

## РОЗРАХУНОК СИЛОВИХ І КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОЛИКОВО-КУЛЬКОВОЇ ЗАПОБІЖНО- КОМПЕНСУЮЧОЇ МУФТИ

Приведено теоретичні залежності для розрахунку конструктивно-силових параметрів роликово-кулькової запобіжно-компенсуючої муфти і пар тертя при розрахунку їх на контактну міцність при спрацюванні в режимі перевантаження, а також конструктивних і кінематичних параметрів пар контакту ролик-паз.

### Умовні позначення

- $P_k$  – колова сила;
- $R$  – відстань від центральної осі півмуфти до плями контакту ролика з опорним ребром;
- $D_1, D_2$  – діаметри розміщення крайніх точок роликів;
- $C_{зв}$  – зведена жорсткість пружини;
- $\Delta_o$  – попередня деформація (підтиск) комбінованої пружини;
- $\Delta_n$  – поточна деформація комбінованої пружини;
- $\alpha$  – кут між напрямком дії колової сили і нормаллю від точки контакту тіла кочення з контактуючою поверхнею;
- $\rho$  – зведений кут тертя в парі контакту ролик-паз;
- $D$  – діаметр розміщення тіл кочення;
- $d$  – середній діаметр шліців;
- $f$  – коефіцієнт тертя в шліцевому з'єднанні;
- $r_p$  – радіус ролика;
- $r_e$  – радіус опорного ребра;
- $h_e$  – висота опорного ребра;
- $Z_M$  – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалу контактуючих поверхонь;
- $l_p$  – лінійна довжина ролика (площини контакту);
- $P_n$  – нормаль сили в точці контакту;
- $r_{зв}$  – зведений радіус кривизни контактуючих поверхонь;
- $E$  – модуль пружності матеріалу пари контакту;
- $\mu$  – коефіцієнт Пуассона;
- $f_T$  – коефіцієнт тертя між поверхнями кульки і паза;
- $d_k$  – діаметр кульки;
- $z_1$  – кількість пар контакту ролик-опорне ребро;
- $z_2$  – кількість пар контакту кулька-паз.

При проектуванні механічних приводів конструктивні і силові параметри визначають за допустимими міцнісними характеристиками і показниками надійності за умови довготривалих навантажень.

Зокрема, запобіжні пристрої розглянуті в працях В.С.Полякова, І.Д.Барбаша, О.А.Ряховського [1], В.Т.Павлице [2]. Динамічні навантаження, що виникають при експлуатації приводів машин значно знижують функціональні та експлуатаційні характеристики як муфт, так і машин в цілому та суттєво впливають на їх надійність.

Робота виконується в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки «Новітні технології та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі» на 2000-2005 роки.

Метою даної роботи є підвищення надійності при умові роботи механізмів і машин за рахунок розроблення конструкції запобіжної муфти з роликівими відтискними елементами.

Запобіжно-компенсуюча муфта [3] (рис. 1) складається з ведучої 1 і веденої 2 півмуфт, з'єднаних конічними тілами обертання 3, що поміщені в глухих торцевих отворах ведучої півмуфти. Конічні ролики є в контакті з торцевою поверхнею веденої півмуфти, виконаної у вигляді пружного 4 і металічного 5 дисків з опорними ребрами 6. На веденій півмуфті встановлено вал 7, один кінець якого виконаний у вигляді сферичної півкулі 8, а на зовнішній поверхні якої в глухих отворах з можливістю провертання встановлено кульки 9. Останні є в контакті з веденою півмуфтою через пази півкруглої форми, а опорні ребра дисків виконано конусоподібними (у вигляді розрізаного конуса). Ведуча півмуфта оснащена конічними роликами і підтиснута пружиною 10, Г-подібного перерізу і циліндричною пружиною 11.

В загальному випадку навантаження крутним моментом на пару контакту конічний ролик-опорне ребро дорівнює

$$T = P_k R. \quad (1)$$

Відстань від центральної осі півмуфти до плями контакту ролика з опорним ребром можна визначити за формулою

$$R = 0,5 D_{cp} = \frac{0,5 \cdot (D_1 + D_2)}{2}. \quad (2)$$

Силу дії підтискного елемента, у вигляді комбінованої пружини, можна подати залежністю

$$P_{np} = C_{зв} (\Delta_o + \Delta_n). \quad (3)$$

Згідно з [1], умова рівноваги між силою пружини і коловою силою рухомої півмуфти, для випадку спряження тіла кочення з півкруглою або тороподібною поверхнею, має вигляд

$$P_{np} = P_k \left[ \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \frac{D}{d} f \right]. \quad (4)$$

