

ОПТИМІЗАЦІЯ ПРОФІЛЮ БІЧНОЇ ПОВЕРХНІ ТВЕРДОСПЛАВНОГО ЗУБКА БУРОВОГО ДОЛОТА

© Мирон Пелех, 1999

ДУ "Львівська політехніка"

Отримана теоретична залежність між зусиллями, що діють на пресове з'єднання зубок-шарошка, деформаціями і напруженням, які при цьому виникають. Наведена залежність, що описує профіль зубка, який забезпечує у з'єднанні рівномірне напруження. Бічна поверхня зубка, виготовлена згідно з розрахунковим профілем, створює у пресовому з'єднанні рівномірне напруження по всій поверхні контакту. Робота спрямована на розв'язання задачі підвищення працездатності бурового долота й економії дефіцитного твердого сплаву.

Наявність гострої кромки на західній частині зубка між циліндричною і конічною частинами призводить до виникнення як при запресовуванні зубка в отвір шарошки, так і у пресовім з'єднанні зубок-шарошка "крайового ефекту". Аналіз праць [1,2,4,5], в яких досліджувались пресові з'єднання, дозволив зробити висновок про те, що для забезпечення рівномірного натягу по всій довжині пресового з'єднання необхідно надати спряжуваним поверхням певний профіль. Перед нами стояла задача за допомогою аналітичного дослідження отримати залежність, яка б дозволила розрахувати оптимальний профіль бічної поверхні зубка, що забезпечувало б у пресовому з'єднанні зубок-шарошка рівномірний натяг по всій лінії контакту між ними.

На рисунку показане пресове з'єднання твердосплавного зубка 1 з корпусом шарошки 2, навантажене згинальним P_3 і осьовим P_0 зусиллями, а також епюри розподілення напружень від усіх зусиль. Для розв'язання задачі було припущено, що під дією зусилля P_3 зубок у гнізді шарошки повертається відносно точки O у центрі з'єднання. Таке припущення не вплине на розрахунки, оскільки виліт зубка є значно менший від глибини з'єднання $2a$.

Сумарний тиск p у з'єднанні

$$p = p_l + p_m + p_p \quad (1)$$

де p_l - тиск, розрахований за формулою Ляме; p_m - тиск, викликаний моментом $M = P_3(a+c)$; p_p - тиск від сили P_3 .

Припустимо, що

$$p = C\delta^m, \quad (2)$$

де p - питомий тиск; δ - величина деформації матеріалу шарошки; C - коефіцієнт; m - показник степені, в розрахунках деталей машин при початковому контакті по лінії приймають $m=1$ [3].

