УМОВИ СУМІСНОЇ ДЕФОРМАЦІЇ ІНДИКАТОРА ВТОМНИХ ПОШКОДЖЕНЬ ІЗ ЗАМКОВИМ З'ЄДНАННЯМ БУРИЛЬНИХ ТРУБ

І.П. Шацький, О.М. Лисканич, В.А. Корнута

Івано-Франківський відділ Інституту прикладних проблем механіки і математики ім. Я. С. Підстригача НАН України, Україна
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Україна

Abstract. *The conditions of compatible deformation of indicator of fatigue damage and tool joint are studied. The contact stresses on the surfaces of the coupling parts and the relationship between operational load and size of sliding zone in frictional contact have been defined depending on the size of the technological gap.*

Проблему передбачення залишкового ресурсу конструкцій за їх індивідуальним станом не можливо розв'язати лише теоретичними засобами через складність об'єктів моделювання та широкий спектр загалом випадкових навантажень. Значною мірою сказане стосується прогнозування індивідуального ресурсу різьбових з'єднань елементів бурильної колони за результатами спостережень у експлуатаційних умовах буріння свердловин. Ці труднощі можна подолати за допомогою індикаторів втоми, які, накопичуючи пошкодження разом з контрольованою деталлю, сигналізують про ступінь вичерпання її ресурсу [1–4]. Для того, щоб скорелювати показники довговічності контрольованої деталі та свідка втоми, слід, як мінімум, забезпечити їх сумісне деформування за рахунок досконалого кріплення індикатора. Така задача вирішується у цьому повідомленні побудовою теоретичної моделі фрикційного контакту індикатора з ніпелем замкового з'єднання бурильних труб.

Нехай у ніпель $(r,z)\in[r_2,r_3(z)]\times[0,L]$ із радіальним технологічним зазором Δ_r загвинчується індикатор (свідок) – порожнистий циліндр $(r,z)\in[r_1,r_2]\times[0,L]$. На зовнішню конічну різьбу ніпеля нагвинчується муфта $(r,z)\in[r_3(z),r_4]\times[0,L]$, при цьому ліквідовується осьовий зазор Δ_z – віддаль між початковим положенням торця муфти (рис. 1, *а*) та його положенням у згвинченому стані (рис. 1, *б*).

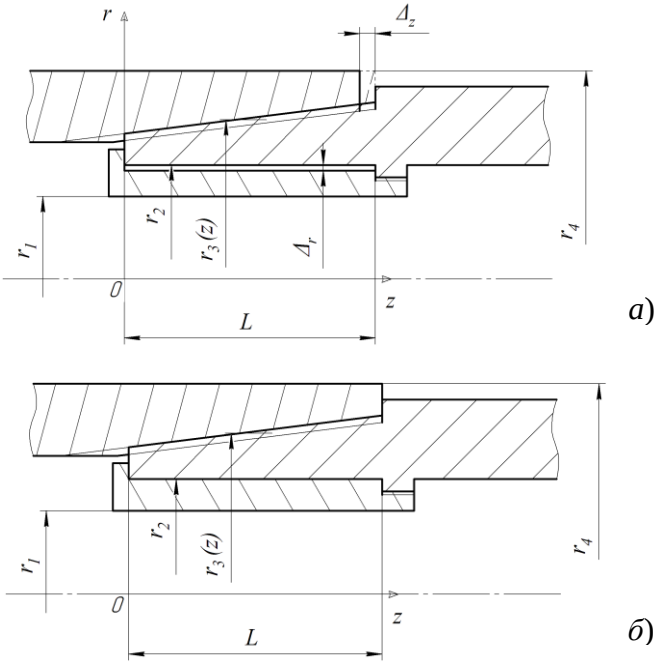

Рис. 1. Схема замкового з'єднання, оснащеного індикатором втомних пошкоджень: *а* – перед збиранням; *б* – у згвинченому стані

Нехай $r_3(z) = r_{3\min} + \Delta r_3\, z/L$ – лінійна функція від осьової координати, $\Delta r_3 = r_{3\max} - r_{3\min}$. Конусність різьбових з'єднань вважається малою: $\Delta r_3 / L << 1$. Матеріали деталей складеної конструкції однакові.