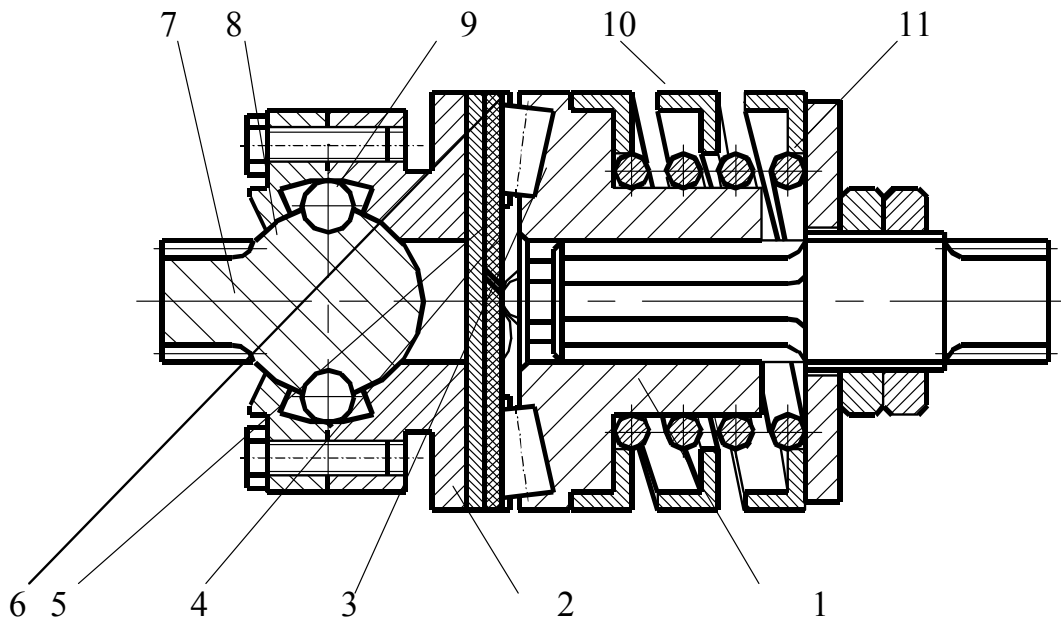


Рис. 1 Роликово-кулькова запобіжно-компенсуюча муфта

Тоді з урахуванням залежностей (2) і (3) значення колової сили визначається так

$$P_k = \frac{C_{зв} (\Delta_o' + \Delta_n)}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \frac{D_{cp}}{d} f}. \quad (5)$$

З розрахункової схеми (рис. 2) видно, що в процесі спрацювання муфти в режимі перевантаження відбувається зміна кута між напрямком дії колової сили і

нормаллю від точки контакту ролика з півкруглою поверхнею ребра. З розрахункової схеми зміну кута  $\alpha$  можна подати так

$$\cos \alpha = \frac{r_p}{r_p + (r_e - h_e)}; \quad (6)$$

$$\alpha = \arccos \left( \frac{r_p}{r_p + (r_e - h_e)} \right).$$

Величиною, що визначає момент спрацювання муфти в запобіжному режимі, є поточна деформація пружини  $\Delta_n$ . Значення цього параметра, в залежності від кута повертання півмуфти  $\varphi$ , можна визначити з розрахункової схеми, наведеної на рис. 3. Величина зміщення точок контакту ролика з опорним ребром диска по дузі периметра опорного ребра дорівнює

$$x = \frac{\pi \cdot r_e \cdot \varphi}{180^\circ}. \quad (7)$$

Згідно зі співвідношенням, між сторонами трикутника розрахункової схеми поточна деформація пружини  $\Delta_n$  дорівнює

$$\Delta_n = \frac{\varphi}{180^\circ} \cdot \frac{\pi \cdot r_e}{\arccos \left( \frac{r_p}{r_p + r_e - h_e} \right)}. \quad (8)$$

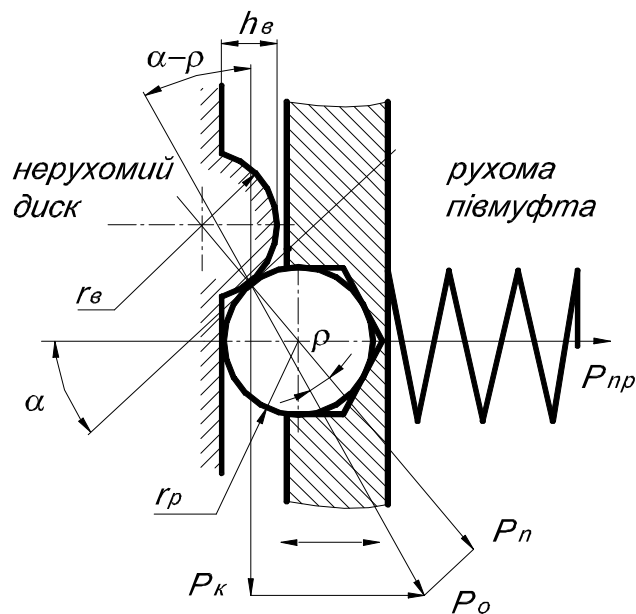


Рис. 2 Розрахункова схема для визначення силових параметрів пари контакту ролик-опорне ребро диска