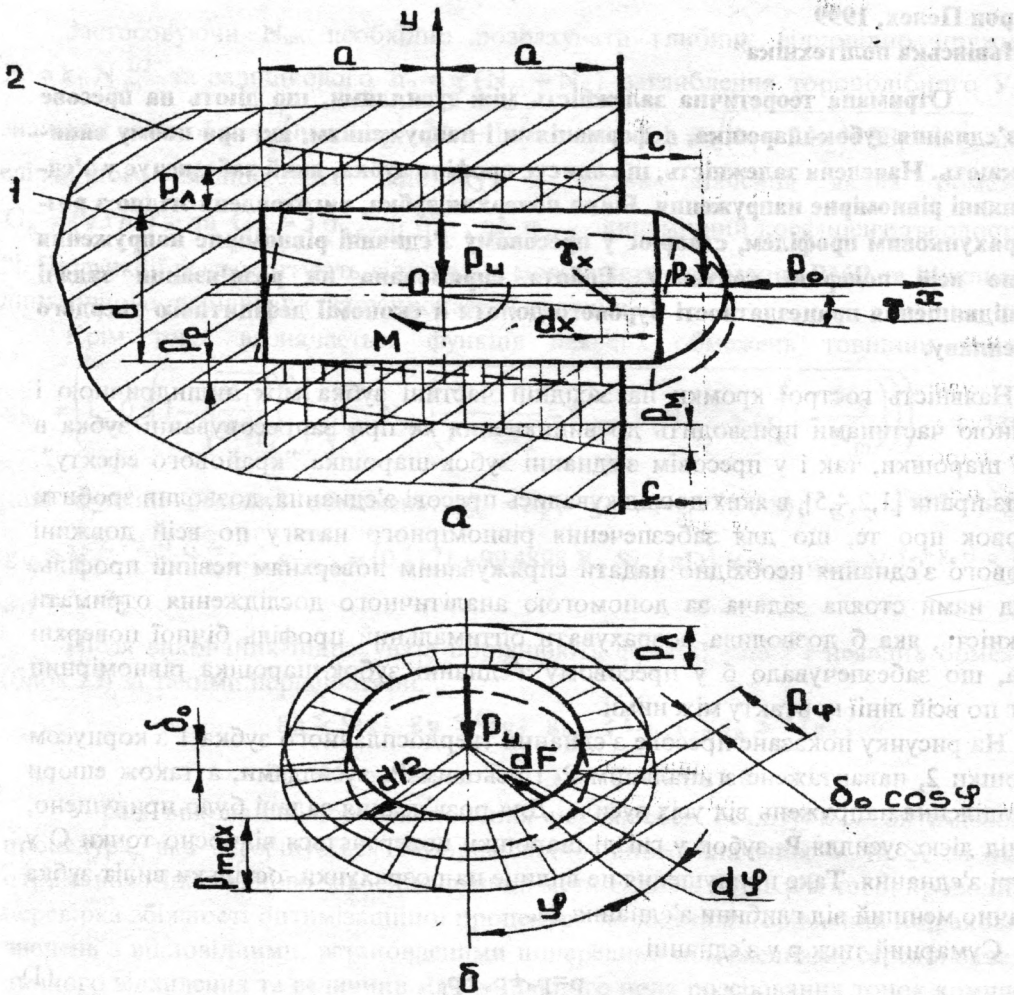
Деформація гнізда у кожному перерізі з'єднання записується формулою [3]

$$\delta_\varphi = \delta_0 \cdot \cos\varphi, \quad (3)$$

де δ_0 - максимальна деформація по осі y ; δ_φ - деформація у перерізі під кутом φ ; φ - кут між віссю y і розглядуваним перерізом.

Підставивши δ_ϕ з рівняння (3) в рівняння (2) і враховуючи, що $p_{\max} = C\delta_0^m$, отримаємо

$$p_\phi = p_{\max} (\cos\phi)^m. \quad (4)$$



Розрахункова схема пресового з'єднання:

1 - твёрдосплавний зубок; 2 - корпус шарошки;

а, б - епюри розподілення тисків у поздовжньому і поперечному перерізах.

На елемент з'єднання, що обмежений кутом $d\phi$, діє навантаження

$$dF = 2a \frac{d}{2} p_\phi \cdot d\phi = a \cdot d \cdot p_{\max} (\cos\phi)^m \cdot d\phi = a \cdot d \cdot C\delta_0^m \cdot \cos^m\phi \cdot d\phi. \quad (5)$$

З умов рівноваги зубка маємо:

$$P_3 - a \cdot d \cdot C\delta_0^m \int_{-\pi/2}^{\pi/2} (\cos\phi)^{m+1} d\phi = 0,$$

де a - половина запресованої частини зубка; d - діаметр зубка.

Якщо $m=1$, тоді
$$\int_{-\pi/2}^{\pi/2} (\cos\varphi)^2 d\varphi = \pi/2$$

$$P_3 = \frac{\pi a d}{2} \cdot P_{p\max},$$

$$P_{p\max} = 2P_3 / \pi a d. \quad (6)$$

Максимальний питомий тиск на контактній поверхні від згинаючого моменту

$$M = P_3(a+c),$$

де c - відстань від точки прикладання сили P_3 до поверхні шарошки.

Враховуючи те, що зубок короткий ($2a/d \cong 1$) і достатньо жорсткий $E_1/E_2=2,6$, то при навантаженні згинаючим моментом M він повернеться на кут γ як жорстке тіло. Тут E_1, E_2 - модулі пружності відповідно матеріалу зубка і шарошки.

