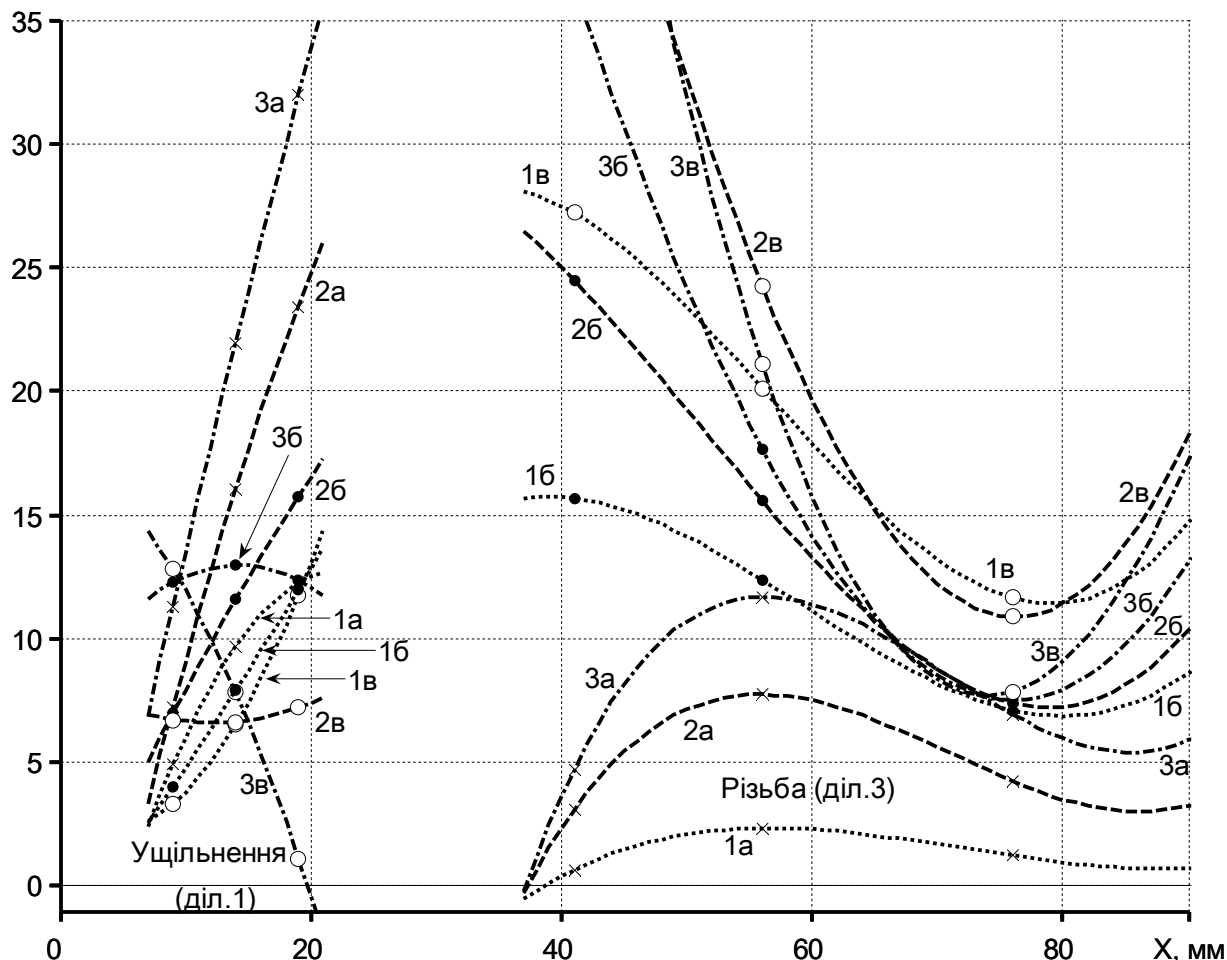


Рисунок 8 – Розподіл контактних тисків P_K (МПа) в ущільненні (діл. 1) і у різьбі (діл. 3) при зміні натягів Δ_3 у різьбі (мм):

$\Delta_3=0,02$ – 1а; $\Delta_3=0,06$ – 2а; $\Delta_3=0,08$ – 3а; $\Delta_3=0,15$ – 1б, 2б, 3б;
 $\Delta_3=0,25$ – 1в, 2в; $\Delta_3=0,19$ – 3в

(діаметр труби $D=245$ мм; товщини стінок S (мм): $S=8,9$ – 1;
 $S=12,0$ – 2; $S=15,9$ – 3; натяг в ущільненні $\Delta_1=0,10$ мм).

Більша товщина труби збільшує жорсткість і негнучкість стінки короткої ділянки 2. Деформації стиску не компенсуються вигином, а передаються вздовж неї без згасання, тому в ущільненні контактний тиск зменшується. Більша товщина (жорсткість) труби збільшує розтискання муфти, що розширює ущільнення і теж зменшує тиск.

Стискання труби в ущільненні теж передається через стінку канавки на перші витки різьби і зменшує тут контактний тиск. Тому труба більшої товщини потребує більшого гарантованого (мінімально допустимого) натягу Δ_3 різьби. Отже, збільшення товщини труби і жорсткості стінки канавки звужує область допустимих натягів у різьбі.

VI. ВПЛИВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ЧИННИКІВ НА ЗМІНУ КОНТАКТНИХ ТИСКІВ ТА ГЕРМЕТИЧНІСТЬ З'ЄДНАННЯ

Поведінка тисків в ущільненні і різьбі під дією внутрішнього тиску показана на рис. 9 для різних товщин стінок труби і натягів Δ_1 і Δ_3 .

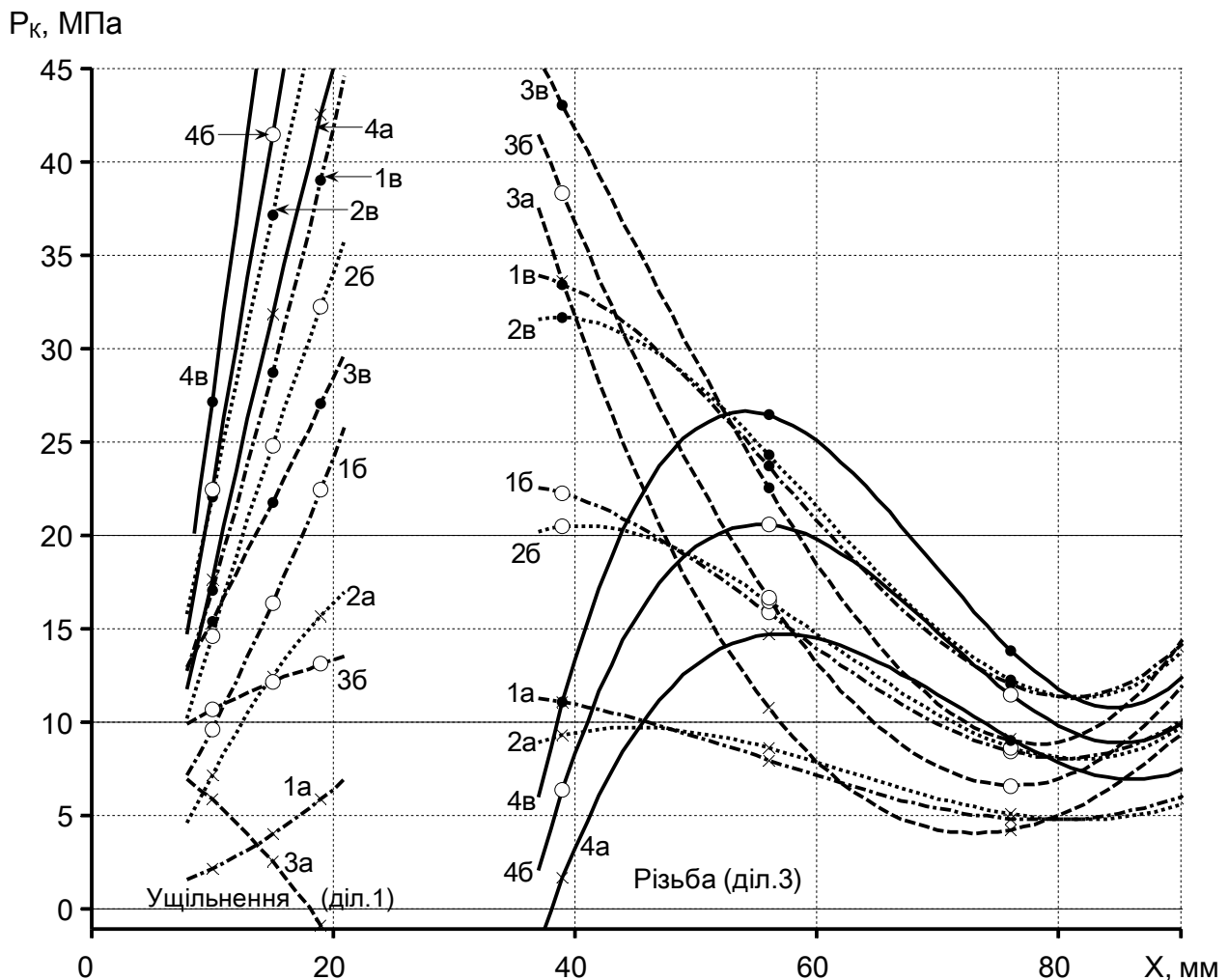


Рисунок 9 – Розподіл контактних тисків P_K (МПа) в ущільненні (діл. 1) і різьбі (діл. 3) при дії внутрішнього тиску P_V (МПа):

$$P_V=0 - \text{а}; P_V=10 - \text{б}; P_V=20 - \text{в}$$

(діаметр труби $D=245$ мм; товщини стінок S (мм): $S=8,9 - 1, 2$; $S=15,9 - 3, 4$; натяги в ущільненні (мм): $\Delta_1=0,05 - 1, 3$; $\Delta_1=0,13 - 2, 4$; у різьбі $\Delta_3=0,1$ мм)

Загальна закономірність впливу внутрішнього тиску на з'єднання така: при його збільшенні контактні тиски зростають і в ущільненні, і у різьбі (групи ліній а-б-в). Внутрішній тиск діє зсередини і збільшує радіус усіх ділянки труби на величину (15), обернено пропорційну товщині стінки. Зростання контактних тисків більше у труб меншої товщини. Їх стінки легше розширюються, збільшуючи натяг, легше передають внутрішній тиск на муфту (лінії 1, 2). Труба більшої товщини чинить більший опір внутрішньому тиску і розширюється менше (вона сама сприймає цей тиск і менше передає його на муфту), тому контактний тиск у товстіших труб зростає менше (лінії 3, 4). Якщо в ущільненні чи у різьбі від недостатнього натягу контактний тиск був малий чи відсутній, то під дією внутрішнього він зростає, що забезпечує щільність контакту.

Найбільше контактні тиски зростають на краях неконтактних ділянок канавки 2 і збігу різьби 4. Під дією внутрішнього тиску вони розширюються без протидії ззовні. На подолання цього, особливо на круговий згин їх стінок, а також на стискання контактних ділянок труби більш жорстка муфта створює більший тиск.

Внутрішній тиск розширює центральну ділянку муфти, а через неї ущільнення, що зменшує натяг біля його торця. Внутрішній тиск діє зсередини на канавку 2 труби і вигинає її так, що зв'язана з нею стінка ущільнення повертається всередину і зменшує тут натяг. Усе це посилює спад контактного тиску до торця. Тому тут може виникати нещільна ділянка, де контактний тиск стає меншим за внутрішній.

Герметичним може бути лише такий натяг в ущільненні, при якому не виникає нещільна ділянка, а контактний тиск є більшим за діючий на усій ширині ущільнення (лінії 2б, 3б, 4б, 4в). Вимога недопущення (відсутності) нещільного контакту вимагає більших натягів ущільнення. Це потрібно для компенсації розширення центру муфти та звуження труби на торці ущільнення, яке викликане вигином стінки канавки. Труба більшої товщини і жорсткості в ущільненні потребує меншого гарантованого натягу при дії внутрішнього тиску.

Взаємний вплив натягів Δ_1 і Δ_3 обмежує герметичність ущільнення та міцність різьби. Він спричинений жорсткістю на згин проміжної ділянки 2, яка передає деформації звуження труби, тим самим зменшує контактні тиски або в ущільненні, або у різьбі. Щоб послабити їх взаємозв'язок, треба зменшити товщину стінки ділянки 2 канавки, що збільшить її гнучкість. Це дозволить підвищити герметичність ущільнення за рахунок більших натягів.

Поведінку контактних тисків у різьбі і ущільненні під дією зовнішнього тиску P_Z представлено на рис. 10.

