

**І. М. Хоменко, канд. техн. наук, доц.**

*Чернігівський державний технологічний університет*

**М. В. Кіндрачук, д-р техн. наук, проф.**

*Національний авіаційний університет*

**А. К. Кобринець, магістрант**

*Національний технічний університет „Київський політехнічний інститут”*

## Метод розрахунку радіального підшипника ковзання з незмінним положенням лінії центрів підшипника і вала

Наведено особливості розрахунку радіального підшипника ковзання при незмінному положенні лінії центрів спряження підшипник-вал.

**радіальний підшипник ковзання, незмінне положення лінії центрів, тиск мастила, вантажність підшипника**

Радіальні підшипники ковзання широко використовуються у сільськогосподарських машинах (двигуни тракторів і комбайнів, машини для вирощування і переробки сільськогосподарської продукції тощо). При цьому у багатьох випадках лінія центрів вала і підшипника при роботі спряження підшипник-вал не змінює своє положення, що, як правило, обумовлено особливістю приводів (ланцюгові, пасові, клинопасові), або зосередженим і незмінним за напрямком навантаженням на вал від зовнішніх силових факторів. Переважно підшипники змащують шляхом неперервної примусової подачі мастила в підшипник.

Пропонується методика розрахунку радіального підшипника ковзання з незмінним положенням лінії центрів і за наявності джерела мастила в підшипнику.

Функція розподілу тиску мастила по колу підшипника при незмінному положенні лінії центрів наведена у роботі [1] і враховує конструктивні і технологічні параметри, від яких залежить вантажність підшипника, а саме:

$$p(\theta, \infty) = p(\mu, U, r, c, \chi, \theta, p_n). \quad (1)$$

У залежності (1) позначено:  $p(\theta, \infty)$  – функція розподілу тиску в підшипнику нескінченної довжини;  $\mu$  – динамічна в'язкість мастила;  $U$  – лінійна швидкість точок на поверхні цапфи вала;  $r$  – радіус вала;  $c$  – радіальний зазор у підшипнику;  $\chi$  – відносний ексцентриситет вала в підшипнику;  $\theta$  – кут охоплення вала мастилом (відраховується від мінімального зазору в підшипнику);  $p_n$  – тиск мастила, яке поступає з джерела.

Оскільки дотична складова рівнодійної гідродинамічних сил, що діють по колу підшипника, у випадку, що розглядається, врівноважена реакціями зовнішніх в'язей, то зовнішнім силам протидіє лише радіальна складова гідродинамічних сил, яка визначається за формулою (інтегрування проводиться у межах додатних значень тиску мастила):  $F_r = F_{r1} + F_{r2}$ , де  $F_{r2}$  – функція тиску джерела мастила.

$$Fr_1 := \int_0^\pi \frac{-A}{(1-\chi^2)^2} \cdot \left[ 2 \cdot \sqrt{1-\chi^2} - (2+\chi^2) \cdot \sqrt{\frac{1-\chi}{1+\chi}} \right] \cdot \operatorname{atan} \left( \sqrt{\frac{1-\chi}{1+\chi}} \cdot \tan \left( \frac{\theta}{2} \right) \right) \cdot r \cdot \cos(\theta) d\theta$$

де  $A = \frac{6\mu Ur}{c^2}$

$$Fr_2 = \left[ \frac{p_m}{\pi} \left( \pi - \frac{\theta}{|\theta|} \right) \Phi(\theta) + f(\theta) \right]. \quad (2)$$

Сила  $F_r$  віднесена до одиниці ширини підшипника і може порівнюватись з інтенсивністю зовнішнього навантаження, наприклад при обґрунтуванні гранично допустимого в експлуатації зазору у спряженні підшипник-вал.

На рисунку 1 наведено залежність  $F_r$  від величини зазору «с» у спряженні підшипник-вал.

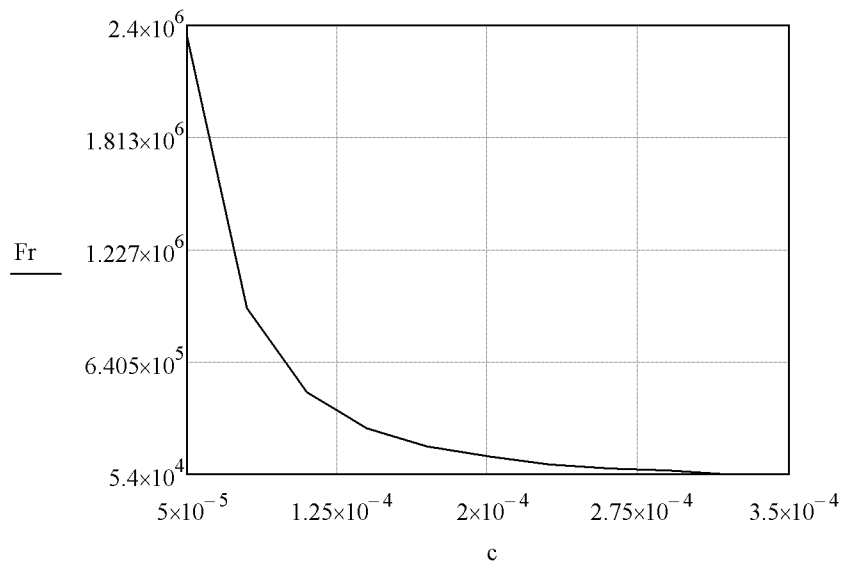


Рисунок 1 – Залежність радіальної рівнодійної тиску мастила від радіального зазору у спряженні підшипник-вал

При рівності інтенсивності зовнішнього навантаження і сили  $F_r$  з графіка, подібного наведеному на рисунку 1, встановлюється гранично допустимий зазор у спряженні підшипник вал.

Функцію розподілу тиску в шарі мастила для підшипника скінченної довжини отримано у наступному вигляді :

$$p(\theta, z) = p(\theta, \infty) \left( 1 - \frac{ch(\sqrt{\lambda} \cdot z/r)}{ch(\sqrt{\lambda} \cdot l/2r)} \right). \quad (3)$$

де  $\lambda = \frac{2\chi}{1-\chi}$ ;

$l$  – ширина підшипника;

$z$  – координата, яка відраховується вздовж ширини підшипника від його середини.

Вантажність підшипника відповідає лише радіальній складовій тиску мастила і визначається за формулою (інтегрування проводиться у межах додатних значень тиску мастила):

$$W=W_r = \int_0^{\pi/2} \int_{-1/2}^{\pi/2} p(\theta, z) \cdot r \cdot \cos \theta \cdot d\theta \cdot dz. \quad (4)$$

## Список літератури

1. Хоменко І.М., Кобринець А.К. Про розподіл тиску в підшипнику ковзання нескінченної довжини з джерелом мастила. // Вісн. Черніг. держ. технол. ун-ту.– 2007.– №28. С. 45-53.

*И. Хоменко, М. Киндрачук, А. Кобринец*

**Метод расчета радиального подшипника скольжения с неизменным положением линии центров подшипника и вала**

Приведены особенности расчета радиального подшипника скольжения при неизменном положении линии центров сопряжения подшипник-вал.

*I. Khomenko, M. Kindrachuk, A. Kobrinec*

**Method calculation of radial slideway with unchanging position line centers of bearing and billow**

The features of calculation of the radial bearing of sliding at unchanging position of line of centers of interface are resulted bearing-billow.

Одержано 15.08.09