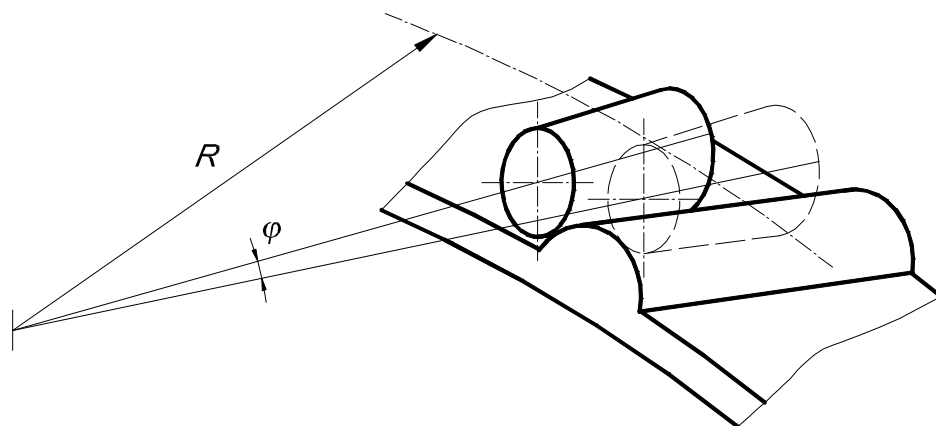


Рис. 3 Схема переміщення ролика при спрацюванні муфти в режимі перевантаження

З врахуванням рівностей (2), (6), (8) залежність (5) можна подати у наступному вигляді:

$$P_k = \frac{C_{зв} \left( \Delta'_o + \frac{\varphi}{180^\circ} \cdot \frac{\pi \cdot r_с}{\arccos\left(\frac{r_p}{r_p + r_с - h_с}\right)} \right)}{\operatorname{tg}\left(\arccos\left(\frac{r_p}{r_p + (r_с - h_с)}\right) - \rho\right) - \frac{D_1 + D_2}{4d} \cdot f} \quad (9)$$

Відповідно навантаження крутним моментом на пару контакту конічний ролик-опорне ребро буде

$$T = \frac{C_{зв} \left( \Delta'_o + \frac{\varphi}{180^\circ} \cdot \frac{\pi \cdot r_с}{\arccos\left(\frac{r_p}{r_p + r_с - h_с}\right)} \right) \cdot \frac{D_1 + D_2}{4d}}{\operatorname{tg}\left(\arccos\left(\frac{r_p}{r_p + (r_с - h_с)}\right) - \rho\right) - \frac{D_1 + D_2}{4d} \cdot f} \quad (10)$$

Під час контакту двох абсолютно твердих тіл, якими є ролик і опорне ребро диска, під навантаженням зі сторони комбінованого пружного елемента лінійний контакт перетворюється в контакт по вузькій площині (рис. 4). В даному випадку максимальне контактне напруження можна визначити за формулою Герца. Умова контактної міцності в цьому випадку буде мати наступний вигляд

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{P_n \cdot l_p}{2r_{зв}}} \leq [\sigma_H] \quad (11)$$

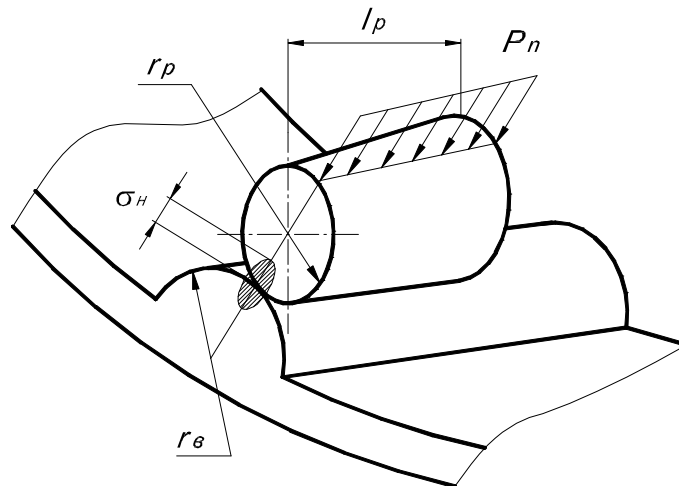


Рис. 4 Розрахункова схема для визначення контактних навантажень в парі контакту ролик-опорне ребро