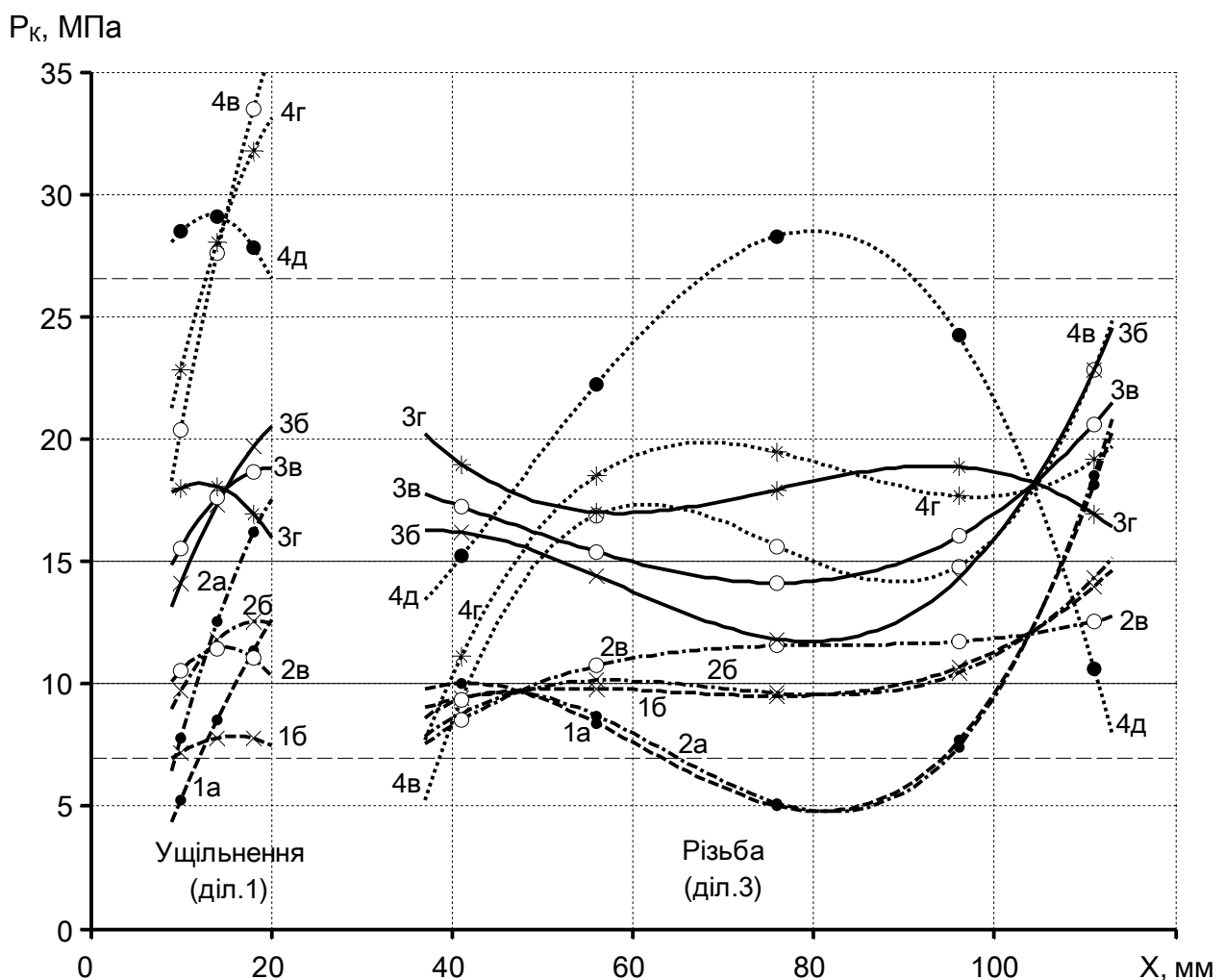


Рисунок 10 – Розподіл контактних тисків P_K в ущільненні (діл. 1) і у різьбі (діл. 3) від дії зовнішнього тиску P_Z (МПа):

$P_Z=0$ – а; $P_Z=7$ – б; $P_Z=10$ – в; $P_Z=15$ – г; $P_Z=26,5$ – д;

(діаметр $D=245$ мм; натяги в ущільненні Δ_1 (мм): $\Delta_1=0,10$ – 1, 3; $\Delta_1=0,14$ – 2, 4; натяг у різьбі $\Delta_3=0,1$ мм; товщини стінок S (мм): $S=8,9$ – 1, 2; $S=13,8$ – 3, 4).

У запрограмованій моделі з'єднання враховано те, що через

негерметичність (зазори) гвинтових каналів у різьбі на ділянці 2 (над канавкою, рис. 3) між муфтою і трубою встановлюється тиск, рівний зовнішньому. На контактні тиски одночасно впливають, по перше, стискання муфти в цілому, а по друге, стискання ділянок 2 канавки і 4-5 труби. При зростанні зовнішнього тиску перший чинник збільшує контактні тиски у різьбі і в ущільненні. Внаслідок другого чинника натяги і контактні тиски зменшуються в ущільненні біля канавки та біля збігу різьби. Якщо зовнішній тиск стане більшим за допустиме значення, то в ущільненні контактний стане меншим за нього, виникне нещільність і герметичність буде порушена. Також порушиться зачеплення між муфтою і трубою на останніх витках різьби.

Щоб забезпечити контактний тиск на усій довжині, для більшого зовнішнього тиску потрібен більший натяг. Ущільнення товстішої труби витримує більший тиск, ніж тоншої. Її стінка має більшу жорсткість та сильніше протидіє стисканню і згину. Тонша труба прогинається більше відносно муфти, тому контактний тиск зменшується.

Розподіл контактних тисків у з'єднанні від сумісної дії внутрішнього і зовнішнього тисків показано на рис. 11. Ці тиски діють так, що внутрішній збільшує радіус труби, а зовнішній зменшує радіус муфти. Тому їх дія еквівалентно збільшує натяги як у різьбі, так і в ущільненні та призводить до зростання контактних тисків. Рівні за величиною внутрішній і зовнішній тиски створюють протилежно направлені деформації стінок муфти, труби і з'єднання в цілому. При цьому контактні тиски зростають на відповідну величину (лінії 1-2-3 еквідистантні), але характер їх розподілу по довжині не змінюється.

Як показано вище, негерметичність з'єднання (коли в ущільненні контактний тиск стає меншим за діючий) з'являється при різних значеннях внутрішнього і зовнішнього тисків. Так, для прикладу на рис. 11, допустимі тиски, які не порушують герметичність такі: внутрішній $P_{\nu}=9$ МПа, зовнішній $P_z=5$ МПа. Якщо різниця діючих тисків не перевищує допустиме значення (тобто контактний тиск в

ущільненні більший за перепад цих тисків), то однакова зміна обидвох експлуатаційних тисків не змінює характер розподілу контактних, тому герметичність зберігається при будь-якій величині їх приросту. Отже, герметичність з'єднання визначається виключно лише різницею експлуатаційних тисків, яка не повинна перевищувати допустиме значення.

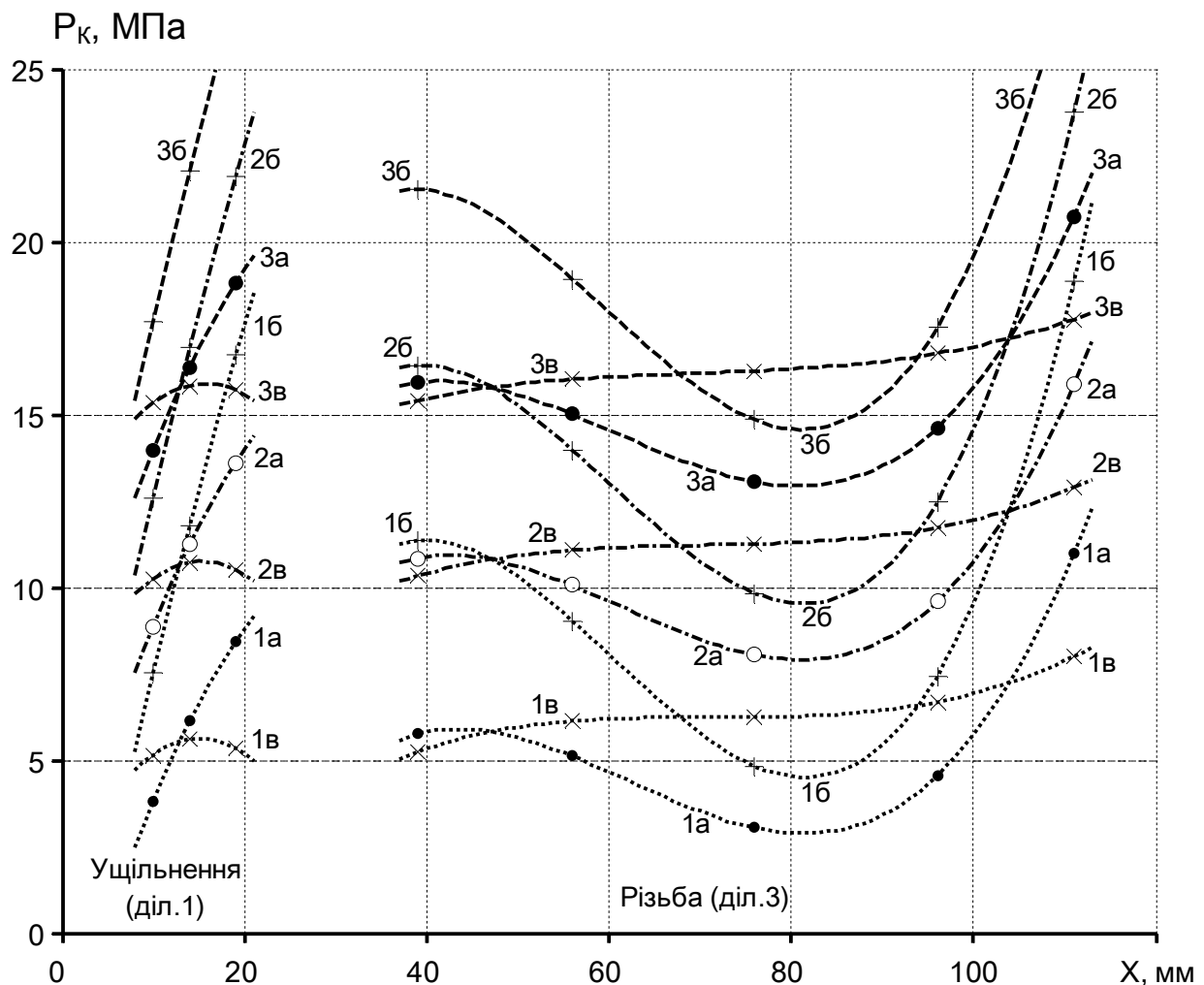


Рисунок 11 – Розподіл контактних тисків P_K в ущільненні і різьбі під одночасної дією внутрішнього P_V і зовнішнього P_Z тисків (МПа):

- $P_V=P_Z=0$ – 1а; $P_V=5, P_Z=0$ – 16; $P_V=0, P_Z=5$ – 1в;
 $P_V=P_Z=5$ – 2а; $P_V=10, P_Z=5$ – 26; $P_V=5, P_Z=10$ – 2в;
 $P_V=P_Z=10$ – 3а; $P_V=15, P_Z=10$ – 36; $P_V=10, P_Z=15$ – 3в

(діаметр труб $D_V=245$ мм, товщина стінки $S=8,9$ мм;
 натяги: в ущільненні $\Delta_1=0,07$ мм; у різьбі $\Delta_3=0,06$ мм).

Під дією внутрішнього тиску труба розширюється, особливо на ділянках 2 і 4 (канавка і збіг різьби, рис. 3). Більш жорстка муфта протидіє їй вільному розширенню, стискає і згинає її краї, труба чинить цьому значний опір, у результаті біля цих ділянок виникають найбільші прирости контактних тисків. Внаслідок згину стінки труби повертаються всередину. За рахунок цього труба звужується посередині різьби та біля торця ущільнення, тому тут приріст тиску значно менший. Крім того, внутрішній тиск розширює також і центр муфти.

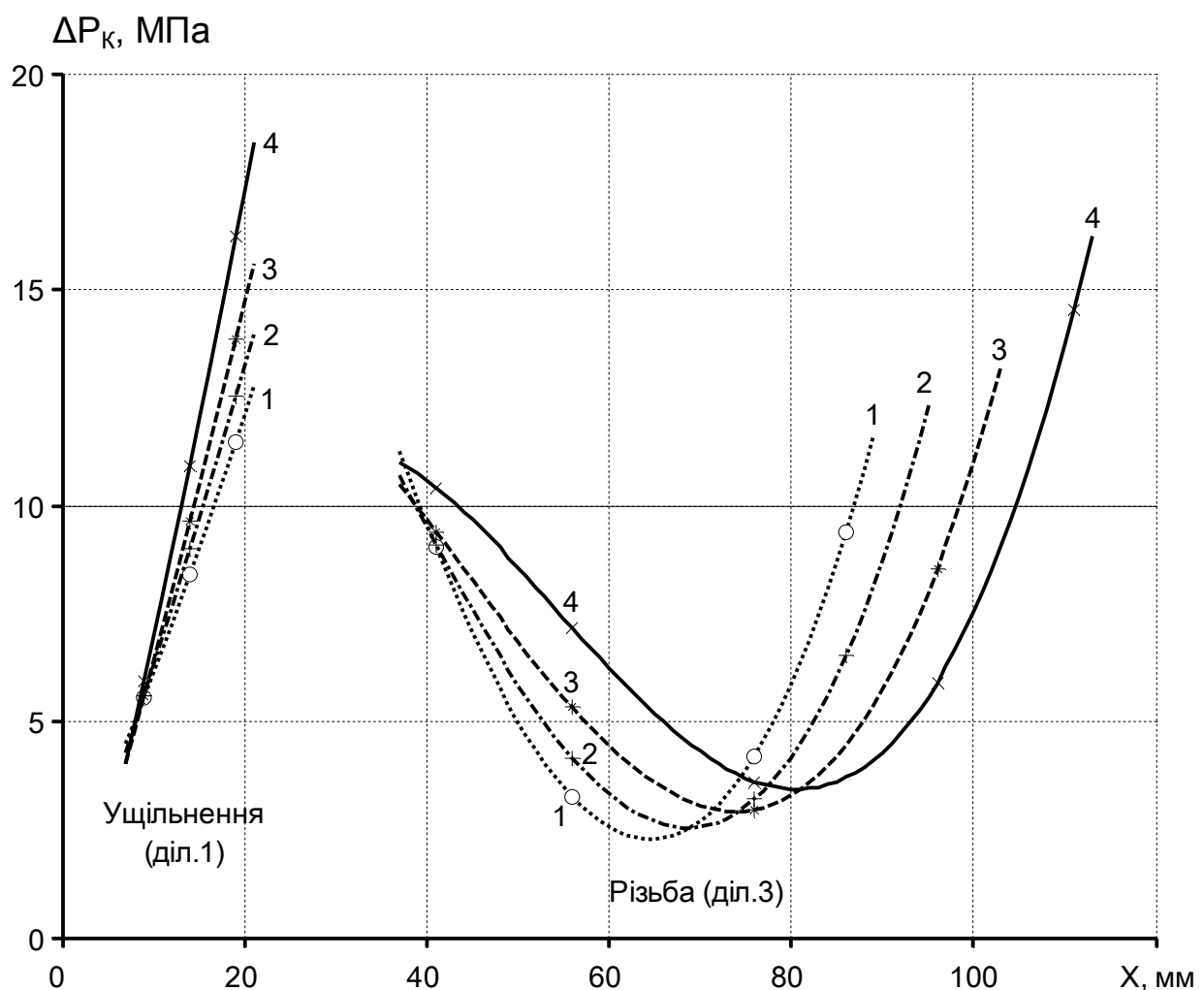
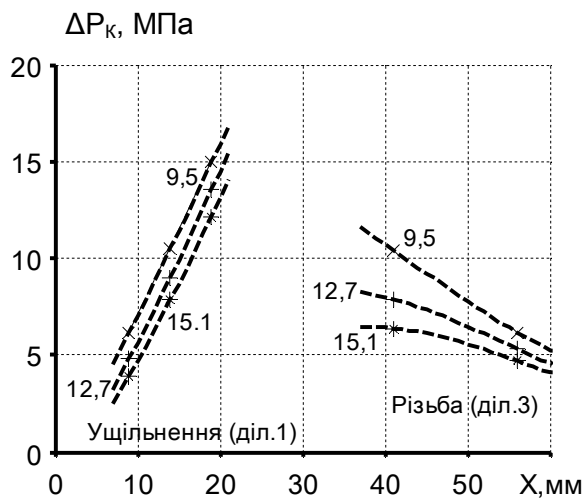


