

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

УДК 621. 822. 05

К.С. АХВЕРДИЕВ, Е.Е. АЛЕКСАНДРОВА, В.А. КОНСТАНТИНОВ

**ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ СМАЗКА РАДИАЛЬНОГО ПОДШИПНИКА
ПОВЫШЕННОЙ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ, ОБУСЛОВЛЕННОЙ ПРОФИЛЕМ
ЕГО ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ И ШЕРОХОВАТОСТЬЮ ПОВЕРХНОСТИ ВАЛА**

В работе описан метод расчета радиального подшипника скольжения, близкого к круговому, при наличии шероховатости на поверхности вала. Предлагается конструкция некругового подшипника, обладающего по сравнению с круговым двукратно повышенной несущей способностью. Дана оценка влияния шероховатости поверхности вала на несущую способность подшипника.

Ключевые слова: гидродинамическая смазка, радиальный подшипник, повышенная несущая способность.

Введение. В новых машинах и механизмах, как правило, проектируется увеличение статических и ударных нагрузок, действующих на опоры, увеличение точности работы вращающихся узлов. Поэтому всякий раз, когда нагрузка оказывается высокой, необходима большая площадь опоры (подшипника). Поскольку размеры подшипника обычно ограничены, возникает необходимость исследовать конструкции, которые выдерживают максимальную нагрузку при заданных размерах подшипника. Несколько таких конструкций было предложено различными авторами. Среди них подшипники с канавками и наличием шероховатости на одной из поверхностей подшипника.

Исследованию влияния одномерной шероховатости поверхности на несжимаемую гидродинамическую смазку посвящено большое количество работ. Общее признание получила теория Кристенсена и Тондера [1,2], дающая усредненное описание такого влияния для опор (подшипников), использующих в качестве смазки несжимаемую жидкость. В указанных работах не исследованы вопросы прогнозирования оптимальной по несущей способности формы опорной поверхности. В них только лишь установлено, что путем варьирования значений характеристик движущейся шероховатой поверхности можно обеспечить повышенную несущую способность подшипника.

Постановка задачи. Рассматривается установившееся движение смазки в зазоре радиального подшипника, близкого к круговому, который предполагается неподвижным, а шип с шероховатой поверхностью движется вокруг своей оси с угловой скоростью $\tilde{\omega}$. Пространство между шипом и подшипником заполнено вязкой несжимаемой жидкостью. Уравнения контуров вкладыша и шипа в полярной системе координат (r', θ) с полюсом в центре шипа можно записать в виде

$$r' = r_1 + e \cos \theta - A \sin \omega \theta, \quad r' = r_0 - \tilde{A} \sin \omega^* \theta. \quad (1)$$

Здесь r_0 и r_1 соответственно радиусы кругового вала и кругового подшипника; e - эксцентриситет; A и ω - амплитуда и частота контурных возмущений на поверхности подшипника; $\tilde{A}$ и ω^* - амплитуда и частота контурных возмущений на поверхности шипа.

$$\frac{e}{\delta} = \eta < 1, \quad \frac{A}{\delta} = \eta_1 < 1, \quad \frac{\tilde{A}}{\delta} = \varepsilon \ll 1, \quad \delta = r_1 - r_0. \quad (2)$$

В качестве исходных уравнений берется следующая безразмерная система уравнений «тонкого слоя» для вязкой несжимаемой жидкости:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} = \frac{dp}{d\theta}, \quad \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{\partial u}{\partial \theta} = 0. \quad (3)$$

Здесь размерные величины r', u', v', p' связаны с безразмерными r, u, v, p соотношениями:

$$r' = r_0 + \delta r; \quad v' = \omega \delta v; \quad u' = \omega r_0 u; \quad p' = p^* p, \quad p^* = \frac{\mu \tilde{\omega} r_0^2}{\delta^2}. \quad (4)$$

где u', v' – компоненты вектора скорости; p' – гидродинамическое давление; μ – динамический коэффициент вязкости.

