

ПРУЖНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ТОНКОСТІННОГО ГЕРМЕТИЗУЮЧОГО ЕЛЕМЕНТА МУФТОВИХ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ ОБСАДНИХ І НАСОСНО-КОМПРЕСОРНИХ ТРУБ

І.І.Палійчук, Т.М.Кулинин

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42102
e-mail: public@ifdtung.if.ua

Для герметизації з'єднань обсадних і насосно-компресорних труб використовують тонкостінну втулку. При свинчуванні з'єднання її конічні поверхності створюють радіальний натяг Δ з відповідними отворами труб. В скважині діють внутрішнє і зовнішнє тиски, підвищені температури. По тому втулка знаходиться в моментному осесиметричному пружно-деформованому стані. Радіальні переміщення w середньої поверхності пов'язані дифференціальним рівнянням четвертого порядку: для циліндричної частини втулки – з постійними коефіцієнтами, для конічних – з змінними. Її рішенням для циліндра є комбінація тригонометричних і гіперболічних функцій. Для конуса його приводять до рівняння Бесселя, а рішення – комбінації функцій Кельвіна. Незвідомі інтегрування знаходять з системи лінійних рівнянь, складених по крайовим умовам. Це переміщення w країв, рівні натягу Δ , симетричність країв циліндра, ненавантажений край конуса. В стійкості циліндра і конуса цілої втулки діють сумарні деформації і навантаження. Дія тиску враховано в частинних рішеннях неоднорідних дифференціальних рівнянь. Для муфтового з'єднання труб знайдені коефіцієнт жорсткості і збільшення радіуса ущільнення під дією тиску. Вплив підвищеної температури враховують модифікацією частинних рішень з умов стисненого температурного розширення втулки в муфтовому з'єднанні труб.

For the hermetication of the connections of the casing and tubing pipes is used the thinwalled plug. Its conical surfaces have to form the strain Δ at the corresponding conical apertures of the pipes by the connections screw. In the bore-hole there have effect the outside and inside pressure, the heightened temperature on the plug. Therefore it is found at the moments axially-symmetrical elastic unformed status. The radial displacements w of the middle surface are associated by the differential equation of the fourth rank: for the cylindrical part of the plugs – with the constant coefficients, for the conical part – with the variable coefficients. Its decision for the cylinder is the combination of the trigonometric and hyperbolic functions. The equation for the cone is reduced to the Bessel-equation, and its decision – to the combination of the Calvin-functions. The unknown integrations coefficients are discovered out of the linear equations system composed according to the edges conditions. There are the edges displacements w equal to the strain Δ , the symmetricity of the cylinders edges, the one unloaded cones edge. In the joint of the cylinder and cone of the solid plug there have effect the combined deformations and loadings. The effect of the pressure is taken into account in the particular decisions of the unhomogeneous differential equations. For the couplings connections of the pipes are discovered the toughnesses coefficient and the enlargement of the compactings radius by the pressure. The effect of the heightened temperature is taken into account by the modification of the particular decisions according to the conditions of the compressed thermal enlargement of the plug in the couplings connections of the pipes.

1. Мета і постановка задачі

Для підвищення герметичності муфтових різьбових з'єднань (МРЗ) обсадних і насосно-компресорних труб (ОТ і НКТ) в [1] обґрунтовано застосування вставної втулки з конічними ущільнюючими поверхнями (рис. 1). Останні при згинанні з'єднання утворюють пружний радіальний натяг Δ з відповідними отворами в кінцях труб і забезпечують герметизацію МРЗ. Конструкцію і розміри втулки обґрунтовано в [2].

Внаслідок натягу Δ конуси 1 і 2 отримують радіальні деформації w , які зменшують їх діаметр і викликають внутрішні напруження. Краї циліндра 3, з'єднані з конусами, теж симетрично згинаються до середини. Внаслідок неперервності деформацій конуса і циліндра в перерізі їх з'єднання виникають розподілені по колу згинальні моменти, які взаємно вигинають конус і циліндр. Тому ці елементи втулки перебувають у моментному, симетричному відносно осі пружно-деформованому стані, а їх дефор-