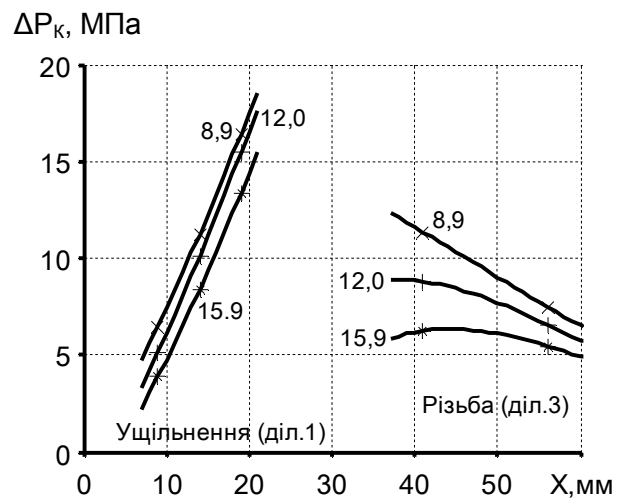
Рисунок 12 – Розподіл приростів контактних тисків в ущільненні і у різьбі від зростання внутрішнього тиску на $\Delta P_V=10 \text{ МПа}$ (діаметри труб D (мм) і товщини стінок S (мм): $D=114, S=10,2 - 1$; $D=140, S=10,5 - 2$; $D=178, S=10,4 - 3$; $D=245, S=10,0 - 4$).

Усе це викликає різкий спад приросту контактної тиску в ущільненні від канавки до торця. Як наслідок, його величина на частині ущільнення стає меншою за приріст внутрішнього тиску. Якщо приріст у сумі з початковим контактним тиском, створеним натягом при згвинчуванні, виявиться меншим за діючий тиск, то утвориться нещільність в ущільненні, і воно не буде герметичним при даному тиску.

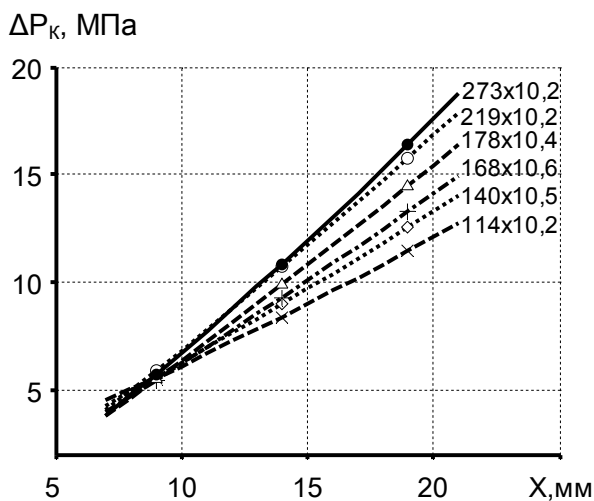
Прирости контактної тиску залежать від параметрів з'єднання. На рис. 13 (а-б) показано їх залежність від товщини стінок труб.



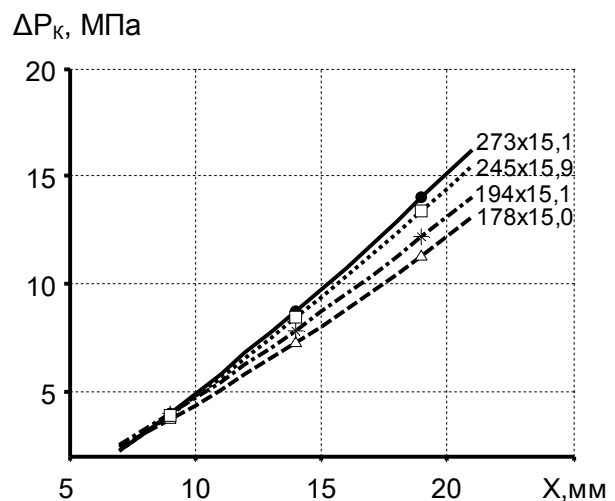
а) $D_y=194$ мм, S (мм) – на графіку;



б) $D_y=245$ мм, S (мм) – на графіку;



в) $S=10,2...10,6$ мм;



г) $S=15,0...15,9$ мм;

Рисунок 13 – Прирости контактних тисків ΔP_k (МПа) в ущільненні і у різьбі внаслідок зростання внутрішнього тиску на $\Delta P_V=10$ МПа (на графіках $D \times S$: D – діаметр труби (мм), S – товщина її стінки (мм)).

За більшої товщини приріст контактної тиску менший, бо труба чинить більший опір розширенню. Тому стає ширшою нещільність в ущільненні, де приріст контактної тиску не компенсує приросту діючого.

Вплив діаметра труб на приріст контактної тиску в ущільненні показано на рис. 13, в-г. За більшого діаметра стінка труби стає менш жорсткою і більше розширюється, що збільшує приріст тиску. Разом з цим, спад контактної тиску стає крутішим, бо нежорстка стінка ущільнення чинить менший опір і більше повертається всередину від вигину канавки, збільшеного дією внутрішнього тиску.

Прирости контактних тисків в ущільненні і різьбі від зростання зовнішнього тиску показано на рис. 14.

ΔP_K , МПа

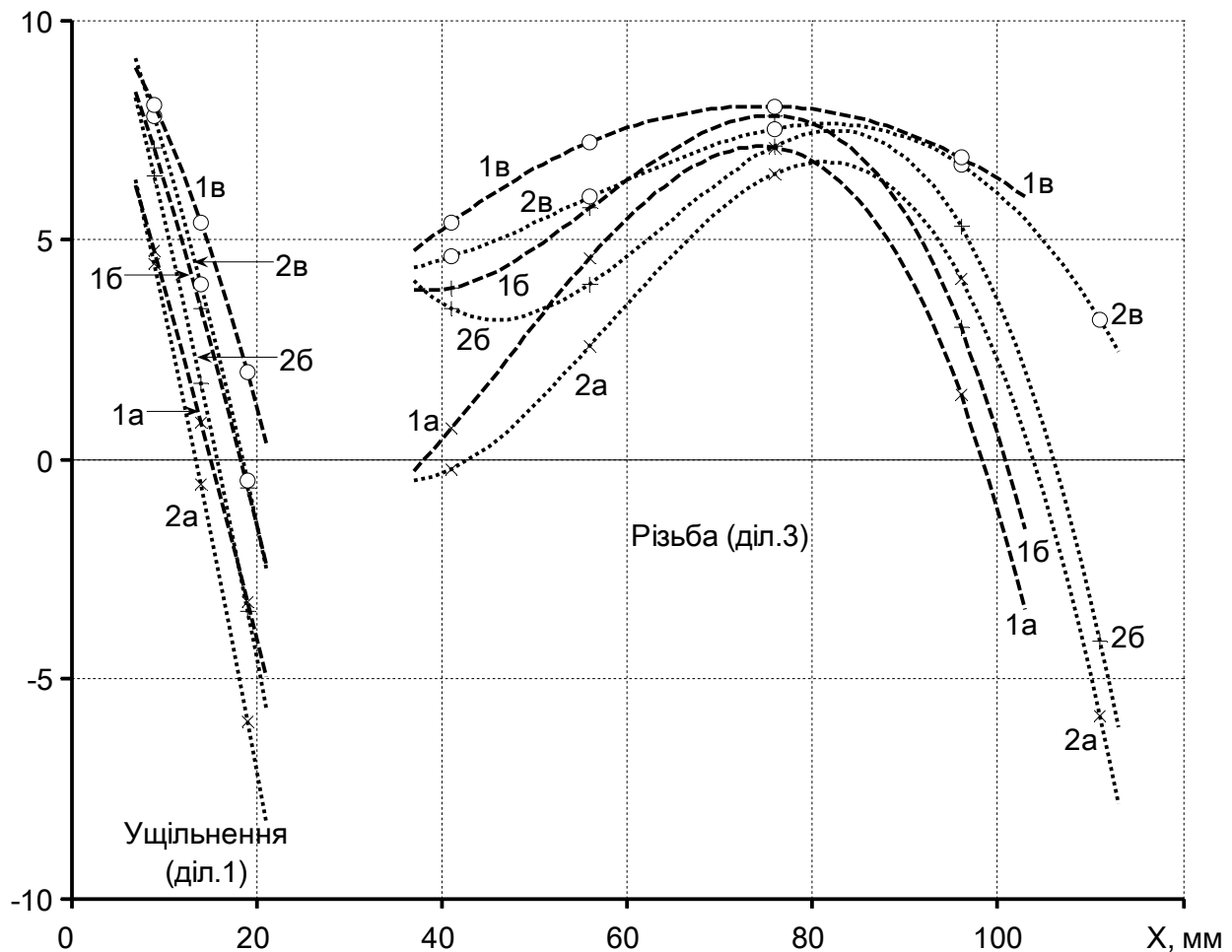


Рисунок 14 – Розподіл приростів контактних тисків ΔP_K в ущільненні і різьбі внаслідок приросту зовнішнього тиску на $\Delta P_Z = 10$ МПа

(діаметри труб D (мм): $D=178$ – 1; $D=273$ – 2; спеціальні муфти – в; товщини стінок S (мм): $S=10,4$ – 1а; $S=15,0$ – 16, 1в; $S=10,2$ – 2а; $S=15,1$ – 26, 2в).

Вони більші для товстішої і жорсткішої стінки труби, яка чинить більший опір стисканню муфти ззовні. Для більшого діаметра труби її стінка стає податливішою, тому прирости контактного тиску зменшуються.

Проблемою з'єднання є негерметичні впадини різьби, через які зовнішній тиск через проникає у канавку і стискає її. Стінка труби тонша, тому відносно муфти звужується більше. У результаті в ущільненні і різьбі прирости контактного тиску менші за приріст зовнішнього. Якщо стінка ущільнення недостатньо жорстка, то від стиску канавки вона звужується і повертається так, що контактний тиск різко зменшується від торця до канавки. Тому необхідно, щоб при згвинчуванні в ущільненні був створений контактний тиск, достатній для перевищення його приросту над зовнішнім тиском.

Одночасне зростання експлуатаційних тисків збільшує контактні у з'єднанні. На рис. 15 наведено графіки відносних приростів контактного тиску в ущільненні (його перевищення над прикладеними у відсотках) та їх залежність від розмірів з'єднання. Величину ΔP_k відносних приростів визначено за формулою

$$\Delta P_k = 100 \cdot (\Delta P_K - \Delta P_P) / \Delta P_P \quad (\%), \quad (56)$$

де $\Delta P_P = \Delta P_V = \Delta P_Z$ – приріст одночасно прикладених тисків, МПа;

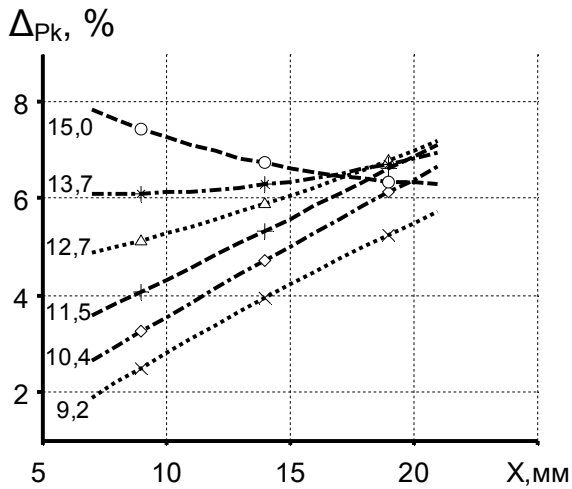
ΔP_K – приріст контактного тиску, викликаного ΔP_P , МПа.

Аналіз рис. 15 показує, що приріст контактного тиску залежить від співвідношення товщин муфти і труби в ущільненні. Труба від внутрішнього тиску розширюється як тонкостінна, а муфта від такого ж зовнішнього звужується як товстостінна, внаслідок чого контактний тиск зростає на 2... 8 % більше від прикладених.