Скориставшись цією обставиною, за модель конструкції приймемо суцільний порожнистий циліндр $(r,z) \in [r_1, r_4] \times [0, L]$ з розривами радіальних переміщень на поверхнях спряження $r = r_2$ та $r = r_3(z)$.

Знайдемо радіальні контактні напруження між деталями.

Квазіодновимірна крайова задача осесиметричного деформування такого циліндра має вигляд (у переміщеннях):

$$\frac{d}{dr}\left(\frac{1}{r}\frac{d}{dr}(r u_r)\right) = 0,\ r \in (r_1, r_2) \cup (r_2, r_3(z)) \cup (r_3(z), r_4),\ z \in (0, L); \tag{1}$$

$$\sigma_r(r_1) = 0; \tag{2}$$

$$u_r(r_2 + 0) - u_r(r_2 - 0) = \delta_2,\ \ \sigma_r(r_2 + 0) - \sigma_r(r_2 - 0) = 0; \tag{3}$$

$$u_r(r_3(z) + 0) - u_r(r_3(z) - 0) = \delta_3,\ \sigma_r(r_3(z) + 0) - \sigma_r(r_3(z) - 0) = 0; \tag{4}$$

$$\sigma_r(r_4) = 0. \tag{5}$$

Тут $\delta_2 = -\Delta_r$, $\delta_3 = \Delta_z\, \Delta r_3 / L$ – задані розриви радіальних переміщень, які описують відповідно радіальний зазор та радіальний натяг.

За розв'язком крайової задачі (1)–(5) дістали залежність напруження σ_r від радіальної координати (а через функцію $r_3 = r_3(z)$ – і від осьової координати). Зокрема, на поверхнях спряження:

$$\sigma_r(r_2) = -\frac{E}{2}\frac{1 - \dfrac{r_1^2}{r_2^2}}{1 - \dfrac{r_1^2}{r_4^2}}\left(\left(1 - \frac{r_2^{\,2}}{r_4^{\,2}}\right)\frac{\delta_2}{r_2} + \left(1 - \frac{r_3^{\,2}}{r_4^{\,2}}\right)\frac{\delta_3}{r_3}\right), \tag{6}$$

$$\sigma_r(r_3) = -\frac{E}{2}\frac{1 - \dfrac{r_3^2}{r_4^2}}{1 - \dfrac{r_1^2}{r_4^2}}\left(\left(1 - \frac{r_1^2}{r_2^2}\right)\frac{r_2^2}{r_3^2}\frac{\delta_2}{r_2} + \left(1 - \frac{r_1^2}{r_3^2}\right)\frac{\delta_3}{r_3}\right). \tag{7}$$

Перевіряючи нерівність однобічного контакту $\sigma_r(r_2) \le 0$, встановлюємо умову закриття зазору на поверхні $r = r_2$:

$$\frac{\Delta_r}{r_2} \le \frac{1 - \dfrac{r_{3\max}^2}{r_4^2}}{1 - \dfrac{r_2^2}{r_4^2}}\frac{\Delta r_3}{L}\frac{\Delta_z}{r_{3\max}}, \tag{8}$$

яка забезпечує змикання технологічного зазору Δ_r між ніпелем і свідком при згвинчуванні конічної різьби із взаємним осьовим переміщенням муфти і ніпеля на Δ_z.

Розглянемо тепер іншу задачу. Піддамо розглянуту конструкцію експлуатаційному навантаженню, наприклад, осьовому стискові P.

Різьбове з'єднання $r = r_3$ передаватиме дотичні напруження від муфти до ніпеля. Номінально нерухоме з'єднання з натягом на поверхні $r = r_2$ буде частково проковзувати з тертям в околі початку координат на ділянці $z \in [0, a]$. Знайдемо залежність довжини ділянки проковзування a від величини прикладеної сили P для фіксованої історії навантаження від 0 до P. Ефектом Пуассона при цьому нехтуємо.

