

УДК 621. 822. 3

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 зосередженням 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; μ – динамічна в'язкість мастила; U – лінійна швидкість точок на поверхні цапфи вала; r – радіус вала; c – радіальний зазор у підшипнику; χ – відносний ексцентриситет вала в підшипнику; θ – 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 $A = \frac{6\mu Ur}{c^2}$

$$F_{r2} = \left[\frac{P_m}{\pi} \left(\pi - \frac{\theta}{|\theta|} \right) \Phi(\theta) + f(\theta) \right]. \quad (2)$$

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.

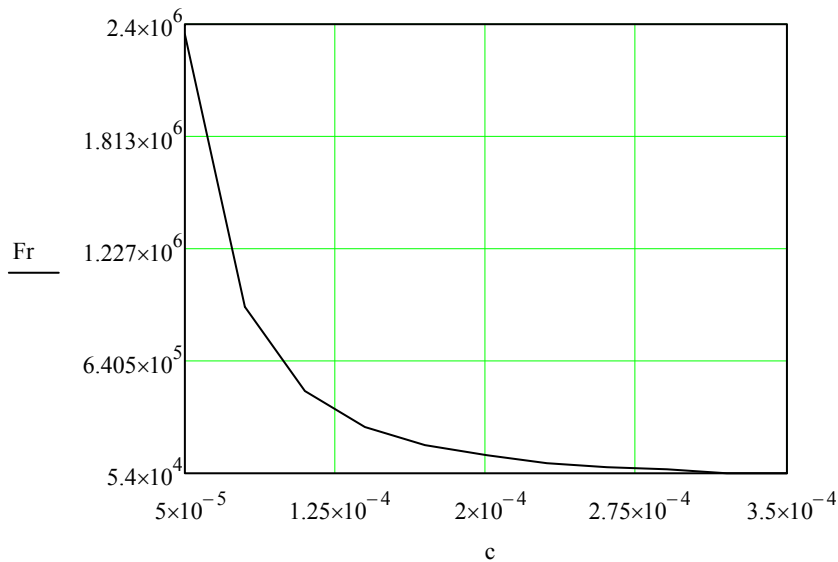


Рисунок 1 – Залежність радіальної рівнодійної тиску мастила від радіального зазору у спряженні підшипник-вал

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):

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

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