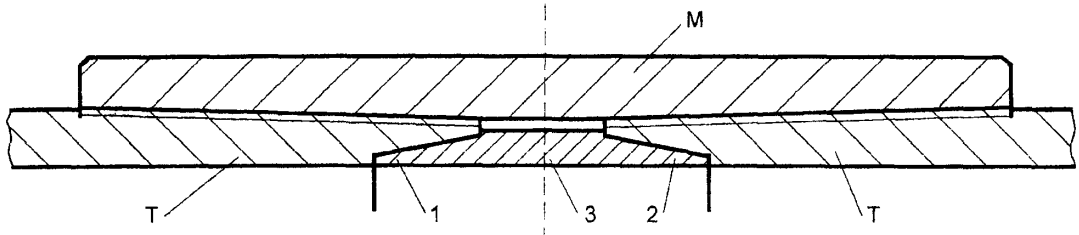
мації w , викликані круговим згином, є перемінними вздовж осі X .

В процесі експлуатації колони ОТ чи НКТ у свердловині на МРЗ і на втулку діють внутрішній та зовнішній тиски і підвищені температури. Вони деформують елементи з'єднання і змінюють натяг Δ на конічних ущільнюючих поверхнях, від чого залежить герметичність МРЗ.

З метою забезпечення постійного ущільнення на робочих поверхнях герметизуючої втулки при експлуатації МРЗ ОТ і НКТ потрібно розробити математичну модель пружно-деформованого стану втулки у взаємодії із з'єднанням труб із врахуванням дії експлуатаційних чинників.

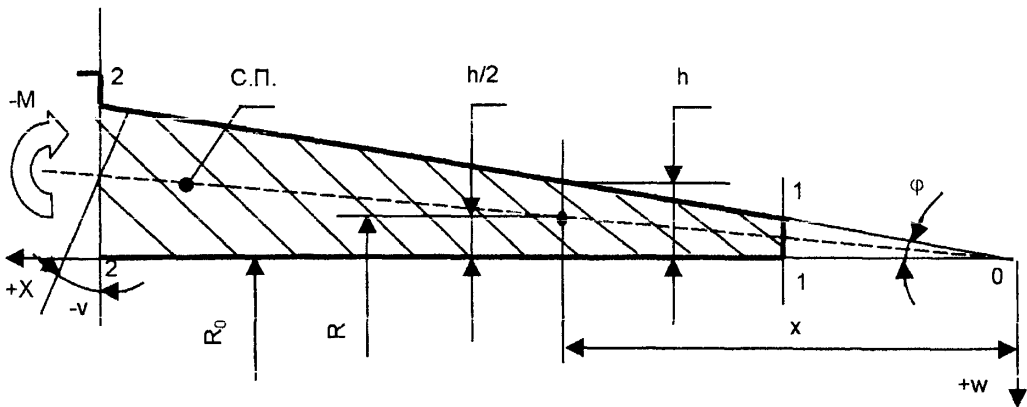
2. Вибір аналітичної моделі пружно-деформованого стану

Радіус і товщина стінок втулки обмежені за умовою розміщення всередині МРЗ і забезпечення прохідного діаметра. Тому товщина h стінок втулки є малою порівняно із її радіусом



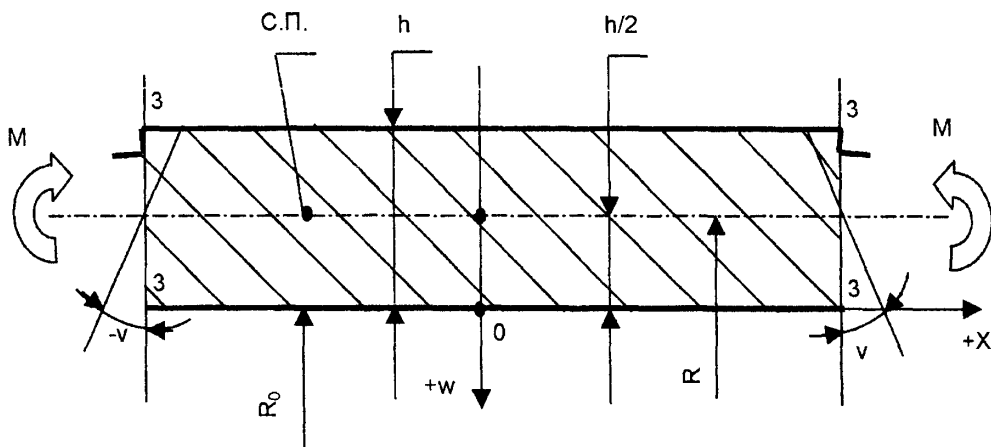
1 і 2 – конічна частина втулки; 3 – циліндрична частина втулки; Т – труба; М – муфта