В даній конструкції, для забезпечення певного ресурсу напрацювання, матеріал контактуючих поверхонь повинен мати однакові характеристики і відповідно  $Z_M$  дорівнює [2]

$$Z_M = \sqrt{E/\pi(1-\mu^2)}. \quad (12)$$

Зведений радіус кривизни поверхонь тертя визначаємо за формулою

$$\frac{1}{r_{\text{зв}}} = \frac{1}{r_p} + \frac{1}{r_6}. \quad (13)$$

Відповідно до розрахункової схеми, наведеної на рис. 1, нормаль сили в точці контакту

$$P_n = P_\kappa / \cos \alpha = \frac{4T}{(D_1 + D_2) \cdot \cos \alpha}. \quad (14)$$

Відповідно до рівняння (11), з врахуванням рівностей (6), (12), (13) і (14), можна подати у наступному вигляді

$$\sigma_H = \sqrt{E/\pi(1-\mu^2)} \cdot \sqrt{\frac{4T \cdot l_p \cdot r_p + (r_6 - h_6)}{2r_p(r_p + r_6) \cdot (D_1 + D_2)}} \leq [\sigma_H]. \quad (15)$$

Оскільки на веденій півмуфті встановлений вал, один кінець якого виконаний у вигляді сферичної півкулі, на зовнішній поверхні якої в глухих отворах з можливістю провертання встановлено кульки, що є в контакті через пази півкруглої форми з веденою півмуфтою, а при провертанні кульок у пазах веденої півмуфти виникає сила тертя, яка зменшує момент спрацювання муфти. У спряженні елементарний момент сил тертя на певній площині  $dA$  буде дорівнювати

$$dT_S = \frac{d}{2} dF_S \text{ або } T_S = F_S d/2. \quad (16)$$

Відповідно момент від сили тертя можна подати як [2]

$$T_S = 0,25P_\kappa \pi f_T d_\kappa. \quad (17)$$

Сумарний момент, який передає муфта,

$$\sum T = z_1 T + z_2 T_S. \quad (18)$$

Систему рівнянь, що описує навантаження у рухомих парах контакту запобіжної муфти можна подати у наступному вигляді

$$\left\{ \begin{array}{l} T = \frac{C_{\text{зв}} \left( \Delta'_o + \frac{\varphi}{180^\circ} \cdot \frac{\pi \cdot r_6}{\alpha} \right) \cdot \frac{D_1 + D_2}{4d}}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \frac{D_1 + D_2}{4d} \cdot f}; \\ \alpha = \arccos \left( \frac{r_p}{r_p + (r_6 - h_6)} \right); \\ \sigma_H = \sqrt{E/\pi(1-\mu^2)} \cdot \sqrt{\frac{4T \cdot l_p \cdot r_p + (r_6 - h_6)}{2r_p(r_p + r_6) \cdot (D_1 + D_2)}}; \\ \Delta_n = \frac{\varphi}{180^\circ} \cdot \frac{\pi \cdot r_6}{\arccos \left( \frac{r_p}{r_p + r_6 - h_6} \right)}; \\ T_S = 0,25P_\kappa \pi f_T d_\kappa; \\ \sum T = z_1 T + z_2 T_S. \end{array} \right. \quad (19)$$

В результаті досліджень можна зробити наступний висновок: отримані залежності можуть мати практичне використання при проектуванні муфт даного класу, що забезпечить скорочення часу на розрахунок їх параметрів, в тому числі при розрахунку конструктивно-силових параметрів пар тертя при розрахунку їх на контактну міцність при спрацюванні муфти в режимі перевантаження.

*Theoretical dependencies are brought for calculation construction-power parameters roller preventative-compensating muffs and vapour of friction at calculation them on contact toughness under operate in preventative mode, as well as construction and kinematics parameters a vapour of contact a roller-slot.*

### **Література**

1. В.С. Поляков, И.Д. Барбаш, О.А. Ряховский. Справочник по муфтам. - Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1974. – 352 с.
2. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. - К.: Вища школа, 1993. – 556 с.
3. Пат. 43170А Україна, МПК F16D7/06. Запобіжна муфта / Р.В. Комар, І.Б. Гевко, В.В. Камишанов. – №2001031867; Заявл. 20.03.01; Опубл. 15.11.2001. Бюл. №10. – 3 с.

*Одержано 12.11.2004 р.*