Система уравнений (3) решается при следующих граничных условиях

$$\begin{aligned} u = 0, \quad v = 0 \text{ при } r = 1 + \eta \cos \theta - \eta_1 \sin \omega \theta = h(\theta); \\ u = 1, \quad v = 0 \text{ при } r = -\varepsilon \sin \omega^* \theta; \quad p(0) = p(2\pi). \end{aligned} \quad (5)$$

Граничные условия на поверхности вала можно записать в виде:

$$\begin{aligned} u(0, -\varepsilon \sin \omega^* \theta) = u(0, \theta) - \frac{\partial u}{\partial r} \Big|_{r=0} \varepsilon \sin \omega^* \theta + \dots = 1, \\ v(0, -\varepsilon \sin \omega^* \theta) = v(0, \theta) - \frac{\partial v}{\partial r} \Big|_{r=0} \varepsilon \sin \omega^* \theta + \dots = 0. \end{aligned} \quad (6)$$

С учетом (6) решение задачи (3) – (5) будем искать в виде рядов по степеням малого параметра ε :

$$u = \sum_{k=0}^{\infty} u_k \varepsilon^k, \quad v = \sum_{k=0}^{\infty} v_k \varepsilon^k, \quad p = \sum_{k=0}^{\infty} p_k \varepsilon^k. \quad (7)$$

Подставляя (7) в (3) и (5) и сравнивая коэффициенты при одинаковых степенях ε с точностью до членов $O(\varepsilon^2)$, будем иметь:

$$\frac{\partial^2 u_0}{\partial r^2} = \frac{dp_0}{d\theta}; \quad \frac{\partial v_0}{\partial r} + \frac{\partial u_0}{\partial \theta} = 0; \quad (8)$$

$$\begin{aligned} u_0 = 0, \quad v_0 = 0 \text{ при } r = h(\theta); \quad p_0(0) = p_0(2\pi); \\ u_0 = 1, \quad v_0 = 0 \text{ при } r = \sin \omega^* \theta; \end{aligned} \quad (9)$$

$$\frac{\partial^2 u_1}{\partial r^2} = \frac{dp_1}{d\theta}, \quad \frac{\partial v_1}{\partial r} + \frac{\partial u_1}{\partial \theta} = 0; \quad (10)$$

$$u_1 = 0, \quad v_1 = 0 \text{ при } r = h(\theta); \quad p_1(0) = p_1(2\pi),$$

$$u_1 \Big|_{r=0} = \frac{\partial u_0}{\partial r} \Big|_{r=0} \sin \omega^* \theta, \quad v_1 \Big|_{r=0} = \frac{\partial v_0}{\partial r} \Big|_{r=0} \sin \omega^* \theta. \quad (11)$$

Решение задачи для нулевого приближения. Точное автомодельное решение задачи (8) – (9) будем искать в виде [3-5]:

$$\begin{aligned} u_0 = \frac{\partial \psi_0}{\partial r} + U_0(r, \theta); \quad v_0 = -\frac{\partial \psi_0}{\partial \theta} + V_0(r, \theta); \quad \frac{dp_0}{d\theta} = \frac{\tilde{c}_1(t)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{c}_2(t)}{h^3(\theta)}; \\ U_0 = \tilde{u}_0(\xi); \quad V_0 = \tilde{v}_0(\xi) h'(\theta); \quad \xi = r / h(\theta); \quad \psi_0 = \tilde{\psi}_0(\varepsilon). \end{aligned} \quad (12)$$