Рисунок 1 — Схема розміщення герметизуючої втулки у муфтовому з'єднанні труб



(С.П. – середина поверхня)

Рисунок 2 — Розрахункова схема конічної частини втулки



(С.П. – середина поверхня)

Рисунок 3 — Розрахункова схема циліндричної частини втулки

R [2], так що відношення h/R не перевищує 0,1. Таку втулку класифікують як тонкостінний циліндр [3, 5]. При цьому поперечні (радіальні) переміщення w серединної поверхні викликають у його стінці значні нормальні напруження — одночасно осьові σ_x від згину стінки та кільцеві σ_ϕ від стиску чи розтягу стінки внаслідок цього кругового згину.

Отже, пружно-деформований стан тонкостінної герметизуючої втулки описується моментною теорією симетрично-кругових тонкостінних циліндрів [3, 4]. Радіальні зміщення серединної поверхні стінки $w = w(x)$ в будь-якому перерізі x пружної тонкостінної оболон-

ки пов'язані між собою диференціальним рівнянням четвертого порядку [3]

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(D \frac{d^2 w}{dx^2} \right) + \frac{E \cdot h}{R^2} \cdot w = Z, \quad (1)$$

де: E – модуль пружності матеріалу втулки, МПа (Н/мм^2); h – товщина стінки, мм; R – радіус серединної поверхні, мм; D – коефіцієнт жорсткості на згин стінки кругової оболонки, $\text{Н}\cdot\text{мм}$

$$D = \frac{E \cdot h^3}{12 (1 - \mu^2)}, \quad (2)$$

де: μ — коефіцієнт Пуассона матеріалу втулки; Z — еквівалентний тиск, прикладений і перпендикулярний до серединної поверхні, який рівний різниці внутрішнього і зовнішнього тисків на поверхнях оболонки [3, 4]: $Z = -p$, МПа (Н/мм²).

Якщо знайти явний вигляд функції $w = w(x)$, то за її похідними до третього порядку можна виразити всі компоненти пружно-деформованого стану герметизуючої втулки за відомими формулами [4, с. 311-314; 5, с. 25, 28]: нормальні сили T_x і T_φ , згинальні моменти M_x і M_φ , перерізуючу силу Q_x , напруження σ_x і σ_φ . Функцію $w(x)$ знаходять інтегруванням рівняння (1) окремо для циліндричної і конічної частин втулки з врахуванням крайових умов їх навантажень і деформацій.

3. Деформації циліндричної частини герметизуючої втулки

В циліндрі 3 (рис. 3) величини h , R і D є постійними. Коефіцієнт затухання деформацій β , 1/мм [3, 4, 5]

$$\beta^4 = \frac{E \cdot h}{4 \cdot R^2 \cdot D} = \frac{3(1 - \mu^2)}{R^2 \cdot h^2}. \quad (3)$$

Підставивши (2) і (3) у вихідне рівняння (1), отримаємо

$$\frac{d^4 w}{dx^4} + 4\beta^4 \cdot w = \frac{Z}{D} = -4\beta^4 \frac{p \cdot R^2}{E \cdot h}. \quad (4)$$

Рівняння (4) задовольняє такий частковий розв'язок [3, 4]:

$$w^* = -\frac{p \cdot R^2}{E \cdot h}. \quad (5)$$

Крім w^* , треба знайти ще і розв'язок w однорідного диференціального рівняння (4) з нульовою правою частиною — при $Z = 0$. Його вигляд залежить від співвідношення $l \cdot \beta$, де l — довжина циліндра. Для герметизуючої втулки [2] не виконується умова $l \cdot \beta > \pi$ [3, 4], тому циліндричну частину класифікують як коротку, де деформації одного краю не затухають на другому і їх взаємним впливом знехтувати не можна. Для циліндра 3 розв'язок рівняння (4) шукають у вигляді [3]

$$w = C_1 \cdot \sin \beta x \cdot \text{sh} \beta x + C_2 \cdot \sin \beta x \cdot \text{ch} \beta x + C_3 \cdot \cos \beta x \cdot \text{sh} \beta x + C_4 \cdot \cos \beta x \cdot \text{ch} \beta x, \quad (6)$$