Складемо рівняння рівноваги для внутрішньої оболонки на ділянці проковзування

$$2\pi r_2 \int_0^a \tau dz - \pi(r_2^2 - r_1^2)\sigma = 0. \qquad (9)$$

Тут $\tau = -f\sigma_r(r_2)$ – дотичне напруження на ділянці проковзування, $\sigma = P/\left(\pi(r_4^2 - r_1^2)\right)$ – осьове напруження на суцільній ділянці тришарової композиції, f – коефіцієнт тертя.

Враховуючи вираз для контактного напруження (6), після обчислення квадратур із співвідношення (9) дістали остаточну аналітичну залежність зовнішнього навантаження від довжини ділянки фрикційного проковзування

$$P = fS_2 \frac{E}{2}\left\{\left(\frac{r_4^2}{r_2^2} - 1\right)\frac{a}{L}\frac{\delta_2}{r_2} + \right.$$

$$\left. + \left[\frac{r_4^2}{r_2^2}\frac{r_{3\min}}{\Delta r_3}\ln\left(1 + \frac{\Delta r_3}{r_{3\min}}\frac{a}{L}\right) - \frac{r_{3\min}^2}{r_2^2}\frac{a}{L}\left(1 + \frac{\Delta r_3}{r_{3\min}}\frac{a}{2L}\right)\right]\frac{\delta_3}{r_{3\min}}\right\}. \qquad (10)$$

Тут $S = 2\pi r_2 L$ – площа поверхні спряження свідка з ніпелем.

Залежність (10) не містить параметра r_1. Це означає, що на довжину ділянки проковзування від заданої сили P не впливає товщина стінки $r_2 - r_1$ індикатора пошкоджень. Не залежить від товщини свідка і нерівність (8).

Аналіз результатів (6)–(8), (10) проводили на прикладі замкового з'єднання 3-121 з такими параметрами: $E = 2\times10^5$ *МПа*; $f = 0.1$; $L = 102$ *мм*, $r_1 = 38$ *мм*, $r_2 = 40$ *мм*, $r_{3\min} = 46.5$ *мм*, $r_{3\max} = 59$ *мм*, $r_4 = 73$ *мм*. Для розрахунків прийняли осьовий зазор $\Delta_z = 1.6$ *мм*, закриття якого створює на конічній поверхні радіальний натяг $\delta_3 = \Delta_z \Delta r_3 / L = 1.6(59 - 46.5)/102 \approx 0.2$ *мм*. Розглядали два варіанти спряження свідка з ніпелем: гіпотетичне без зазору ($\Delta_r = 0$, тоді $\delta_2 = 0$) та з радіальним зазором $\Delta_r = 0.05$ *мм* (тоді $\delta_2 = -0.05$ *мм*).

Підрахунки показали, що для розглянутого з'єднання нерівність (8) буде забезпечена при $\Delta_r \le 0.07$ *мм*. По суті це є обмеженням допуску обробки деталей, які контактуватимуть з потрібним натягом. Прийнятий тут технологічний зазор $\Delta_r = 0.05$ *мм* такій вимозі задовольняє. Результати обчислень подано на рис. 2, 3.

Наявність неминучого технологічного зазору призводить до зменшення контактних тисків $q_i = -\sigma_r(r_i)$ на поверхнях спряження, особливо це стосується взаємодії індикатора з ніпелем.

Ненульовий зазор Δ_r суттєво знижує несучу здатність номінально нерухомого контакту свідка з ніпелем (крива *2* на рис. 3). Однак для реальних навантажень на бурильну колону $P = 180\ldots250$ *кН* довжина ділянки проковзування не перевищує $L/5$: $a \approx 13.5\ldots19.5$ *мм* $\approx (0.13\ldots0.19)L$. Тому, утворивши штучний концентратор втомних пошкоджень поза зоною проковзування – на ділянці досконалого кріплення $z \in (a, L)$, можна

домогтися однакової деформації робочої частини індикатора та замкового з'єднання бурильної колони для заданого рівня навантаження.