Подставив (12) в (8) и (9), получим:

$$\begin{aligned} \psi_0''' = \tilde{c}_2, \quad \tilde{u}_0'' = \tilde{c}_1, \quad \tilde{v}_0' - \xi \tilde{u}_0' = 0; \\ \tilde{\psi}_0'(0) = \tilde{\psi}_0'(1) = 0; \quad \tilde{u}_0 = 1, \quad \tilde{v}_0 = 0 \quad \text{при} \quad \xi = 0; \end{aligned} \quad (13)$$

$$\tilde{u}_0 = 0, \quad \tilde{v}_0 = 0 \text{ при } \xi = 1; \quad \int_0^1 \tilde{u}_0(\xi) d\xi = 0; \quad p(0) = p(2\pi). \quad (14)$$

Решение задачи (13) – (14) находится непосредственным интегрированием. В результате будем иметь:

$$\begin{aligned} \tilde{\psi}'_0 &= \frac{\tilde{c}_2}{2}(\xi^2 - \xi), \quad \tilde{u}_0 = \tilde{c}_1 \frac{\xi^2}{2} - \left(\frac{\tilde{c}_1}{2} + 1\right)\xi + 1, \\ \tilde{v}_0 &= \tilde{c}_1 \frac{\xi^3}{3} - \frac{\tilde{c}_1 \xi^2}{4} - \frac{\xi^2}{2}, \quad \tilde{c}_1 = 6. \end{aligned} \quad (15)$$

Гидродинамическое давление p_0 определяется из уравнения

$$\frac{dp_0}{d\theta} = \frac{\tilde{c}_1}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{c}_2}{h^3(\theta)}, \quad (16)$$

где

$$\tilde{c}_2 = -\tilde{c}_1 \left[1 + \frac{\eta_1}{2\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) \right]. \quad (17)$$

Перейдем к определению поддерживающей силы. Для безразмерных компонент $\tilde{R}_x$ и $\tilde{R}_y$ вектора поддерживающей силы и безразмерной силы трения $\tilde{L}_{\text{тр}}$ в принятом нами приближении получим следующие выражения:

$$\begin{aligned} \tilde{R}_y &= \frac{R_y}{r_0 p^*} = \int_0^{2\pi} \frac{dp_0}{d\theta} \cos \theta d\theta = 6\pi\eta - 3\eta_1 \left[\frac{1 - \cos(\omega + 1)2\pi}{\omega + 1} + \frac{1 - \cos(\omega - 1)2\pi}{\omega - 1} \right]; \\ \tilde{R}_x &= \frac{R_x}{r_0 p^*} = 3\eta_1 \left[\frac{\sin(\omega - 1)2\pi}{\omega - 1} - \frac{\sin(\omega + 1)2\pi}{\omega + 1} \right]; \\ \tilde{L}_{\text{тр}} &= \frac{L_{\text{тр}} \delta}{\mu \omega r_0} = \int_0^{2\pi} \left(\frac{\tilde{\psi}_0''}{h^2} + \frac{\tilde{u}_0'}{h} \right) \Big|_{\xi=0} d\theta = -2\pi + \frac{\eta_1}{\omega} (\cos 2\pi\omega - 1). \end{aligned} \quad (18)$$

Перейдем к решению задачи (10) – (11).

С учетом (11) и (15) решение этой задачи запишется в виде

$$u_1 = \frac{dp_1}{d\theta} \left(\frac{r^2}{2} - \frac{rh}{2} \right) + \left[\frac{\tilde{c}_2}{2h^2} + 4\frac{1}{h} \right] \left[-\sin \omega^* \theta + \frac{r}{h} \sin \omega^* \theta \right]. \quad (19)$$

Проинтегрировав второе уравнение системы (10) по r от 0 до $h(\theta)$ для определения гидродинамического давления p_1 , приходим к следующему уравнению:

$$-\frac{h^3}{12} \frac{dp_1}{d\theta} - \frac{\tilde{c}_2 \sin \omega^* \theta}{4h} - 2 \sin \omega^* \theta = Q_1.$$

Здесь Q_1 – добавочный расход, обусловленный шероховатостью поверхности вала. Используя граничные условия $p_1(0) = p_1(2\pi)$ для Q_1 , получим следующее выражение:

$$12Q_1 = \frac{-3\tilde{c}_2 \tilde{J}_4(2\pi)}{J_3(2\pi)} - 24 \frac{\tilde{J}_3(2\pi)}{J_3(2\pi)}. \quad (20)$$

Здесь $\tilde{J}_k(2\pi) = \int_0^{2\pi} \frac{\sin \omega^* \theta}{h^k(\theta)} d\theta$, $J_k(2\pi) = \int_0^{2\pi} \frac{d\theta}{h^k(\theta)}$.