де: $C_1 \dots C_4$ — постійні коефіцієнти, котрі визначають за відомими заздалегідь умовами деформацій і навантажень на краях циліндра. Якщо початок координат помістити посередині циліндра (рис. 3), то функція (6) за симетрією є парною, так що $C_2 = C_3 = 0$ [3], а розв'язок має такий вигляд:

$$w = C_1 \cdot \sin \beta x \cdot \text{sh} \beta x + C_4 \cdot \cos \beta x \cdot \text{ch} \beta x; \quad (7)$$

$$\frac{dw}{dx} = \beta \cdot (C_1 - C_4) \cdot \sin \beta x \cdot \text{ch} \beta x + \beta \cdot (C_1 + C_4) \cdot \cos \beta x \cdot \text{sh} \beta x; \quad (8)$$

$$\frac{d^2 w}{dx^2} = 2\beta^2 \cdot C_1 \cdot \cos \beta x \cdot \text{ch} \beta x - 2\beta^2 \cdot C_4 \cdot \sin \beta x \cdot \text{sh} \beta x; \quad (9)$$

$$\frac{d^3 w}{dx^3} = 2\beta^3 \cdot (C_1 - C_4) \cdot \cos \beta x \cdot \text{sh} \beta x - 2\beta^3 \cdot (C_1 + C_4) \cdot \sin \beta x \cdot \text{ch} \beta x. \quad (10)$$

За умовами роботи конічна частина втулки забезпечує ущільнення з радіальним натягом Δ . У втулці циліндр з'єднаний з конусом як одне ціле. Тому край циліндра зазнає радіального переміщення $+\Delta$ до середини, а його торці повертаються на кут V . Край конуса чинить опір цьому повороту, тому в перерізі 3-2 їх стику (рис. 2 і 3) виникає розподілений по колу згинальний момент M . Отже, крайові умови для циліндра при $x = l/2$

$$v_3 = \frac{dw_3}{dx} = V \quad \text{і} \quad M_3 = -D \cdot \frac{dw_3}{dx^2} = M, \quad (11)$$

де v_3 — кут повороту перерізу, а індекс 3 вказує на значення функції в перерізі 3 (рис.3). Позначимо $\alpha = \beta \cdot l/2$ і підставимо (8) і (9) у умови (11). Розв'язавши систему, знайдемо коефіцієнти C_1 і C_4

$$C_1 = \frac{2}{\beta} \cdot V \cdot \frac{\sin \alpha \cdot \text{sh} \alpha}{\text{sh} 2\alpha - \sin 2\alpha} + \frac{1}{2\beta^2} \cdot \frac{M}{D} \cdot \frac{\sin \alpha \cdot \text{ch} \alpha - \cos \alpha \cdot \text{sh} \alpha}{\text{sh} 2\alpha - \sin 2\alpha}; \quad (12)$$

$$C_4 = \frac{2}{\beta} \cdot V \cdot \frac{\cos \alpha \cdot \text{ch} \alpha}{\text{sh} 2\alpha - \sin 2\alpha} + \frac{1}{2\beta^2} \cdot \frac{M}{D} \cdot \frac{\sin \alpha \cdot \text{ch} \alpha + \cos \alpha \cdot \text{sh} \alpha}{\text{sh} 2\alpha - \sin 2\alpha}. \quad (13)$$

Підставляючи (12) і (13) у рівняння (7)...(10), можна знайти явний вигляд функції $w = w(x)$ та її похідних. Таким чином, знайдено розв'язок диференціального рівняння (4) для циліндричної частини герметизуючої втулки. Підставимо (5), (12), (13) і α у (8), в результаті отримаємо радіальні переміщення країв циліндра в перерізі 3

$$w_3 = \frac{1}{\beta} \cdot V \cdot \frac{\text{ch} 2\alpha + \cos 2\alpha}{\text{sh} 2\alpha - \sin 2\alpha} + \frac{1}{2\beta^2} \cdot \frac{M}{D} \cdot \frac{\text{sh} 2\alpha + \sin 2\alpha}{\text{sh} 2\alpha - \sin 2\alpha} - \frac{p \cdot R^2}{E \cdot h} = \Delta. \quad (14)$$

