

УДК 51: 621: 891  
DOI: 10.12737/22008

М.А. Мукутадзе

## ВЛИЯНИЕ ДАВЛЕНИЯ НА ПРОНИЦАЕМОСТЬ ПОРИСТЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Приведено решение задачи в виде расчетной модели радиального подшипника конечной длины, представляющего собой три втулки, последовательно запрессованные в корпус (две крайние - из компактного материала, а средняя - из двухслойного порошкового композита). Жидкий смазочный материал подается в радиальном направлении под давлением сквозь поры двухслойной втулки. Ани-

зотропия проницаемости пористых слоев учтена в радиальном направлении.

**Ключевые слова:** гидродинамика, радиальный подшипник конечной длины, давление, анизотропия, проницаемость, радиальная подача смазочного материала, коэффициент трения, коэффициент нагруженности.

М.А. Mukutadze

## PRESSURE EFFECT ON POROUS ELEMENTS PERMEABILITY

In the paper on the basis of non-dimensional equations of motion of incompressible lubricant in a working gap and in porous layers of a bearing sleeve there is obtained a calculated model of a radial finite bearing with a double porous insert. A case is considered when a permeability of porous layers on the boundary of gets one value. Lubricant is fed in a radial direction through a hole in a bearing body with subsequent lubricant filtration through insert pores.

As a result of the solution of the problem specified is obtained a field of rates and pressures in porous material and in a lubrication layer. There were determined analytical dependences for the constituents of a

vector of a supporting force and a friction moment and also a load factor and a constant of friction were obtained. Besides, is defined a parameter characterizing a relative length of a porous constituent. It is proved that a rational running regime is achieved at the length of a porous constituent equal to 1/6 of a bearing length. The calculated specified models obtained allowed carrying out an analysis and comparison of theoretical results with experimental ones which defined a proximity of a new model to practice.

**Key words:** hydrodynamics, radial finite bearing, pressure, anisotropy, permeability, radial lubricant feed, constant of friction, load factor.

### Введение

В современных машинах и механизмах широко используются антифрикционные пористые материалы, которые обладают более высокой маслостойкостью, демпфирующей способностью и позволяют подавать смазочный материал сквозь поры в процессе работы подшипника. Исследованиям подшипников скольжения с

элементами из пористых псевдосплавов посвящен целый ряд работ [1–2].

Анализ рассмотренных работ [3–10] позволил установить, что в расчетных моделях подшипников не учитывалась анизотропия пористых элементов, в том числе в случае, когда смазочный материал подается в рабочий зазор под давлением питания через поры пористой втулки.

### Постановка задачи

Рассматривается установившееся движение вязкого несжимаемого смазочного материала в зазоре радиального подшипника конечной длины с двухслойной пористой вставкой в опорную втулку.

Подшипник представляет собой три втулки, запрессованные в корпус: две - из компактного и одна - из двухслойного пористого материала (рис. 1).