С учетом (20) для определения гидродинамического давления приходим к следующему уравнению:

$$\frac{dp_1}{d\theta} = \frac{3\tilde{c}_2\tilde{J}_4(2\pi)}{J_3(2\pi)h^3} + 24\frac{\tilde{J}_3(2\pi)}{J_3(2\pi)h^3} - \frac{3\tilde{c}_2\sin\omega^*\theta}{h^4} - \frac{24\sin\omega^*\theta}{h^3}. \quad (21)$$

Для безразмерных добавочных компонент поддерживающей силы будем иметь:

$$\tilde{R}_{y\partial_{\partial\theta}} = \frac{R_{y\partial_{\partial\theta}}}{r_0 p^*} = \int_0^{2\pi} \frac{dp}{d\theta} \cos\theta d\theta; \quad \tilde{R}_{x\partial_{\partial\theta}} = \frac{R_{x\partial_{\partial\theta}}}{r_0 p^*} = - \int_0^{2\pi} \frac{dp}{d\theta} \sin\theta d\theta. \quad (22)$$

С точностью до членов $O(\varepsilon\eta)$, $O(\varepsilon\eta_1)$ для $\tilde{R}_{y\partial_{\partial\theta}}$ и $\tilde{R}_{x\partial_{\partial\theta}}$ получим:

$$\begin{aligned} \tilde{R}_{y\partial_{\partial\theta}} &= 3 \left[\frac{\cos(\omega^* - 1)2\pi - 1}{\omega^* - 1} + \frac{\cos(\omega^* + 1)2\pi - 1}{\omega^* + 1} \right], \\ \tilde{R}_{x\partial_{\partial\theta}} &= 3 \left[\frac{\sin(\omega^* - 1)2\pi}{\omega^* - 1} - \frac{\sin(\omega^* + 1)2\pi}{\omega^* + 1} \right]. \end{aligned} \quad (23)$$

В принятом нами приближении добавочная сила трения, обусловленная наличием шероховатости поверхности вала, определяется выражением

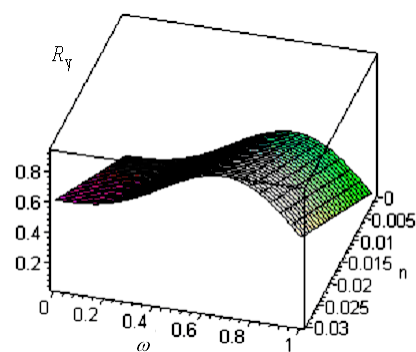
$$L_{mp.\partial_{\partial\theta}} = \frac{2}{\omega^*} (\cos 2\pi\omega^* - 1). \quad (24)$$

Таким образом, для безразмерных составляющих несущей способности и безразмерной силы трения окончательно получим:

$$R_y = \tilde{R}_y + \varepsilon \tilde{R}_{y\partial_{\partial\theta}}; \quad R_x = \tilde{R}_x + \varepsilon \tilde{R}_{x\partial_{\partial\theta}}; \quad L_{mp} = \tilde{L}_{mp} + \varepsilon \tilde{L}_{mp.\partial_{\partial\theta}}, \quad (25)$$

где $\tilde{R}_x, \tilde{R}_y, \tilde{L}_{mp}$ определяются формулами (18), а $\tilde{R}_{y\partial_{\partial\theta}}, \tilde{R}_{x\partial_{\partial\theta}}, \tilde{L}_{mp.\partial_{\partial\theta}}$ определяются формулами (23) и (24).