4. Деформації конічної частини герметизуючої втулки

У конічній частині 2 втулки (рис. 2) товщина стінки h і радіус серединної поверхні R є лінійно-змінними вздовж осі x

$$h = K \cdot x ; \quad R = R_0 + \frac{h}{2} = R_0 + x \cdot \frac{K}{2}, \quad (15)$$

де: $K = \operatorname{tg} \varphi$ – тангенс кута нахилу твірної конуса до осі; R_0 – радіус внутрішньої циліндричної поверхні втулки, мм; x – координата даного перерізу, мм.

Коефіцієнт D жорсткості стінки на згин (2) для конуса є функцією від координати x

$$D = \frac{E \cdot h^3}{12(1 - \mu^2)} = \frac{E \cdot K^3}{12(1 - \mu^2)} \cdot x^3. \quad (16)$$

Підставивши (15) і (16) у вихідне рівняння (1), отримаємо, що радіальні зміщення w в будь-якому перерізі x пружного тонкостінного циліндра із лінійно-змінною товщиною стінки пов'язані між собою диференціальним рівнянням четвертого порядку з перемінними коефіцієнтами [3]

$$\frac{E \cdot K^3}{12(1 - \mu^2)} \cdot \frac{d^2}{dx^2} \left(x^3 \cdot \frac{d^2 w}{dx^2} \right) + \frac{EK}{R^2} \cdot x \cdot w = Z. \quad (17)$$

Аналогічно до (3) вводять позначення [3]

$$\rho^4 = \frac{12(1 - \mu^2)}{R^2 \cdot K^2}. \quad (18)$$

Якщо у (17) підставити (18), поділити на x і провести перетворення, то отримаємо

$$\frac{1}{x} \frac{d}{dx} \left(x^2 \frac{d}{dx} \left[\frac{1}{x} \frac{d}{dx} \left(x^2 \frac{dw}{dx} \right) \right] \right) + \rho^4 \cdot w =$$

$$= \rho^4 \cdot \frac{ZR^2}{E \cdot K} \cdot \frac{1}{x} = -\rho^4 \cdot \frac{pR^2}{E \cdot h}. \quad (19)$$

Рівняння (19) задовольняє такий частковий розв'язок:

$$w^* = \frac{1}{x} \cdot \frac{Z \cdot R^2}{E \cdot K} = -\frac{p \cdot R^2}{E \cdot h}, \quad (20)$$

але тільки для випадку, коли еквівалентний тиск Z на серединну поверхню оболонки такий, що функція $Z \cdot (2R_0 + Kx)^2 / x$ перетворює перший доданок рівняння (19) на 0. Зокрема, це справджується, якщо внутрішній тиск постійний: $p = \operatorname{const}$.

Щоб знати загальний розв'язок, треба, крім w^* , знайти ще і розв'язок w однорідного диференціального рівняння (19) з нульовою правою частиною – при $Z = 0$. Ефективний спосіб інтегрування такого рівняння з перемінними коефіцієнтами подано у [3]. Використовуючи оператор Кірхгофа, однорідне рівняння (19) розкладено на два спряжені рівняння другого порядку від комплексних функцій. Вводячи нові змінні, зокрема $\xi = 2\rho \cdot \sqrt{x}$, їх приведено до рівняння

Бесселя. Для його розв'язку використано функції Кельвіна та їх похідні

$$\psi_1 = \operatorname{ber}(\xi); \quad \psi_2 = -\operatorname{bei}(\xi);$$

$$\psi_3 = -(2/\pi) \operatorname{kei}(\xi); \quad \psi_4 = -(2/\pi) \operatorname{ker}(\xi); \quad (21)$$

$$\varphi_1 = \psi_1'(\xi); \quad \varphi_2 = \psi_2'(\xi);$$

$$\varphi_3 = \psi_3'(\xi); \quad \varphi_4 = \psi_4'(\xi). \quad (22)$$

де під функціями ψ_i та φ_i розуміють функції за аргументом ξ , а штрих ' означає похідну за цим же аргументом.