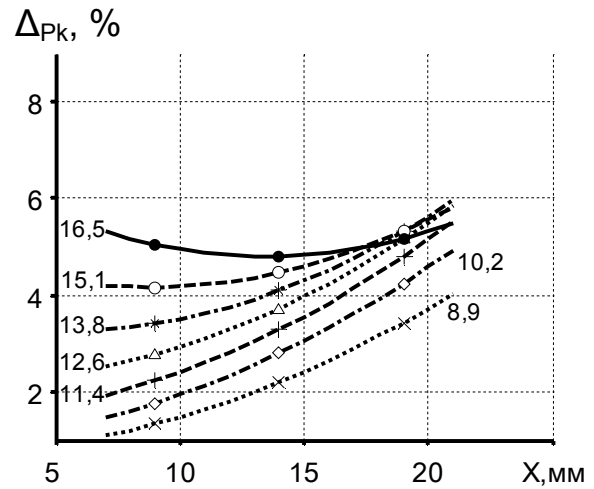
Труби одного діаметра, але більшої товщини, мають більший приріст контактного тиску в ущільненні. Його розподіл характерний для тонкостінної труби: приріст зменшується від канавки до торця труби.

Але для найбільших товщин стінок труб розподіл вздовж ущільнення інший: приріст спадає від торця до канавки. Така стінка жорсткіша, а ділянка канавки майже не вигинається. Тому вільний, не

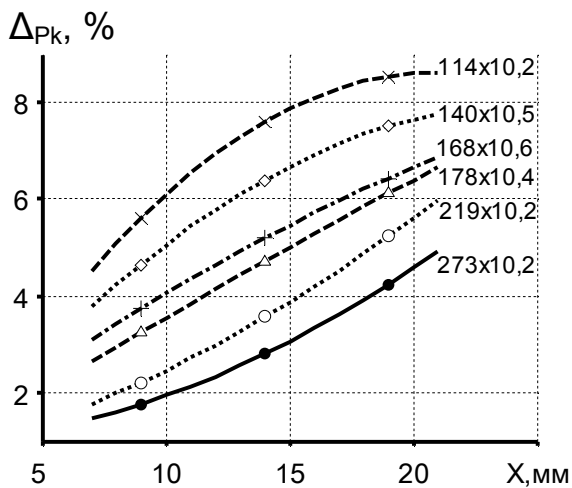
обпертий торець труби виявляється менш жорстким, його розширення найбільшим, і контактний тиск тут зростає більше.



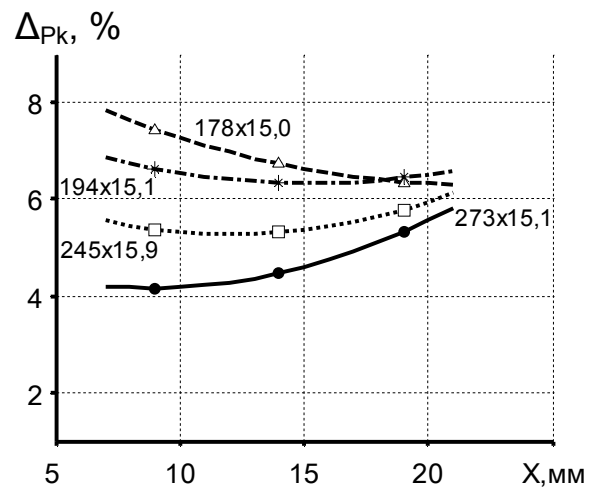
а) $D=178$ мм, S (мм) – на графіку;



б) $D=273$ мм, S (мм) – на графіку;



в) $S=10,2...10,6$ мм;



г) $S=15,0...15,9$ мм;

Рисунок 15 – Відносні прирости контактних тисків ΔP_k (%) в ущільненні від приросту внутрішнього і зовнішнього тисків $\Delta P_V = \Delta P_Z$ (на графіках $D \times S$: D – діаметр труби (мм), S – товщина її стінки (мм))

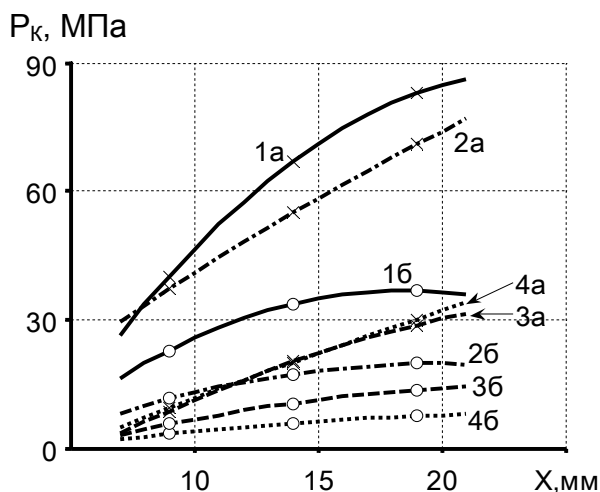
За однакової товщини, але більшого діаметра, жорсткість стінок як труби, так і муфти зменшується. Тому різниця їх деформацій від дії однакових тисків стає меншою, і приріст тиску в ущільненні зменшується. За товщини труби 10...11 мм його розподіл характерний для тонкостінної труби (спад від канавки до торця), а за товщини 15...16 мм проявляється більша жорсткість труби.

VII. ВПЛИВ ЗМЕНШЕННЯ ТОВЩИНИ СТІНКИ ТРУБИ У ВУЗЛІ УЩІЛЬНЕННЯ НА ГЕРМЕТИЧНІСТЬ З'ЄДНАНЬ

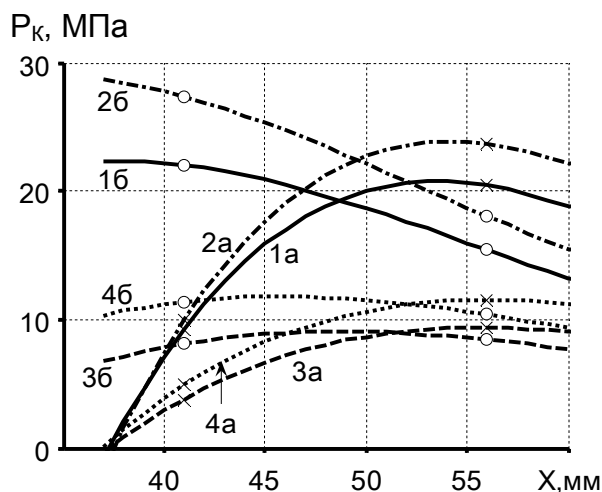
Товщини стінок ущільнення і канавки обсадних труб менші, ніж у самої труби, внаслідок конусності різьби та ущільнюючого пояса. Зрозуміло, що вони є більшими для труб більшої товщини. Тонші і менш жорсткі стінки цих ділянок підвищують герметичність ущільнення. Це відбувається завдяки більшій гнучкості стінки труби на ділянці канавки, внаслідок чого зменшується вплив деформацій різьби на ущільнення. Товщину стінок ущільнення і канавки можна зменшити розточуванням внутрішньої поверхні труби від торця до різьби на операції нарізання кінця труби.

На рис. 16 показано вплив зменшення товщини стінки труби на розподіл контактних тисків для граничних натягів, за яких буде порушений контакт у різьбі (рис. 16, а-б) або в ущільненні (рис. 16, в-г).

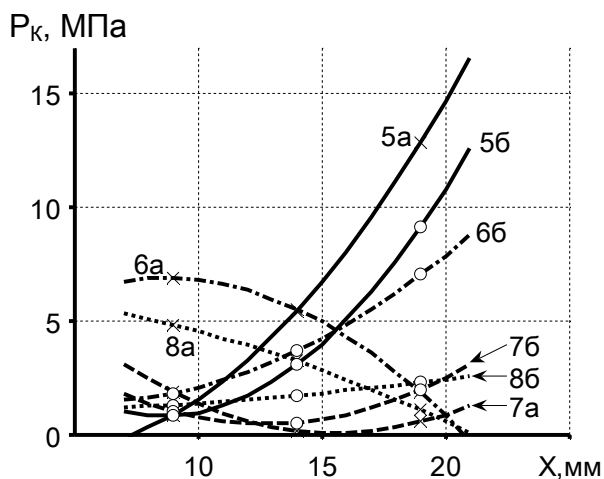
Як бачимо, одночасно з товщиною стінок на ділянках 1-2 стають меншими їх жорсткість, опір стисканню і контактний тиск в ущільненні (у 2-4 рази, рис. 16, лінії б порівняно з а). Разом з цим спад тиску на довжині ущільнення теж зменшується у 2-4 рази. Це найбільше виражено у труб з товстішою стінкою (лінії 2, 4 порівняно з 1, 3), для яких зменшення товщини до мінімальної є відчутнішим. Якщо натяги стають граничними (менші в ущільненні чи більші у різьбі), то може зникнути контакт в ущільненні. Причиною цього є поворот його стінки під впливом вигину канавки (лінії 5а, 7а), або його звуження від стискання різьби (лінії 6а, 8а). Цей вплив слабшає при зменшенні товщини і жорсткості стінок, зокрема канавки. Її тонша стінка гнучкіша, тому деформації від різьби на її довжині згасають. У результаті контактний тиск в ущільненні зростає і, що важливо, у перетинах, де він був відсутній (лінії б). Це дозволяє збільшити натяги Δ_3 у різьбі, які могли впливати на контакт в ущільненні. Розточування ділянок 1-2 також зменшує вплив деформацій ущільнення на різьбу. Як наслідок, при граничних натягах Δ_1 в ущільненні, які погіршували контакт у різьбі, тепер на її перших витках контактний тиск стає більшим (лінії б порівняно з а). Це дає змогу збільшити натяг в ущільненні до максимального 0,27 мм за стандартом.



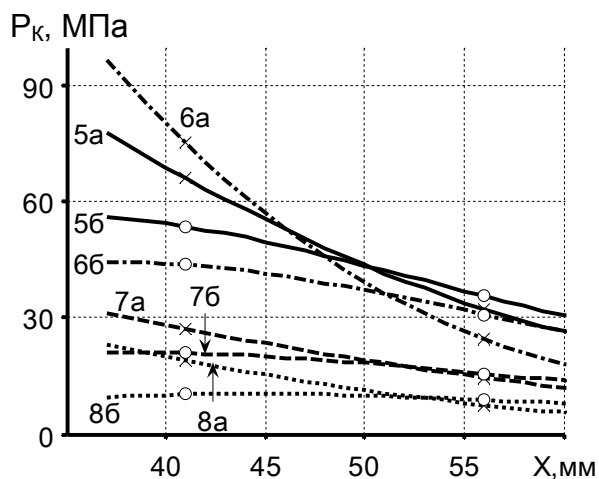
а) в ущільненні (діл. 1);



б) у різьбі (діл. 3);



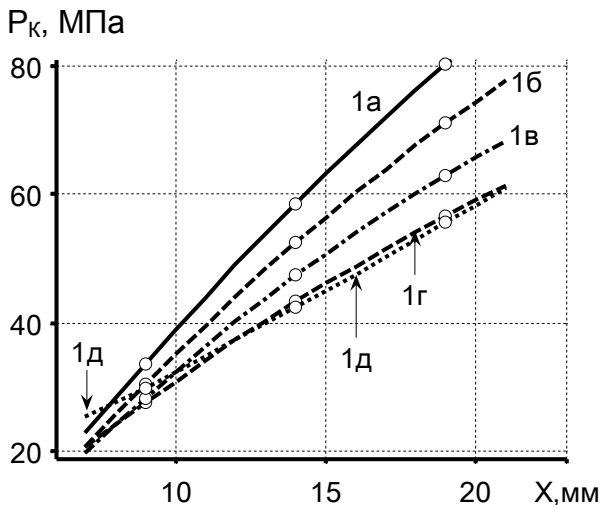
в) в ущільненні (діл. 1);



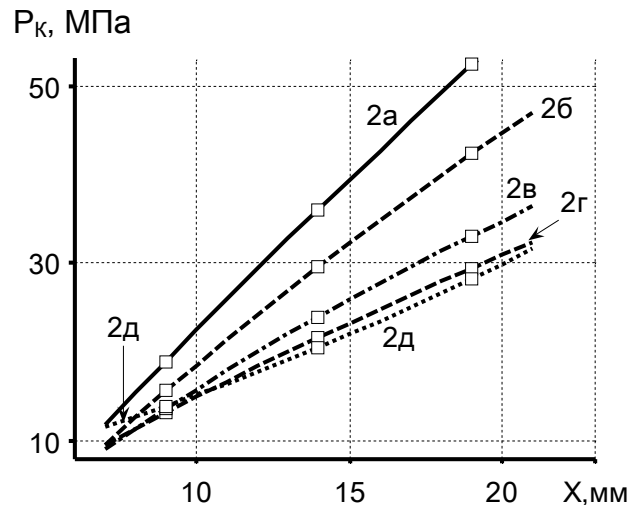
г) у різьбі (діл. 3);

Рисунок 16 – Контактні тиски P_K при товщині стінки труби стандартній (лінії а) та розточеній на ділянках 1-2 до $t_1=3$ мм на торці (лінії б) залежно від натягів (мм) в ущільненні Δ_1 і у різьбі Δ_3 :
 а-б) $\Delta_3=0,10$: $\Delta_1=0,28 - 1$, $\Delta_1=0,150 - 2$; $\Delta_1=0,20 - 3$, $\Delta_1=0,120 - 4$;
 в-г) $\Delta_1=0,05$: $\Delta_3=0,23 - 5$, $\Delta_3=0,165 - 6$; $\Delta_3=0,21 - 7$, $\Delta_3=0,085 - 8$.
 (діаметри труб D (мм): $D=178 - 1, 2, 5, 6$; $D=273 - 3, 4, 7, 8$;
 товщини стінок S (мм): $S=10,4 - 1, 5$, $S=15,0 - 2, 6$; $S=10,2 - 3, 7$, $S=15,1 - 4, 8$)

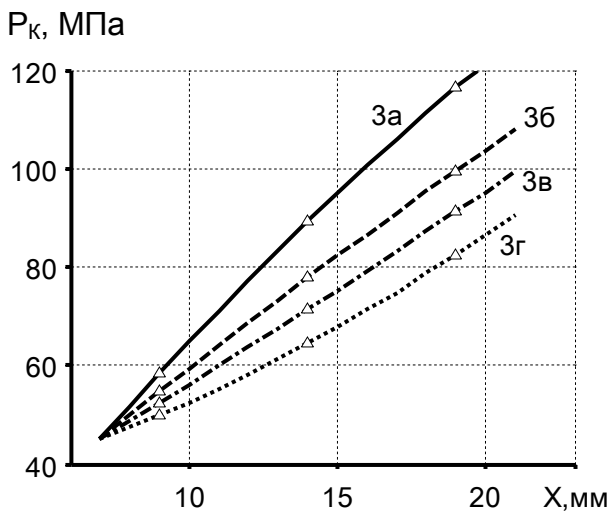
Як показали дослідження [7], від дії внутрішнього тиску на модифіковане з'єднання контактні тиски в ущільненні і на перших витках різьби стають більшими порівняно з нерозточеною трубою, в ущільненні зменшується спад контактного тиску та зникає нещільність.