На елемент з'єднання, обмежений кутом $d\varphi$ у напрямку, перпендикулярному до осі x , діє сила dF_M , яка визначається рівнянням (5) з заміною dx і γx замість $2a$ і δ_0 .

$$dF_M = \frac{d}{2} \cdot c \cdot (\gamma x \cdot \cos\varphi) \cdot d\varphi dx, \quad (7)$$

$$d\varphi = \gamma x \cdot \cos\varphi.$$

Момент від сили dF_M відносно точки O дорівнює

$$dM = dF_M \cdot x \cdot \cos\varphi = \frac{d}{2} \cdot c \cdot \gamma \cdot x^2 \cdot \cos^2\varphi \cdot d\varphi dx. \quad (8)$$

Записавши умову рівноваги зубка від моменту

$$M - d/2 \cdot c \cdot \gamma \int_{-a}^a x^2 dx \int_0^{2\pi} \cos^2\varphi d\varphi = 0, \quad (9)$$

визначимо кут, на який він повернеться

$$\gamma = 3M / \pi c d a^3.$$

Максимальний питомий тиск на контактній поверхні викликаний моментом

$$P_{p\max} = C\delta_x = C\gamma a = 3M / \pi d a^2. \quad (10)$$

Питомий тиск на контактній поверхні в будь-якій точці вздовж осі x

$$P_M(x) = C\delta_x = C\gamma x = 3M \cdot x / \pi d a^3. \quad (11)$$

Питомий тиск P_L на контактній поверхні, викликаний натягом N , обчислюють за формулою Ляме,

$$P_L = \frac{N}{d \left(\frac{1-\mu_1}{E_1} + \frac{1+\mu_2}{E_2} \right)}. \quad (12)$$

де E_1 і E_2 , μ_1 і μ_2 - модулі пружності і коефіцієнти Пуассона матеріалів зубка і шарошки; N - натяг.

Підставивши рівняння (6), (10), (12) в рівняння (1), отримаємо залежність, за допомогою якої можна визначити питомий тиск на контактній поверхні у

найбільш навантаженої точки

$$P_{\max} = \frac{N}{d \left(\frac{1-\mu_1}{E_1} + \frac{1+\mu_2}{E_2} \right)} + \frac{3M}{a^2} - \frac{2P_3}{\pi da} \quad (13)$$

Значення питомого тиску p в поточній точці ($\varphi=0$)

$$p = p_L + \frac{3M}{\pi da^3} + p_P = C_1 + C_2 x, \quad (14)$$

де $C_1 = p_L + p_P$, $C_2 = 3M/\pi da^3$ (p_L і p_P - постійні величини).

Рівняння (14) дає можливість знайти питомий тиск у будь-якій точці контактної поверхні без урахування концентрації напружень, викликаних "крайовим ефектом".

Скористаємось розв'язкою, наведеною у [6], з якої випливає, що на краю пресового з'єднання виникає контактний тиск p_{\max} , у 5 разів вищий від тиску, викликаного пресовим з'єднанням p_L .

З урахуванням концентрації напружень рівняння (14) залишимо у такому вигляді:

$$p = (C_1 + C_2 x) \cdot \delta(x/a), \quad (15)$$

де $\delta(x/a)$ - безрозмірна величина, побудована за результатами розрахунків [6]. Апроксимуємо її залежністю

$$\delta(x/a) = \alpha'_\sigma \cdot (x/a)^{n_1 + n_2}, \quad (16)$$

де $\alpha'_\sigma = p_{\max}/p_L - n_2 = \alpha_\sigma - n_2$.