В результаті розв'язок однорідного рівняння (19) має такий вигляд [3]:

$$w = \frac{C_1 \cdot \varphi_1 + C_2 \cdot \varphi_2 + C_3 \cdot \varphi_3 + C_4 \cdot \varphi_4}{\sqrt{x}} \quad (23)$$

де $C_1 \dots C_4$ – постійні коефіцієнти.

Після диференціювання (23) отримаємо формули [3], які подаємо у перетвореному вигляді

$$\frac{dw}{dx} = \frac{\rho}{x} (C_1 \cdot \psi_2 - C_2 \cdot \psi_1 +$$

$$+ C_3 \cdot \psi_4 - C_4 \cdot \psi_3) - \frac{w}{x}; \quad (24)$$

$$\frac{d^2 w}{dx^2} = \frac{\rho^2}{x \cdot \sqrt{x}} (C_1 \cdot \varphi_2 - C_2 \cdot \varphi_1 +$$

$$+ C_3 \cdot \varphi_4 - C_4 \cdot \varphi_3) - \frac{2}{x} \cdot \frac{dw}{dx}; \quad (25)$$

$$\frac{d^3 w}{dx^3} = -\frac{\rho^3}{x^2} (C_1 \cdot \psi_1 + C_2 \cdot \psi_2 + C_3 \cdot \psi_3 +$$

$$+ C_4 \cdot \psi_4) - \frac{2}{x^2} \cdot \frac{dw}{dx} - \frac{4}{x} \cdot \frac{d^2 w}{dx^2}. \quad (26)$$

Невідомі коефіцієнти $C_1 \dots C_4$ можна знайти за крайовими умовами. За умовами роботи герметизуючої втулки край конуса в перерізі 2 зазнає переміщення Δ досередини. За умовою суцільності втулки і нерозривності її деформацій можна скласти спільні крайові умови для конуса в перерізі 2 (рис. 2) і для циліндра в перерізі 3 (рис. 3). Враховуючи (11) і (16), отримуємо

$$w_2 = \Delta; \quad v_2 = \frac{dw_2}{dx} = -V; \quad (27)$$

$$M_2 = -D \cdot \frac{d^2 w_2}{dx^2} = -M,$$

де індекс "2" вказує на значення функції в перерізі 2.

Четверту умову можна скласти для вільного краю конуса (переріз 1, рис. 2), на якому відсутній згинальний момент

$$M_1 = -D \frac{d^2 w_1}{dx^2} = 0. \quad (28)$$

Тепер в умови (27) і (28) можна підставити (23)...(25), в результаті чого отримуємо систему з 4-ох лінійних рівнянь з невідомими $C_1...C_4$. Значення функцій ψ_i та φ_i та їх похідних треба взяти за таблицями [3, с. 543-545] або за наближеними формулами [3, с. 546; 5, с. 64].

Таким чином, знайдено загальний розв'язок рівняння (19) для конічної частини герметизуючої втулки. Її пружно-деформований стан повністю визначається радіальним натягом Δ на конічних ущільнюючих поверхнях. Крім коефіцієнтів $C_1...C_4$, залишаються невідомими кут повороту V і згинальний момент M в перерізі 2-3 стику циліндра і конуса. Для їх визначення в систему потрібно включити ще два рівняння: одне — (14), а для другого використати умову переміщення Δ вільного краю конуса (переріз 1) за формулою (23)

$$w_1 = \Delta. \quad (29)$$

Таким чином, система шести лінійних рівнянь (14), (27)...(29) з шістьма невідомими ($C_1...C_4, V, M$) має єдиний розв'язок, який однозначно описує пружно-деформований стан герметизуючої втулки загалом і залежить тільки від заданого натягу Δ .

5. Врахування впливу експлуатаційних чинників на радіальний натяг в ущільненні

При згвинчуванні МРЗ ОТ чи НКТ на конічних ущільнюючих поверхнях герметизуючої втулки утворюється початковий геометричний натяг Δ_0 . Він забезпечується тим, що при однаковій конусності K радіус конічної розточки у трубі на величину Δ_0 менший за радіус конуса втулки. Внаслідок цього поверхня конуса, а разом з ним і краї циліндра отримують початкове радіальне переміщення $+\Delta_0$ (до осі).