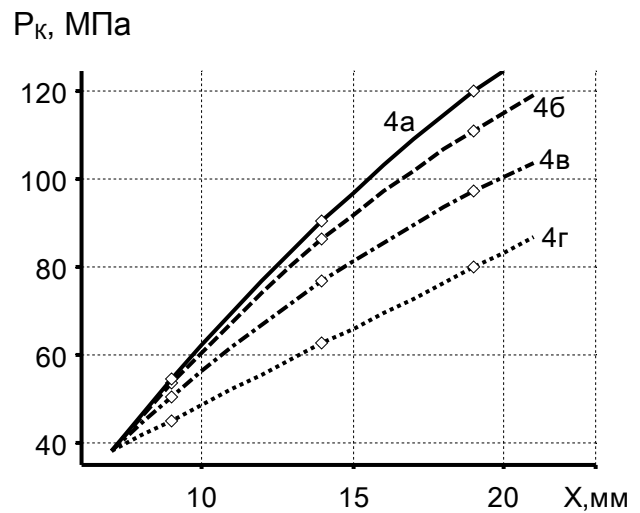
а) труба 178 x 11,5; $\Delta_1 = \Delta_3 = 0,15$;
 $t_1 = 7,1$; $P_V = 23$ – 1а (повна товщина);
 $t_1 = 6$, $P_V = 20,7$ – 1б; $t_1 = 5$, $P_V = 19,9$ – 1в;
 $t_1 = 4$, $P_V = 20,8$ – 1г; $t_1 = 3$, $P_V = 25,3$ – 1д;



б) труба 245 x 13,8; $\Delta_1 = \Delta_3 = 0,15$;
 $t_1 = 9,1$; $P_V = 11,8$ – 2а (повна товщина);
 $t_1 = 7$, $P_V = 9,6$ – 2б; $t_1 = 5$, $P_V = 9,1$ – 2в;
 $t_1 = 4$; $P_V = 9,6$ – 2г; $t_1 = 3$, $P_V = 11,5$ – 2д;



в) труба 127 x 9,2; $P_V = 45$; $\Delta_3 = 0,15$;
 $t_1 = 5,1$; $\Delta_1 = 0,13$ – 3а; $t_1 = 4$, $\Delta_1 = 0,12$ – 3б;
 $t_1 = 3,5$; $\Delta_1 = 0,11$ – 3в; $t_1 = 3$, $\Delta_1 = 0,095$ – 3г;



г) труба 168 x 10,6; $P_V = 38$; $\Delta_3 = 0,15$;
 $t_1 = 6,3$; $\Delta_1 = 0,21$ – 4а; $t_1 = 5$, $\Delta_1 = 0,225$ – 4б;
 $t_1 = 4$, $\Delta_1 = 0,22$ – 4в; $t_1 = 3$, $\Delta_1 = 0,185$ – 4г;

Рисунок 17 – Взаємозалежності контактної тиску P_K (МПа) в ущільненні, допустимого внутрішнього тиску P_V і необхідного натягу Δ_1 при зменшенні товщини стінки на ділянках 1-2 труби (з'єднання труб $D \times S$: D – діаметр труби, мм; S – товщина стінки, мм; t_1 – товщина труби на торці, мм; Δ_1 – натяг в ущільненні, мм; Δ_3 – натяг у різьбі, мм; P_V – найбільший внутрішній тиск, що не перевищує контактний, МПа)

На рис. 17 встановлено залежності допустимого внутрішнього тиску та необхідного натягу в ущільненні, за яких забезпечується

його герметичність, від розточування труби.

Вплив зовнішнього тиску на розподіл контактних тисків у з'єднанні з трубою, розточеною на ділянках 1-2, показано на рис. 18. Через гвинтові канали різьби зовнішній тиск проникає у канавку, стискає її стінку і звужує трубу. Тому в ущільненні характерний спад контактної тиску зникає, його величина зменшується і може стати меншим за зовнішній (герметичність порушиться). Але товстіша труба жорсткіша, менше деформується і витримує більший зовнішній тиск.

P_K , МПа

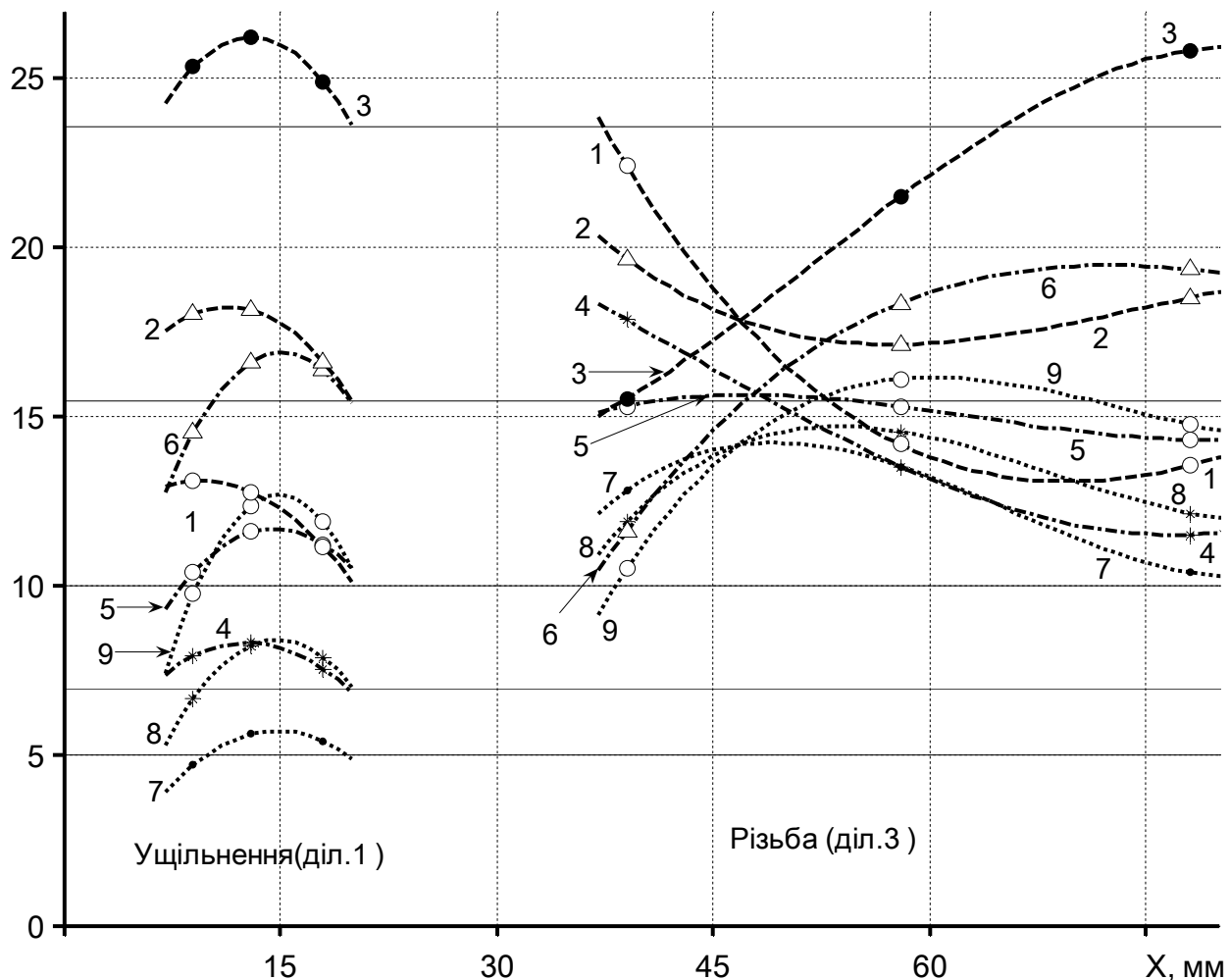
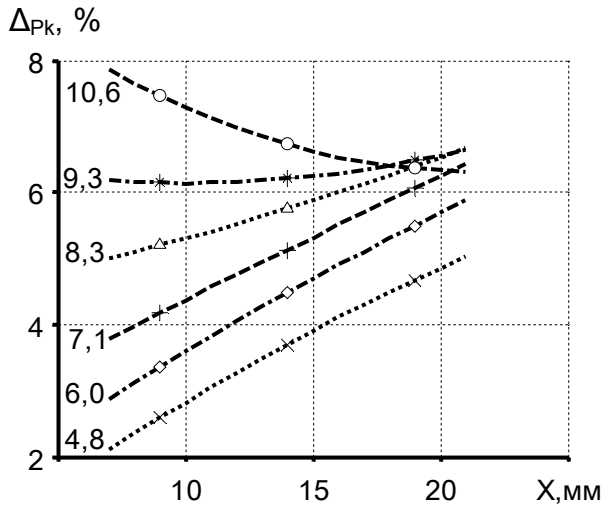


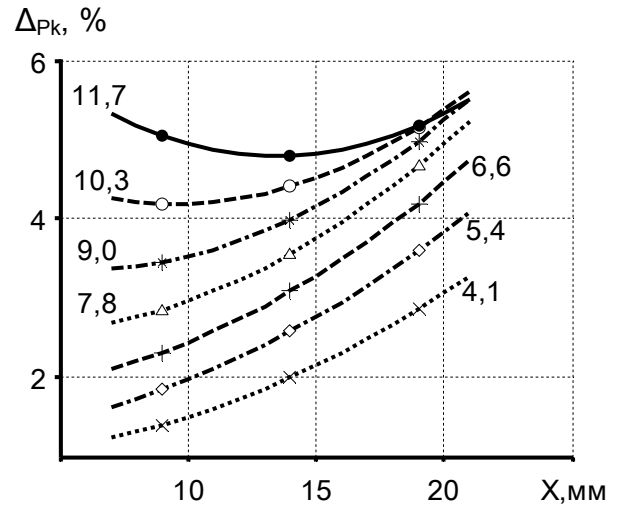
Рисунок 18 – Розподіли контактних тисків P_K (МПа) в ущільненні і у різьбі для труб, розточених на ділянках 1-2 до товщини на торці t_1 (мм): $t_1=9$ – 1, 2, 3; $t_1=6$ – 4, 5, 6; $t_1=3$ – 7, 8, 9; під дією зовнішнього тиску P_Z (МПа) і при натязі в ущільненні Δ_1 (мм): $P_Z=5$ – 7; $P_Z=7$ – 4, 8; $P_Z=10$ – 1, 5, 9; $P_Z=15,5$ – 2, 6; $P_Z=23,6$ – 3; $\Delta_1=0,08$ – 1, 4; $\Delta_1=0,1$ – 2, 5, 7; $\Delta_1=0,13$ – 3, 6; $\Delta_1=0,14$ – 8; $\Delta_1=0,2$ – 9

(діаметр труб $D=245$ мм, товщина стінки труби $S=13,8$ мм; натяг у різьбі $\Delta_3=0,10$ мм).

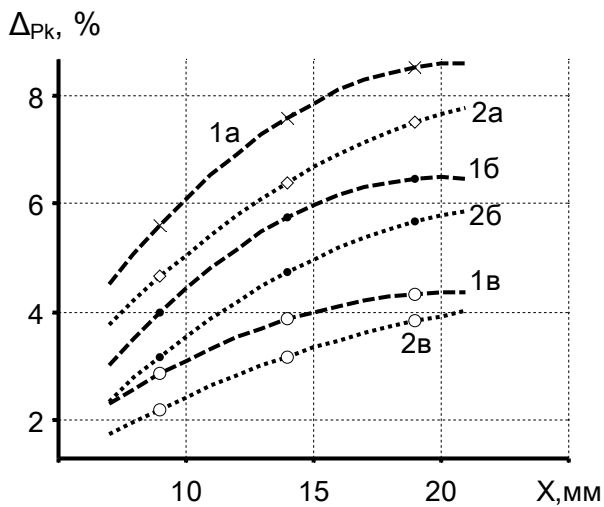
Тому, щоб підвищити герметизуючу здатність вузла ущільнення, потрібно встановити таке співвідношення товщин його стінок на ділянках 1 і 2, за яких вони диференційовано чинять необхідний опір стиску і згину під дією заданого зовнішнього тиску.