У фіксованих точках 1, 2, 3 графіка [6] знаходимо значення коефіцієнтів n_1 і n_2 :

точка 1, при

$$x=0, \quad \delta(x/a) = n_2 = 0,75;$$

точка 2, при

$$x=0,8, \quad \delta(0,8) = \alpha'_\sigma \cdot (0,8)^{n_1 + n_2} + 0,75; \quad (17)$$

точка 3, при

$$x=a, \quad \delta(1,0) = \alpha'_\sigma \cdot (1,0)^{n_1 + n_2} + 0,75 = \alpha_\sigma - 0,75 + 0,75 = \alpha_\sigma,$$

відповідає обчисленому коефіцієнту концентрації напружень.

З рівняння (17) знаходимо коефіцієнт n_1

$$n_1 = \frac{\lg \frac{0,25}{\alpha'_\sigma}}{\lg 0,8} = \frac{\lg \frac{0,25}{(\alpha_\sigma - 0,75)}}{\lg 0,8}.$$

Найраціональнішим профіль зубка буде у тому випадку, якщо при максимальному навантаженні згинаючим зусиллям P , найбільший контактний тиск не перевищуватиме допустимого напруження, тобто $p_{\max} \leq [\sigma]$. Враховуючи, що максимальний натяг $N_{\max}(x) \ll d$ і $N(x)$ змінюється плавно, у вираз (14) замість $N = \text{const}$ можна поставити $N(x)$. При перемінному натязі $N(x)$ перша складова у рівнянні (13) змінюватиметься з урахуванням концентрації напруження згідно з рівнянням (15), тоді контактний тиск у будь-якій точці пресового з'єднання

дорівнює:

$$p = \left[\frac{N(x)}{d \left(\frac{1-\mu_1}{E_1} + \frac{1+\mu_2}{E_2} \right)} + \frac{3M}{\pi d a^3} \cdot x - \frac{2P_3}{\pi d a} \right] \cdot \delta \left(\frac{x}{a} \right) \leq [\sigma],$$

Якщо задати умову, щоб в усіх точках максимальний контактний тиск був однаковим і не перевищував $[\sigma]$, тоді

$$N(x) \leq \left[\frac{[\sigma]}{\alpha'_\sigma \left(\frac{x}{a} \right)^{n_1} + n_2} - \frac{3M}{\pi d a^3} \cdot x - \frac{2P_3}{\pi d a} \right] \cdot d \left(\frac{1-\mu_1}{E_1} + \frac{1+\mu_2}{E_2} \right). \quad (18)$$

Відхилення профілю зубка Δ по довжині вздовж осі x , який забезпечує рівномірний питомий тиск на контактній поверхні, визначається залежністю

$$\Delta(x) = \frac{N(0) - N(x)}{2}, \quad (19)$$

де $\Delta(x)$ - величина відхилення профілю зубка від номіналу по його довжині; $N(0)$ - максимальний натяг у середній частині з'єднання, точка O ; $N(x)$ - поточне значення натягу.

Отже, користуючись рівняннями (18) і (19), знаходять оптимальний профіль бічної поверхні твердосплавного зубка, який забезпечує рівномірний натяг по всій довжині пресового з'єднання зубок-шарошка. Рівномірність натягу впливає на підвищення як статичної, так і динамічної міцності з'єднання і загалом на збільшення проходження бурового долота.

1. А.с. 261156 СССР Прессовое конусное крепление деталей на валу / А.М. Красильников, В.П. Сумченко // Бюл. Изобрет. 1970. N 4. 2. А.с. 449798 СССР Способ изготовления составных контейнеров / И.И. Кудрявцев, Л.В. Прозоров, А.А. Костава и др. // Бюл. Изобрет. 1974. N 42. 3. Кудрявцев В.И. Детали машин. Л., 1980. 4. Парсон Б., Уилсон Е.А. Метод определения поверхностных контактных напряжений в соединении с натягом // Конструирование и технология машиностроения. Труды амер. об-ва инж.-мех. 1970. N 92. Вып.2. С.293-303. 5. Пономарев С.Д. и др. Расчеты на прочность в машиностроении. М., 1958. Т.2. 6. Иосилевич Г.Б., Лукашук Ю.В. Распределение напряжений в соединении с гарантированным натягом // Вестник машиностроения. 1979. N 6. С.25-26.