Выводы. Результаты численного анализа полученного аналитического выражения (25) для несущей способности показывают:



Зависимость безразмерной R_y составляющей несущей способности от параметров η и ω

1. При $\varepsilon \cdot \omega^* = 0,002$, $\omega = 1/2$, $\eta = \eta_1$ предложенная конструкция подшипника обеспечивает двукратно повышенную его несущую способность по сравнению со случаем, когда $\omega = 0$ (рисунок).

2. При $\eta = \eta_1$, $\omega = \frac{1}{2}$, варьируя характеристики микронеровностей (ε и ω^*) поверхности вала, можно обеспечить еще более повышенную несущую способность подшипника.

Заключение. Полученные в работе результаты позволяют разработать конструкцию радиального подшипника, который выдерживает максимальную нагрузку при заданных его размерах.

Библиографический список

1. Christensen H., and Tonder K., "Tribology of Rough Surfaces: Stochastic Models of Hydrodynamic Lubrication" SJNTEF Report No, 10/69. 18, 1969.
2. Кристенсен Тондер. Гидродинамическая смазка подшипника конечной длины с шероховатыми поверхностями // Проблемы трения и смазки. – 1971. – № 3. – С.9.

3. Ахвердиев К.С. Математическая модель гидродинамической смазки бесконечно широких опор, работающих в турбулентном режиме на микрополярной смазке / К.С. Ахвердиев, А.Ю. Вовк, М.А. Мукутадзе, М.А. Савенкова // Трение и смазка. – 2007. – № 6. – С. 278–284.

4. Ахвердиев К.С. Математическая модель гидродинамической смазки бесконечно широких опор, работающих в нестационарном турбулентном режиме на микрополярной смазке / К.С. Ахвердиев, М.А. Мукутадзе, М.А. Савенкова, А.Ю. Вовк // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2007. – № 4. – С. 18–24.

5. Ахвердиев К.С. Математическая модель гидродинамической смазки радиального подшипника, работающего в нестационарном режиме на микрополярной смазке / К.С. Ахвердиев, М.А. Мукутадзе, М.А. Савенкова, А.Ю. Вовк // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2008. – № 1. – С. 6–12.

Материал поступил в редакцию 17.02.10.

K.S. AKHVERDIEV, E.E. ALEKSANDROVA, V.A. KONSTANTINOV

HYDRODYNAMIC LUBRICATION OF A RADIAL BEARING OF INCREASED BEARING CAPACITY WITH BARREL ROTATION UNEVENNESS

In this paper we present the calculation method of the gliding radial bearing similar to the circular one in the presence of unevenness on the barrel surface. As a result, we suggest the construction of a non-circular bearing which has twice as high bearing capacity in comparison with the circular one. Impact of barrel rotation unevenness on the bearing capacity of the bearing has also been estimated.

Key words: hydrodynamic lubrication, radial bearing, increased bearing capacity.

АХВЕРДИЕВ Камил Самедович (р. 1938), доктор технических наук (1984), профессор (1984), зав. кафедрой «Высшая математика – 2» («ВМ – 2») Ростовского государственного университета путей сообщения (РГУПС). Окончил Азербайджанский государственный университет (1962).

Область научных интересов: трение и износ в машинах.

Автор 450 научных статей и 9 монографий.

АЛЕКСАНДРОВА Екатерина Евгеньевна, аспирант кафедры «ВМ – 2» РГУПС. Окончила РГУПС (2007).

Область научных интересов: трение и износ в машинах.

Автор 6 научных статей.

КОНСТАНТИНОВ Владимир Артемович (р. 1986), аспирант кафедры «ВМ – 2» РГУПС. Окончил РГУПС (2008).

Область научных интересов: трение и износ в машинах.

Автор 6 научных статей.

vm_2kaf.@rgups.ru