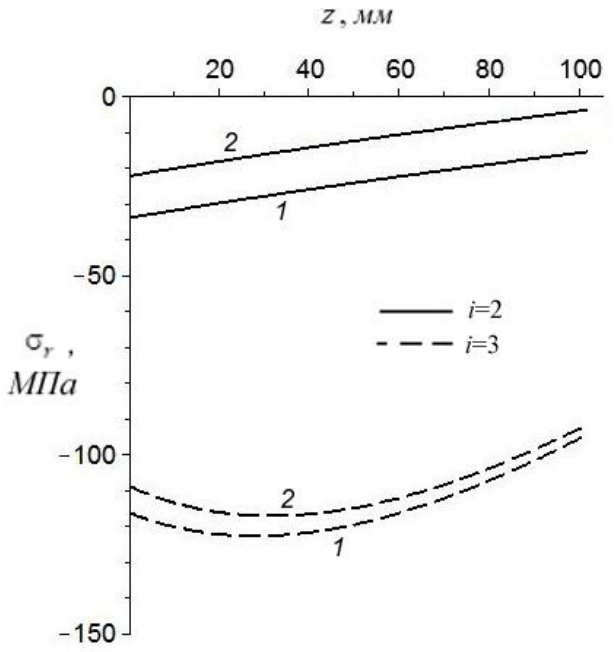

Рис. 2. Контактні напруження на поверхнях спряження $r = r_i$:
$1 - \Delta_r = 0$; $2 - \Delta_r = 0.05$ *мм*

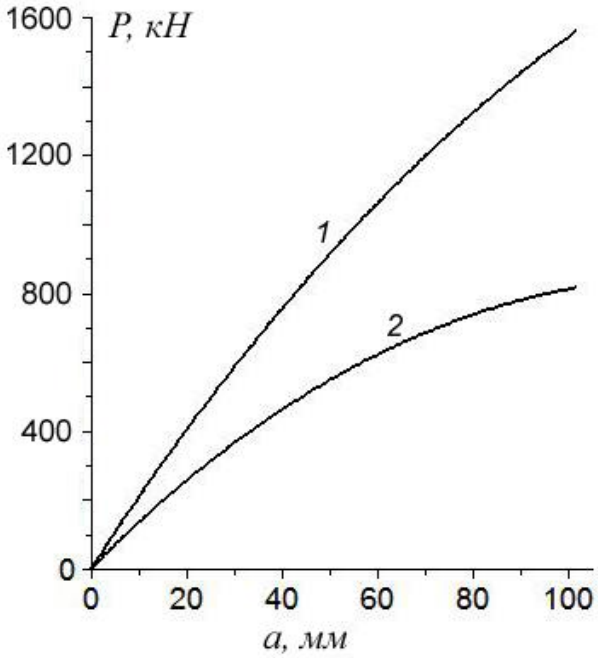

Рис. 3. Зв'язок між довжиною ділянки проковзування і величиною зовнішнього навантаження:
$1 - \Delta_r = 0$; $2 - \Delta_r = 0.05$ *мм*

Література:

1. Трощенко В. Т. Датчик усталостного повреждения и обоснование его использования / В. Т. Трощенко, В. И. Бойко. // Пробл. прочности. – 1985. – № 1. – С. 3–14.
2. Сызранцев В. Н. Измерение циклических деформаций и прогнозирование долговечности деталей по показаниям датчиков деформации интегрального типа / В. Н. Сызранцев, С. Л. Голофаст. – Новосибирск : Наука, 2004. – 206 с.
3. А. с. № 655810 (СССР) МКИ Е21В 17/042; Е21В 17/06 Резьбовое соединение бурильных труб / Е. К. Почтенный, В. М. Ивасив. – Опубл. 05.04.1979. Бюл. № 13.
4. Патент 62007 (Україна) МПК Е21В 17/042. Різьбове з'єднання бурильних труб / М. В. Лисканич, П. І. Огородніков, А. П. Джус та ін. – Опубл. 15.12.2003. Бюл. № 12.