5.1. Вплив внутрішнього тиску

В процесі експлуатації на втулку і на трубу МРЗ діє внутрішній тиск p . Для циліндра з він врахований у частковому розв'язку (5). Тому при визначенні переміщень серединної поверхні циліндра при дії тиску p до розв'язку (7) треба додавати (5), як це зроблено у (14). Оскільки $p = const$, то похідні від (5) рівні нулю, тому у формулах (8)...(10) відповідні доданки відсутні.

Для конуса 2 втулки внутрішній тиск p входить у частковий розв'язок (20) і в його похідні. Тому при визначенні компонент пружно-деформованого стану конуса з врахуванням дії тиску p потрібно до розв'язку (23) додати (20), а до його похідних (24)...(26) — відповідні похідні від (20).

Збільшення радіусів труби і муфти у їх з'єднанні під дією внутрішнього тиску p врахуємо таким чином. Тиск p діє на трубу і розширює її на величину u_T . Але це розширення відбувається при одночасному опорі муфти, яка починає діяти на трубу зовнішнім тиском p_0 у з'єднанні. Разом з цим сама муфта розширю-

ється під тиском p_0 . Величину зміни серединних радіусів з'єднання труби і муфти розглянемо в [5, с.58]

$$u_T = \frac{(p - p_0) \cdot R_T^2 \cdot (1 - \mu)}{E \cdot h_T}; \quad (30)$$

$$u_M = \frac{p_0 \cdot R_M^2 \cdot (1 - \mu)}{E \cdot h_M},$$

де: u_i — зміна радіуса серединної поверхні, мм; R_i — радіус серединної поверхні, мм; h_i — товщина стінки, мм; p — внутрішній тиск, МПа (Н/мм^2); p_0 — тиск на поверхні з'єднання, МПа (Н/мм^2); індекси T чи M означають належність параметра відповідно до труби чи муфти.

Введемо позначення параметра J як коефіцієнта жорсткості тонкостінного циліндра при тиску і виразимо через нього переміщення труби і муфти

$$J = \frac{E \cdot h}{(1 - \mu) \cdot R^2}; \quad u_T = \frac{p - p_0}{J_T}; \quad u_M = \frac{p_0}{J_M}. \quad (31)$$

За теорією тонкостінних циліндрів можна прийняти, що радіальні переміщення труби і муфти однакові: $u_T = u_M$. Звідси знайдемо p_0 , підставимо в (31) і виразимо радіальне переміщення u_T труби під дією тиску p

$$u_T = \frac{p}{J_T + J_M} = \frac{p}{J_3}, \quad (32)$$

де J_3 — коефіцієнт жорсткості при тиску з'єднання труби і муфти, Н/мм^3 : $J_3 = J_T + J_M$.

Таким чином, пружний натяг Δ на ущільнюючих поверхнях герметизуючої втулки під дією внутрішнього тиску p зменшується на величину u_T (32)

$$\Delta = \Delta_0 - p/J_3. \quad (33)$$

5.2. Вплив підвищення температури

Внаслідок підвищеної температури у свердловині як МРЗ труб, так і герметизуюча втулка нагріваються і отримують температурне радіальне розширення. Втулку виготовляють з матеріалу, у якого коефіцієнт температурного розширення α більший, ніж у матеріалу МРЗ [1]. Це призводить до того, що труба перешкоджає вільному розширенню конічної частини втулки і зменшує його на величину

$$w_T^* = (\alpha_1 - \alpha_3) \cdot T \cdot R, \quad (34)$$

де: α_1 і α_3 — коефіцієнти температурного розширення матеріалів втулки і з'єднання, $1/^\circ\text{C}$; T — підвищення температури у свердловині, $^\circ\text{C}$; R — радіус контактної поверхні втулки і труби, мм.