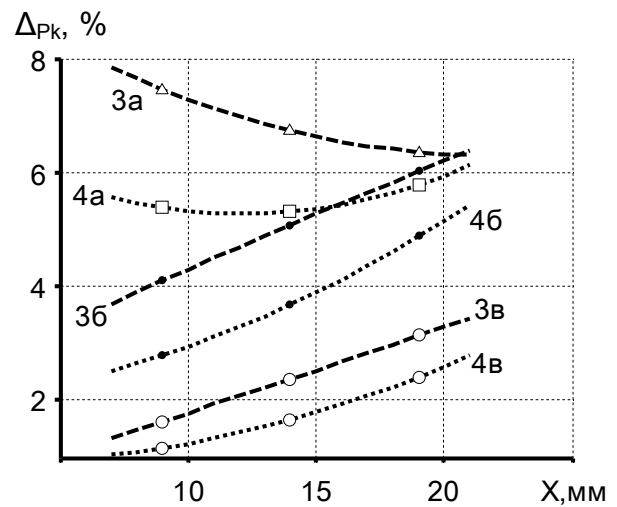
а) труба 178 x 15,0; t_1 (мм) – на графіку;



б) труба 273 x 16,5; t_1 – на графіку;



в) труба 114 x 10,2 – 1; $t_1=6,2$ – 1а;
труба 140 x 10,5 – 2; $t_1=6,3$ – 2а;
 $t_1=4,5$ – 1б, 2б; $t_1=3,0$ – 1в, 2в;



г) труба 178 x 15,0 – 3; $t_1=10,6$ – 3а;
труба 245 x 15,9 – 4; $t_1=11,1$ – 4а;
 $t_1=7,0$ – 3б, 4б; $t_1=3,0$ – 3в, 4в;

Рисунок 19 – Прирости контактних тисків ΔP_k (%) в ущільненні від одночасного приросту внутрішнього і зовнішнього тисків $\Delta P_V = \Delta P_Z$ для труб, розточених на ділянках 1-2 до товщини на торці t_1 (мм) (з'єднання труб $D \times S$: D – діаметр труби, мм; S – товщина стінки, мм).

На рис. 19 показано прирости тиску в ущільненні від розточування труб на ділянках 1-2 за одночасної дії внутрішнього і

зовнішнього тисків. Товщини t_1 на торці вибрано такі (рис. 19, а-б), які є у нерозточених труб цього ж діаметра меншої товщини і відповідають рис. 11, а-б. Їх порівняння свідчить, що розточена труба в ущільненні чинить опір як труба меншої товщини цього ж діаметра, бо їх прирости практично співпадають (різниця менша за 1%).

Товстіша стінка ущільнення забезпечує більший приріст контактного тиску. Розточування труби зменшує як товщину і жорсткість ділянок 1-2, так і приріст тиску в ущільненні. Зміна розподілу приростів вказує на перетворення труби в ущільненні на тонкостінну, для якої характерний спад контактного тиску до торця. Причиною цього є одночасне зменшення жорсткості стінок ущільнення і канавки.

VIII. ЗАЛЕЖНІСТЬ ГЕРМЕТИЧНОСТІ УЩІЛЬНЮЮЧОГО ВУЗЛА ВІД СПІВВІДНОШЕННЯ ТОВЩИН СТІНОК НА ЙОГО ДІЛЯНКАХ

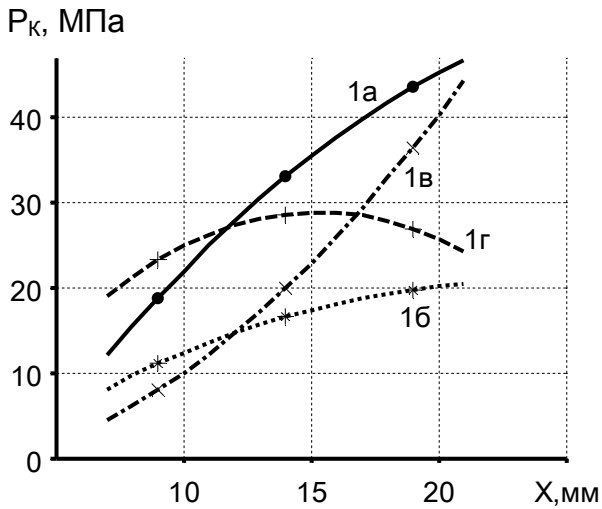
Вплив комбінацій товщин труби у вузлі ущільнення на контактний тиск показано на рис. 20. Стандартній товщині стінок ущільнення і канавки відповідають лінії а; лінії б – товщині після їх розточування (як на рис. 16). Після розточування труби лише на ділянці 1 ущільнення тиск зменшується, а його різниця (спад) збільшується так, що при згвинчуванні може бути порушена щільність контакту (лінії в).

Товщину стінки лише на ділянці 2 можна зменшити, якщо поглибити канавку при нарізанні кінця труби (див. рис. 1). Після цього контактний тиск в ущільненні стає більш рівномірним, а його різниця (спад) по довжині зменшується (лінії г). Тонша стінка канавки має меншу згинальну жорсткість і є гнучкішою. Деформації, отримані її краями від ущільнення чи різьби, швидко згасають на її довжині, тому вплив вигинів на ущільнення майже зникає.

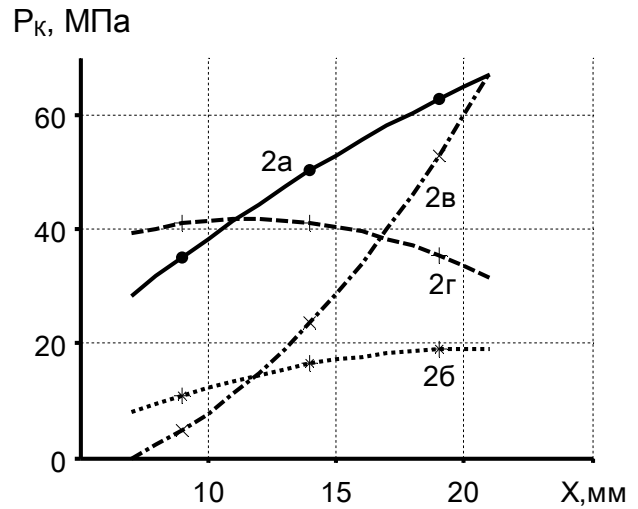
Вплив різної товщини труби на розподіл контактного тиску для граничних натягів, за яких буде порушений контакт в ущільненні, показано на рис. 20 (тут лінії а-б співпадають з рис. 16 в).

Зменшення товщини і жорсткості лише стінки канавки 2 робить її гнучкішою, що зменшує її вплив на ущільнення, у якого збережена

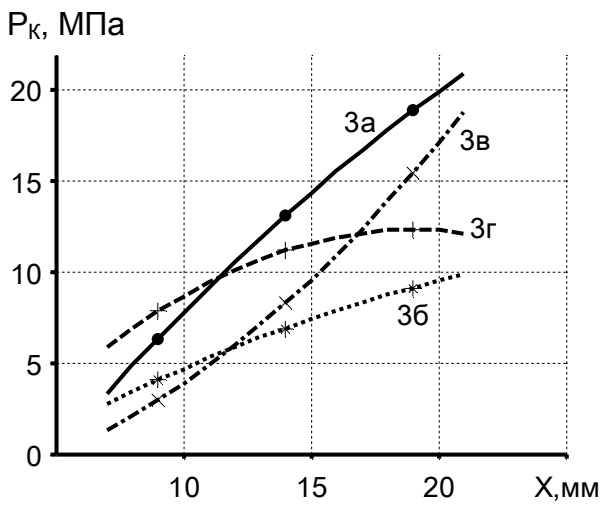
товщина і більша жорсткість стінки. У результаті контактний тиск тут зростає і, що важливо, у перетинах, де він міг бути відсутній (лінії Г).



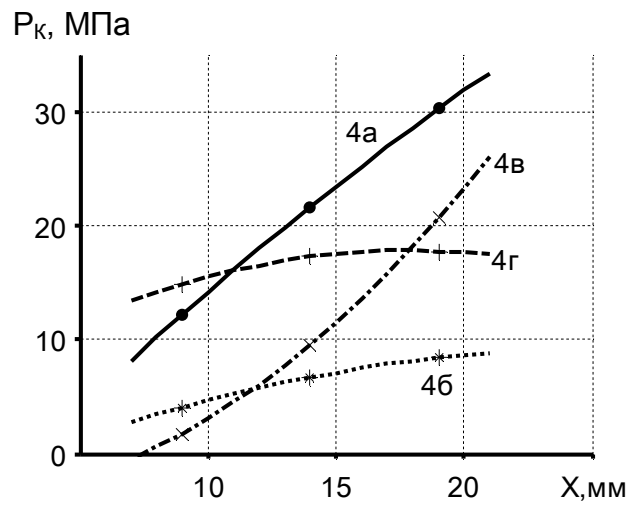
а) труба 168 x 8,9 – 1;
 $t_1=4,6$; $t_2=4,8$ – 1а; $t_1=3,0$; $t_2=3,2$ – 1б;
 $t_1=3,0$; $t_2=4,8$ – 1в; $t_1=4,6$; $t_2=3,2$ – 1г;



б) труба 168 x 12,1 – 2;
 $t_1=7,8$; $t_2=8,0$ – 2а; $t_1=3,0$; $t_2=3,2$ – 2б;
 $t_1=3,0$; $t_2=8,0$ – 2в; $t_1=7,8$; $t_2=3,2$ – 2г;



в) труба 245 x 8,9 – 3;
 $t_1=4,2$; $t_2=4,4$ – 3а; $t_1=3,0$; $t_2=3,2$ – 3б;
 $t_1=3,0$; $t_2=4,4$ – 3в; $t_1=4,2$; $t_2=3,2$ – 3г;

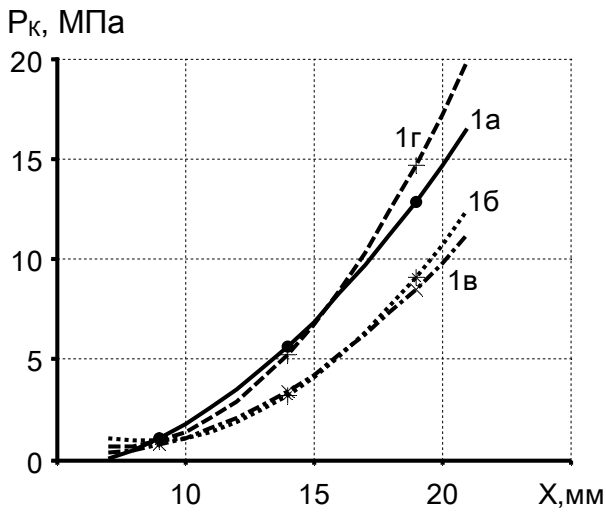


г) труба 245 x 12,0 – 4;
 $t_1=7,3$; $t_2=7,5$ – 4а; $t_1=3,0$; $t_2=3,2$ – 4б;
 $t_1=3,0$; $t_2=7,5$ – 2в; $t_1=7,3$; $t_2=3,2$ – 4г;

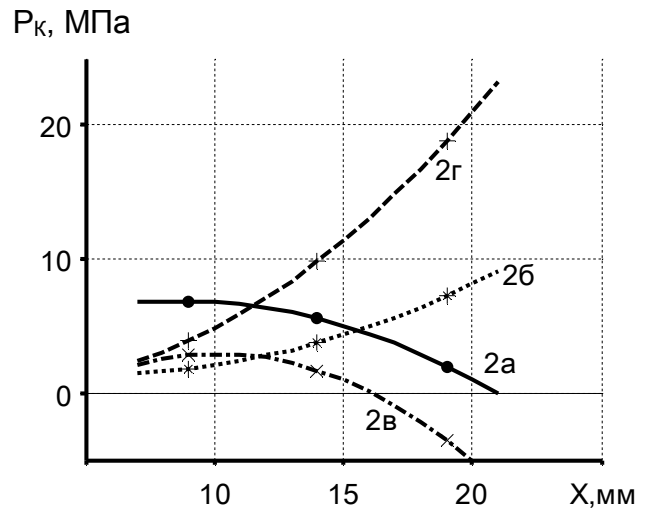
Рисунок 20 – Контактні тиски P_K в ущільненні при товщині стінки труби стандартній (лінії а) та зменшеній: на ділянках 1-2 (лінії б); на ділянці 1 ущільнення (лінії в); на ділянці 2 канавки (лінії г) (з'єднання труб $D \times S$: D – діаметр труби, мм; S – товщина стінки, мм; t_1 – товщина на торці ущільнення, мм; t_2 – товщина на початку канавки, мм; натяги в ущільненні і різьбі $\Delta_1=\Delta_3=0,15$ мм).

Це дозволяє, з одного боку, зменшити натяги в ущільненні, чим
 162

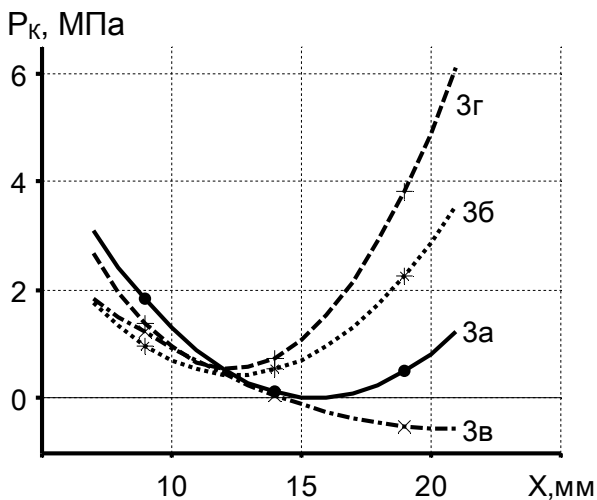
розширити діапазон їх відхилень при виготовленні, а з другого – збільшити натяги у різьбі до стандартного 0,25 мм для усіх типорозмірів з'єднань без втрати контакту в ущільненні.



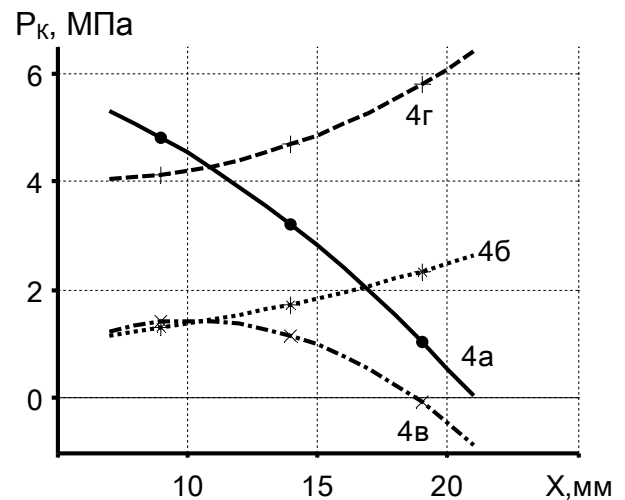
а) труба 178 x 10,4; $\Delta_3=0,23$ – 1;
 $t_1=6,0$; $t_2=6,2$ – 1а; $t_1=3,0$; $t_2=3,2$ – 1б;
 $t_1=3,0$; $t_2=6,2$ – 1в; $t_1=6,0$; $t_2=3,2$ – 1г;



б) труба 178 x 15,0; $\Delta_3=0,165$ – 2;
 $t_1=10,6$; $t_2=10,8$ – 2а; $t_1=3,0$; $t_2=3,2$ – 2б;
 $t_1=3,0$; $t_2=10,8$ – 2в; $t_1=10,6$; $t_2=3,2$ – 2г;



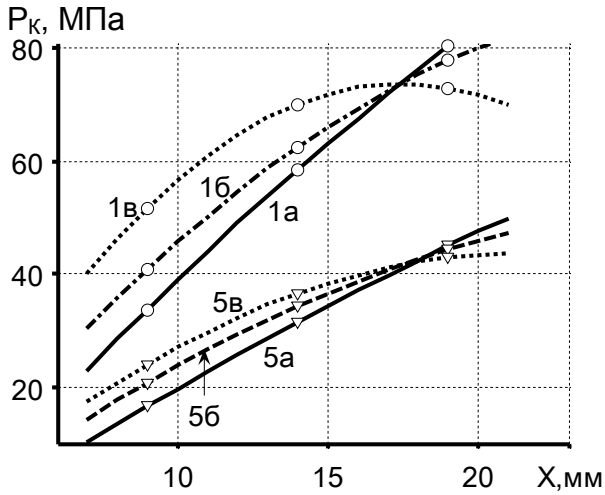
в) ОТТГ 273 x 10,2; $\Delta_3=0,21$ – 3;
 $t_1=5,5$; $t_2=5,7$ – 3а; $t_1=3,0$; $t_2=3,2$ – 3б;
 $t_1=3,0$; $t_2=5,7$ – 3в; $t_1=5,5$; $t_2=3,2$ – 3г;



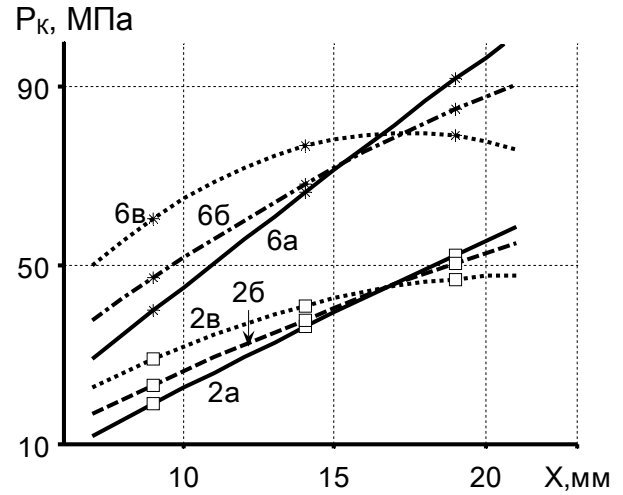
г) ОТТГ 273 x 15,1; $\Delta_3=0,085$ – 4;
 $t_1=10,4$; $t_2=10,6$ – 4а; $t_1=3,0$; $t_2=3,2$ – 4б;
 $t_1=3,0$; $t_2=10,6$ – 4в; $t_1=10,4$; $t_2=3,2$ – 4г;

Рисунок 21 – Контактні тиски P_K в ущільненні при товщині стінки труби стандартній (лінії а) та зменшеній: на ділянках 1-2 (лінії б); на ділянці 1 ущільнення (лінії в); на ділянці 2 канавки (лінії г); для граничних натягів: в ущільненні $\Delta_1=0,05$ мм, у різьбі – Δ_3 (мм) (з'єднання труб $D \times S$: D – діаметр труби, мм; S – товщина стінки, мм; t_1 – товщина на торці ущільнення, мм; t_2 – товщина на початку канавки, мм).

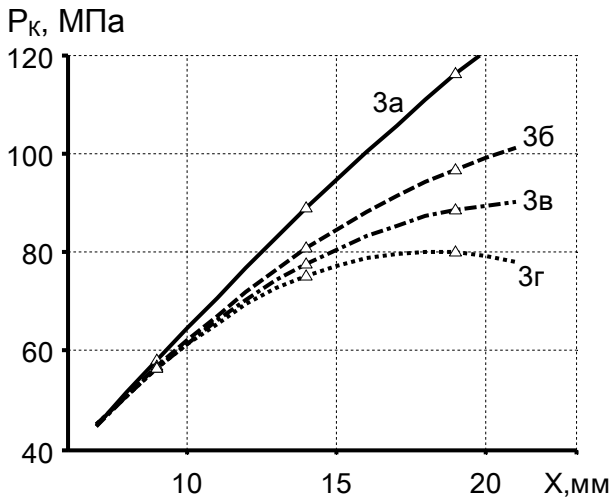
Подібним чином поводить себе контактний тиск в ущільненні під дією внутрішнього. Для збільшення його величини та зменшення нерівномірності (спаду) вздовж ущільнення найбільш ефективним є потоншення стінки ділянки канавки (збільшення її гнучкості) [7].



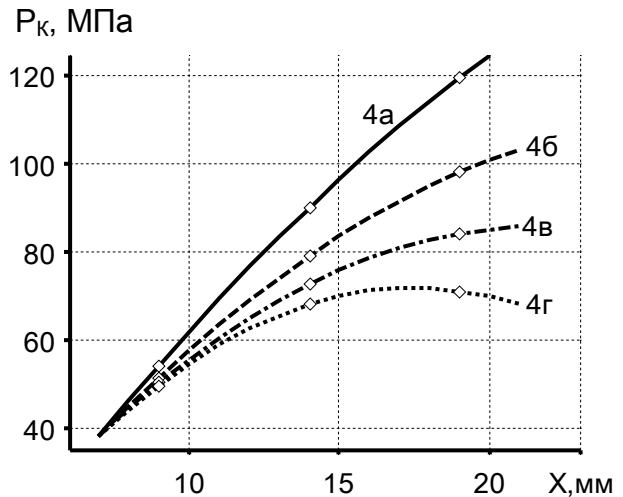
а) 178x11,5 – 1; $t_2=7,3$; $P_V=23$ – 1а;
 $t_2=5,2$; $P_V=30,5$ – 1б; $t_2=3,2$; $P_V=40$ – 1в;
 219x10,2 – 5; $t_2=5,7$; $P_V=10,1$ – 5а;
 $t_2=4,2$; $P_V=14,3$ – 5б; $t_2=3,2$; $P_V=17,3$ – 5б;



б) 245x13,8 – 2; $t_2=9,3$; $P_V=11,8$ – 2а;
 $t_2=6,2$; $P_V=16,7$ – 2б; $t_2=3,2$; $P_V=22,7$ – 2в;
 194x15,1 – 6; $t_2=10,8$; $P_V=28,9$ – 6а;
 $t_2=7,2$; $P_V=35,4$ – 6б; $t_2=3,2$; $P_V=50,2$ – 6в;



в) труба 127 x 9,2; $P_V=45$; $\Delta_3=0,15$;
 $t_2=5,4$; $\Delta_1=0,13$ – 3а; $t_2=4,2$; $\Delta_1=0,11$ – 3б;
 $t_2=3,7$; $\Delta_1=0,10$ – 3в; $t_2=3,2$; $\Delta_1=0,09$ – 3г;



г) труба 168 x 10,6; $P_V=38$; $\Delta_3=0,15$;
 $t_2=6,5$; $\Delta_1=0,21$ – 4а; $t_2=5,2$; $\Delta_1=0,18$ – 4б;
 $t_2=4,2$; $\Delta_1=0,16$ – 4в; $t_2=3,2$; $\Delta_1=0,14$ – 4г;

Рисунок 22 – Залежності контактного тиску P_K (МПа) в ущільненні, допустимого внутрішнього тиску P_V (МПа) та необхідного натягу Δ_1 від зменшення товщини труби на ділянці 2 канавки

(з'єднання труб $D \times S$: D – діаметр труби, мм; S – товщина стінки, мм; t_2 – товщина стінки труби на початку канавки, мм; Δ_1 – натяг в ущільненні, мм; Δ_3 – натяг у різьбі, мм; P_V – найбільший тиск, який не перевищує контактний)

Вплив потоншення стінки ділянки канавки на величину максимальних тисків, які витримує ущільнення, та необхідних натягів показано на рис. 22. Розміри труб і натяги прийнято такі, як на рис. 17 (лінії **a** відповідають стандартній товщині), а товщину стінки канавки t_2 – такою, яка утворюється при розточуванні обидвох ділянок 1-2.

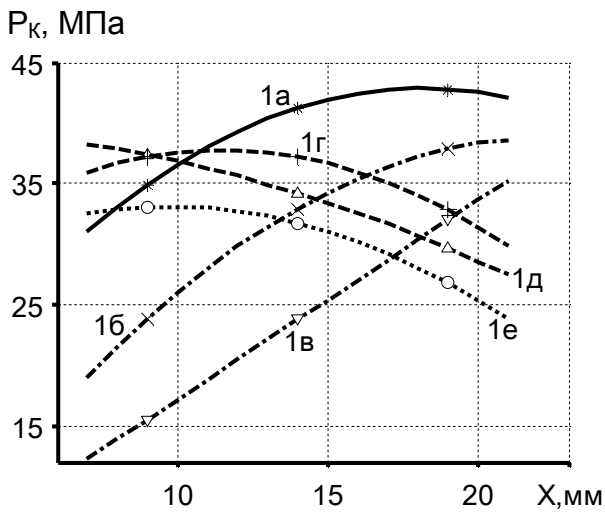
Порівняння свідчить, що збільшення гнучкості канавки зменшує вплив її вигинів на ущільнення. Збереження його товщини сприяє зростанню опору деформаціям і контактному тиску, зокрема, біля торця. За рахунок цього можна збільшити допустимий внутрішній тиск, який витримує ущільнення, у 1,5...2 рази (лінії в порівняно з **a**). З іншого боку, зменшення товщини лише канавки дозволяє у 1,5 рази зменшити натяг без втрати герметичності (лінії **г**). Отже, поєднання жорсткості стінки ущільнення і гнучкості стінки канавки забезпечує значне підвищення герметичності муфтових з'єднань обсадних труб.

Особливістю муфтових з'єднань обсадних труб є те, що зовнішній тиск через негерметичні канали у різьбі проникає у канавку, де стискає трубу. Поведінку контактному тиску в ущільненні при зменшенні товщини труби показано на рис. 23.

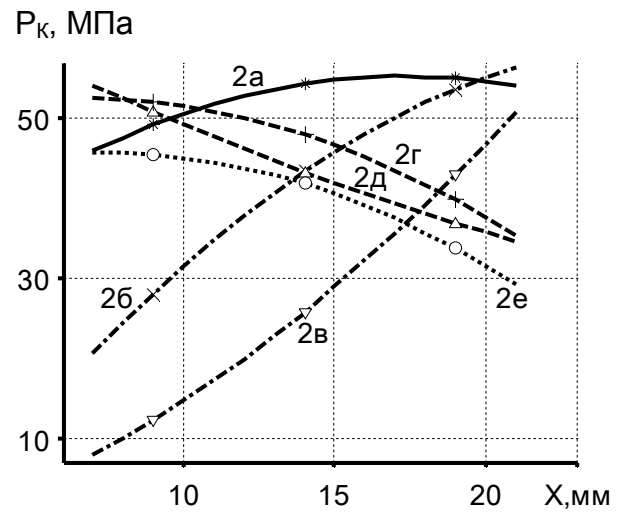
Потоншення труби на ділянці канавки посилює її звуження від зовнішнього тиску і зменшує контактний на частині ущільнення (лінії **г-д**). Проте її тонша і гнучкіша стінка вже значно менше впливає на ущільнення, жорсткість якого залишається більшою. Тому навіть зменшений тиск в ущільненні залишається більшим за зовнішній.

Менший контактний тиск в ущільненні, викликаний зменшенням його товщини (наприклад, внаслідок допустимих відхилень: лінії **б-в**) можна компенсувати відповідним більшим потоншенням стінки канавки (лінії **г-д-е**). Це відбувається внаслідок перерозподілу напрямків деформацій (вигинів) стінок ущільнення і канавки завдяки більшій жорсткості ущільнення, але більшій гнучкості канавки.