Це зменшення радіуса відбувається внаслідок виникнення на контактній конічній поверхні еквівалентного тиску Z [3, с. 549]

$$Z_T = \frac{E \cdot h}{R} \cdot (\alpha_1 - \alpha_3) \cdot T. \quad (35)$$

Отже, різниця коефіцієнтів температурного розширення матеріалів герметизуючої втулки та МРЗ забезпечує збільшення контактного тиску в ущільненні при підвищенні температури у свердловині. Для врахування впливу внутрішнього тиску і підвищення температури на пружно-деформований стан конічної частини втулки потрібно приймати еквівалентний тиск Z таким:

$$Z = -p + \frac{E \cdot h}{R} \cdot (\alpha_1 - \alpha_3) \cdot T, \quad (36)$$

тоді частковий розв'язок (20) і його перша похідна матимуть вигляд

$$w^* = -\frac{p \cdot R^2}{E \cdot h} + (\alpha_1 - \alpha_3) \cdot T \cdot R; \quad (37)$$

$$\frac{dw^*}{dx} = \frac{1}{x} \cdot \frac{p \cdot R_0^2}{E \cdot h} + (\alpha_1 - \alpha_3) \cdot T \cdot K.$$

Циліндрична частина втулки розширюється вільно, тому частковий розв'язок для циліндра (5) з врахуванням підвищення температури матиме вигляд

$$w^* = -\frac{p \cdot R^2}{E \cdot h} + \alpha_1 \cdot T \cdot R. \quad (38)$$

Робочий натяг в ущільненні (33) і модифіковані часткові розв'язки (37) і (38) необхідно враховувати в системі лінійних рівнянь (14), (27)...(29) при визначенні коефіцієнтів компонент пружно-деформованого стану герметизуючої втулки, яка працює у з'єднанні при дії експлуатаційних чинників.

Висновки

1. Пружно-деформований стан герметизуючої втулки МРЗ ОТ і НКТ можна встановити за моментною теорією тонкостінних симетрично-крюгових оболонок.

2. За умовою сумісності роботи і нерозривності пружних деформацій циліндричної і конічної частин втулки можна скласти систему лінійних рівнянь, за розв'язком якої однозначно виразити всі компоненти цього стану залежно від натягу Δ в ущільненні.

3. Вплив експлуатаційних чинників (тиску, температури) враховують модифікуванням, з одного боку, часткових розв'язків диференціальних рівнянь, якими описано цей стан циліндричної і конічної частин втулки, а з другого боку, — величини робочого натягу Δ залежно від жорсткості МРЗ труб.

Література

1. Чернов Б.О., Палійчук І.І., Дрогомирецький Я.М. Дослідження конструктивно-геометричних передумов забезпечення герметичності муфтових з'єднань НКТ // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. — Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2001. — № 38 (том 4). — С. 127-134.

2. Кулинин Т.М., Чернов Б.О., Палійчук І.І. Розрахунок геометричних параметрів герметизуючого елемента муфтового з'єднання ОТ та НКТ // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. — Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 1997. — № 34. — С. 112-118.

3. Тимошенко С.П., Войновський-Кригер С. Пластинки и оболочки. — М.: Наука, 1966. — 636 с.

4. Бояршинов С.В. Основы строительной механики машин. — М.: Машиностроение, 1973. — 456 с.

5. Мочернюк Д.Ю. Исследование и расчет резьбовых соединений труб, применяемых в нефтедобывающей промышленности. — М.: Недра, 1970. — 136 с.

Молодіжна наукова конференція

“ДОВКІЛЛЯ — ХХІ”

м. Дніпропетровськ (Україна)
23-24 жовтня 2002 р.

Оргкомітет конференції

вул. Московська, 6
49000, м. Дніпропетровськ, Україна

Тел.: (056) 744 71 92, 45 30 43

Тяпкін Олег Костянтинович

Тел.: (056) 778 04 83

Факс: (056) 744 71 92

Анісімова Лариса Борисівна

E-mail: ippesamp@a-teleport.com

Напрямки конференції:

- Рациональне природокористування, моніторинг та охорона навколишнього середовища
- Технічні, хімічні та геологічні аспекти екологічної безпеки
- Екологічні, економічні та соціальні проблеми сталого розвитку

До участі у конференції запрошуються студенти, аспіранти, молоді вчені до 35 років.

Програмою конференції передбачені усні та стендові доповіді учасників, відкриті лекції визначних вчених, екскурсії по пам'ятних місцях міста.