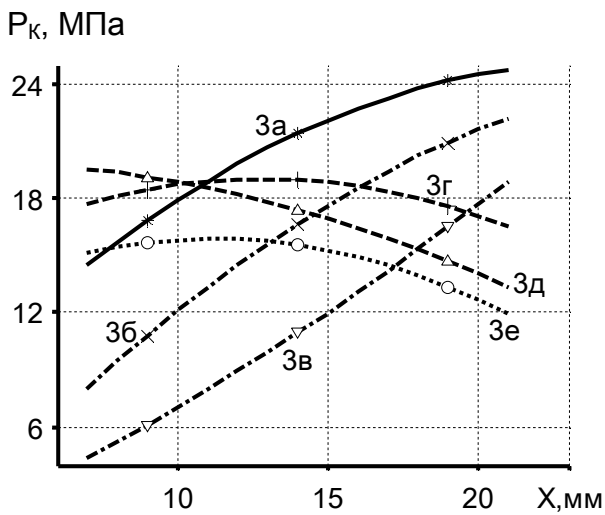
Прикладання однакових внутрішнього і зовнішнього тисків створює приріст контактному в ущільненні. Його розподіл залежить від товщини стінок труби в ущільненні і канавці (рис. 23). Розточування лише ущільнення зменшує його жорсткість. Через це біля його торця зменшується приріст контактному тиску, що посилює його спад.



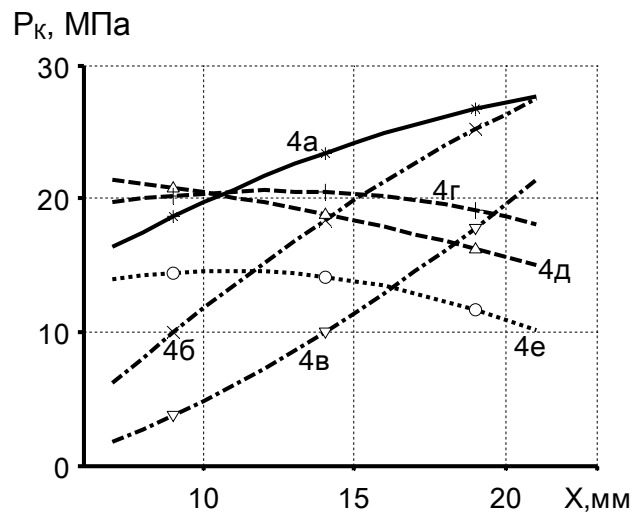
а) труби 168 x 10,6; $P_Z=25 - 1$;
 $t_1=6,3$; $t_2=6,5 - 1а$; $t_1=4,5$; $t_2=6,5 - 1б$;
 $t_1=3,0$; $t_2=6,5 - 1в$; $t_1=6,3$; $t_2=4,5 - 1г$;
 $t_1=6,3$; $t_2=3,0 - 1д$; $t_1=5,5$; $t_2=3,5 - 1е$;



б) труби 178 x 13,7; $P_Z=30 - 2$;
 $t_1=9,3$; $t_2=9,5 - 2а$; $t_1=6,0$; $t_2=9,5 - 2б$;
 $t_1=3,0$; $t_2=9,5 - 2в$; $t_1=9,3$; $t_2=6,0 - 2г$;
 $t_1=9,3$; $t_2=3,0 - 2д$; $t_1=8,0$; $t_2=5,0 - 2е$;



в) труби 245 x 12,0; $P_Z=12 - 3$;
 $t_1=7,2$; $t_2=7,5 - 3а$; $t_1=5,0$; $t_2=7,5 - 3б$;
 $t_1=3,0$; $t_2=7,5 - 3в$; $t_1=7,2$; $t_2=5,0 - 3г$;
 $t_1=7,2$; $t_2=3,0 - 3д$; $t_1=6,0$; $t_2=4,0 - 3е$;



г) труби 273 x 15,1; $P_Z=10 - 4$;
 $t_1=10,4$; $t_2=10,6 - 4а$; $t_1=6,5$; $t_2=10,6 - 4б$;
 $t_1=3,0$; $t_2=10,6 - 4в$; $t_1=10,4$; $t_2=6,5 - 4г$;
 $t_1=10,4$; $t_2=3,0 - 4д$; $t_1=7,0$; $t_2=4,0 - 4е$;

Рисунок 23 – Розподіли контактних тисків P_K (МПа) в ущільненні під дією зовнішнього тиску P_Z (МПа) за стандартної товщини стінки труби (лінії а) і при її зменшенні: на ділянці 1 ущільнення (лінії б-в), на ділянці 2 канавки (лінії г-д); на обидвох ділянках 1 і 2 (лінії е) (з'єднання труб $D \times S$: D – діаметр труби, мм; S – товщина стінки, мм; t_1 – товщина на торці ущільнення, мм; t_2 – товщина на початку канавки, мм; натяги в ущільненні і різьбі $\Delta_1=\Delta_3=0,15$ мм).

Потоншення лише канавки змінює розподіл тиску, бо жорсткість стінки ущільнення стає більшою, ніж канавки. Тому приріст контактного тиску змінює напрямок спаду на протилежний (лінії г-д). Використовуючи протилежні напрямки спаду тиску, можна вибором відповідних товщин ущільнення і канавки досягти рівномірного приросту контактного тиску і герметичність в ущільненні (лінії е).

ІХ. ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ

У стінках муфтового з'єднання обсадних труб при згвинчуванні з натягом та під дією експлуатаційних навантажень утворюється складний напружено-деформований стан. Для його математичного опису застосована моментна теорія циліндричних оболонок зі стінками лінійно змінної товщини, які описує їх вигини комплексом параметрів (радіальне зміщення, поворот, згинальний момент, поперечна сила).

Вперше розроблено математичний апарат, який описує комплекс деформаційно-силових параметрів у стінках з'єднання муфти і труби під дією контактних та експлуатаційних тисків. Знайдено загальний вираз контактного тиску, який утворюється від пружної взаємодії кільцевих ділянок ущільнення і різьби, з'єднаних коаксиально.

За допомогою виразів задачі Ламе отримано формули зведення дії поверхневих тисків до серединної поверхні та розроблена методика одночасного врахування деформацій стінок: кільцевих, радіальних (зміщень в цілому і по товщині) та згинальних (вигинів вздовж осі).

На основі механізму утворення пружної взаємодії контактних і неконтактних ділянок муфти і труби сформульовано принципи та виведені узагальнені рівняння рівноваги їх крайових перетинів, контактних тисків, балансу деформацій і натягу. Розроблено методику їх перетворення на систему лінійних рівнянь на основі розкладу Тейлора, для розв'язку яких застосовано середовище програмування MatLab.

Створено аналітичну модель напружено-деформованого стану з'єднання у вигляді програмного комплексу, яка дає змогу визначати

величини контактних тисків та деформаційно-силових параметрів стінок на ділянках муфти і труби, які утворюються внаслідок дії натягів в ущільненні і різьбі з'єднання та експлуатаційних навантажень.

Розподіл деформацій та контактних тисків на ділянках з'єднання визначаються співвідношенням таких параметрів муфти і труби:

- товщиною стінок, їх радіальною і згинальною жорсткістю;
- довжиною ділянок та їх навантаженням (контактні, ненавантажені);
- крайовими умовами обпирання на суміжні ділянки.

Контактні тиски в ущільненні і різьбі є більшими за більших натягів, товщин стінок і менших діаметрів з'єднань. Внаслідок вигинів їх стінок, зокрема канавки, тиск в ущільненні спадає від канавки до торця. Збільшення деформацій передається між різьбою і ущільненням через деформації стінки канавки та зменшує контактні тиски.

Внутрішній тиск розширює трубу тим більше, чим менша жорсткість її ділянок, і збільшує контактні тиски в ущільненні і різьбі. Але вигин стінки канавки посилює спад контактного тиску до торця ущільнення. Зовнішній тиск стискає ділянку канавки, чим зменшує контактний тиск в ущільненні і різьбі. Встановлено, що одночасне зростання внутрішнього і зовнішнього тисків збільшує контактні на величину їх приросту та не порушує герметичності, тому вона залежить лише від перепаду (різниці) внутрішнього і зовнішнього тисків.

Зменшення товщини труби збільшує гнучкість стінки канавки та зменшує взаємний вплив між деформаціями різьби і ущільнення. Це дозволяє збільшити межі допустимих натягів, зменшити контактний тиск в ущільненні і момент тертя при згвинчуванні. Під дією внутрішнього тиску тонша стінка труби збільшує натяг і контактний тиск.

Менша товщина стінки ділянки канавки робить її гнучкішою. Більша товщина і жорсткість ущільнення чинить більший опір вигинам стінки канавки, тому контактний тиск зростає, а його нерівномірність зменшується. Це дає змогу збільшити внутрішній

тиск у 1,5...2 рази або зменшити натяг у 1,5 рази без втрати герметичності ущільнення.

Поглиблення канавки і збереження товщини стінки в ущільненні змінює напрямок деформацій і вигинів цих ділянок труби. Завдяки цьому контактний тиск тут стає більш рівномірним. Розрахунок співвідношень товщин стінок і натягів у з'єднаннях за допомогою їх програмної моделі дозволяє забезпечувати герметичність їх ущільнень при заданих випробувальних та експлуатаційних навантаженнях.

На основі проведених досліджень розроблені нові удосконалені конструкції муфтових з'єднань обсадних труб з ущільнюючим вузлом, захищені патентами [14, 19, 20].

ЛІТЕРАТУРА

- [1] API Spec 5B:2017. Threading, Gauging, and Inspection of Casing, Tubing, and Line Pipe Threads. American Petroleum Institute (API), 2017. – 115 с.
- [2] ДСТУ ISO 11960:2006. Труби сталеві обсадні або насосно-компресорні для свердловин: Технічні умови. – К.: Держспоживстандарт, 2008. – 264 с.
- [3] Мислюк М. А. Буріння свердловин: Довідник. Т.4: Завершення свердловин / М. А. Мислюк, І. Й. Рибчич. – К. : Інтерпрес ЛТД, 2012. – 608 с.
- [4] Еременко Т. Е. Герметизация резьбовых соединений обсадных колонн нефтяных и газовых скважин / Т. Е. Еременко, Д. Ю. Мочернюк, А. В. Тищенко. – К.: Техника, 1967. – 170 с.
- [5] Коцкулич Я. С., Кочкодан Я. М. Буріння нафтових і газових свердловин: Підручник. – Коломия: Вік, 1999. – 504 с.
- [6] Довідник з нафтогазової справи / За заг. ред. В. С. Бойка, Р. М. Кондрата, Р. С. Яремійчука. – Жовква: Місіонер, 1996. – 620 с.
- [7] Палійчук І. І. Підвищення герметичності різьбових з'єднань обсадних труб нафтових і газових свердловин: Дисерт. ... канд. техн. наук (рукопис). Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. – Івано-Франківськ, 2010. – 220 с.
- [8] Палійчук І. І. Пружно-деформований стан тонкостінного герметизуючого елемента різьбових з'єднань обсадних труб / І. І. Палійчук, Т. М. Кулинин // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2002. – № 3 (4) – С. 73-78.
- [9] Кулинин Т. М. Крайові вигини стінок муфт і труб, з'єднаних з натягом / Т. М. Кулинин, І. І. Палійчук // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2004. – № 2 (11) – С. 32-38.
- [10] Палійчук І. І. Визначення контактних тисків у з'єднаннях муфт і труб з натягом / І. І. Палійчук // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2004. – № 3 (12) – С. 46-51.
- [11] Палійчук І. І. Пружна взаємодія з'єднаних з натягом циліндрів зі змінною товщиною стінки / І. І. Палійчук // Розвідка та розробка

- нафтових і газових родовищ. – 2006. – № 2 (19) – С. 59-63.
- [12] Кулинин Т. М. Методика визначення контактної тиску у з'єднанні обсадних труб і муфт з герметизуючою втулкою / Т. М. Кулинин // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2007. – № 1 (22) – С. 44-49.
- [13] Крижанівський Є. І. Метод розрахунку контактної тиску для муфти і труби, з'єднаних з натягом / Є. І. Крижанівський, І. І. Палійчук // Нафтогазова енергетика. – 2008. – № 1 (6) – С. 78-82.
- [14] Крижанівський Є. І. Удосконалення ущільнюючого вузла високогерметичних муфтових з'єднань обсадних труб / Є. І. Крижанівський, І. І. Палійчук // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2008. – № 1 (26) – С. 78-82.
- [15] Крижанівський Є. І. Фізико-математичні основи розрахунку взаємодії муфт і труб у з'єднаннях нафтогазового сортаменту / Є. І. Крижанівський, І. І. Палійчук // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2008. – № 2 (18) – С. 56-59.
- [16] Ventsel, E., Krauthammer T. Thin Plates and Shells: Theory, Analysis and Applications / E. Ventsel, T. Krauthammer. – New York: Marcel Dekker, 2001. – 688 P.
- [17] Timoshenko, S., Woinowsky-Krieger, S. Theory of Plates and Shells. 2-nd Edition / S. Timoshenko, S. Woinowsky-Krieger. – New York: McGraw-Hill Book Company, 1987. – 581 P.
- [18] Flügge, W. Statik und Dynamik der Schalen. 3-te Auflage / Wilhelm Flügge. – Berlin: Springer-Verlag, 1962. – 292 S.
- [19] Патент 76804 Україна, МПК Е 21 В 17/02, F 16 L 15/00. З'єднання теплоподавальних труб / Є. І. Крижанівський, І. І. Палійчук – № 20040605002; заявл. 24.06.2004; опубл. 15.09.2006. Бюл. № 9.
- [20] Патент 39865 Україна, МПК Е 21 В 17/02, F 16 L 15/00. Різьбове з'єднання труб / Є. І. Крижанівський, І. І. Палійчук, П. В. Щеглюк, С. П. Рокецький – № 200813266; заявл. 17.11.2008; опубл. 10.03.2009. Бюл. № 5.