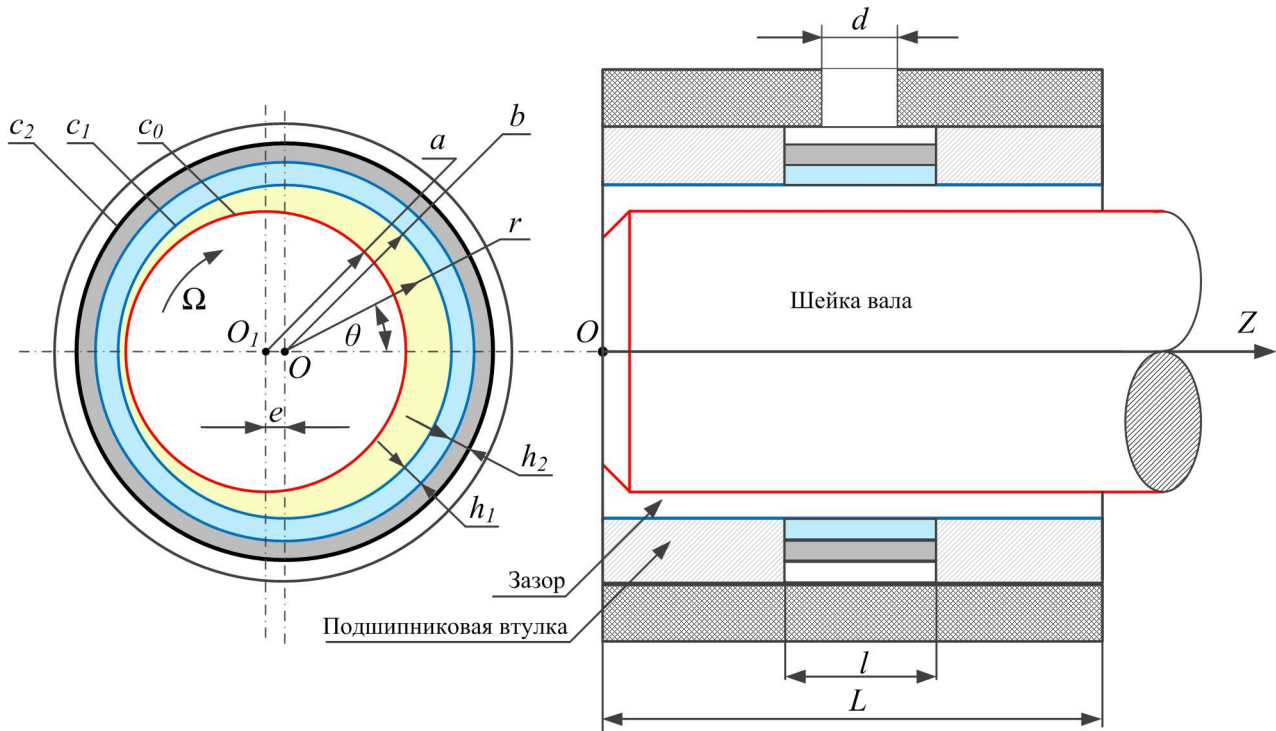


Рис. 1. Расчетная схема

Подшипниковая втулка неподвижна, а вал вращается с угловой скоростью  $\Omega$ . Корпус подшипника имеет отверстия в радиальном направлении для возможности подачи смазочного материала и его последующей фильтрации сквозь поры вставки.

Поместим начало цилиндрической системы координат  $r, \theta, z$  на оси подшипника в левом его конце. Обозначим  $c_i$  – контуры элементов трибосистемы,  $h_i$  – толщина пористых вставок,  $L$  и  $l$  – ширина подшипника и пористой вставки.

Тогда уравнения контуров вала и подшипника можно записать в виде

$$c_1 : r = b, \quad c_2 : r = b + h_1; \quad r = b + h_2; \quad h = h_1 + h_2, \\ c_0 : r = a \cdot (1 + H), \quad H = \varepsilon \cos \theta - \frac{1}{2} \varepsilon^2 \sin^2 \theta,$$

где  $h$  – суммарная толщина пористого слоя;  $a$  – радиус вала;  $b$  – радиус подшипниковой втулки;  $\varepsilon = e/a$ ;  $e$  – эксцентриситет;  $H$  – толщина смазочного слоя.

Проницаемость пористых слоев зададим таким образом, чтобы на границе раздела она принимала одинаковое значение:

$$c_1 : r = b, \quad c_2 : r = b + h_1; \quad r = b + h_2; \quad h = h_1 + h_2,$$

$$k_1' = A e^{\lambda_1 \ln \frac{r}{b+h_1}} + \tilde{k}(\theta), \quad k_2' = A e^{\lambda_2 \ln \frac{r}{b+h_1}} + \tilde{k}(\theta).$$

Здесь  $A$  – заданная постоянная величина, безразмерные параметры  $\lambda_1 > 0$  и  $\lambda_2 > 0$  характеризуют распределение проницаемостей пористых слоев в радиальном направлении. Функцию  $\tilde{k}(\theta)$  по аналогии с законом изменения формы смазочной

пленки зададим в виде  $\tilde{k} = -A' \cos \theta$ , где  $A'/A = \varepsilon^* < 1$ . Также предполагается, что  $\varepsilon^*$  и  $\varepsilon$  – малые параметры одного порядка,  $\varepsilon = \eta^* \varepsilon^*$ .

Будем исходить из безразмерных уравнений движения вязкой несжимаемой

жидкости в смазочном слое и пористых вставках, а также уравнения неразрывно-

сти.

$$\begin{aligned}
 & \operatorname{Re} \left[ v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} - \frac{v_\theta^2}{r} \right] = \\
 & = -\frac{1}{(1-\alpha)^2} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_r}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} - \frac{v_r^2}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta}, \\
 & \operatorname{Re} \left[ v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_\theta}{\partial z} - \frac{v_r v_\theta}{r} \right] = \\
 & = -\frac{1}{(1-\alpha)^2} \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial z^2} - \frac{v_\theta^2}{r^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \theta}, \\
 & \operatorname{Re} \left[ v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right] = \\
 & = -\frac{1}{(1-\alpha)^2} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2}, \\
 & \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial v_z}{\partial z} + \frac{v_r}{r} = 0, \\
 & \tilde{k}_1(r, \theta) \left[ \frac{\partial^2 \Phi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \Phi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial z^2} \right] + \frac{\partial \tilde{k}_1}{\partial r} \frac{\partial \Phi}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{k}_1}{\partial \theta} \frac{\partial \Phi}{\partial \theta} = 0, \\
 & \tilde{k}_2(r, \theta) \left[ \frac{\partial^2 F}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial F}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 F}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 F}{\partial z^2} \right] + \frac{\partial \tilde{k}_2}{\partial r} \frac{\partial F}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{k}_2}{\partial \theta} \frac{\partial F}{\partial \theta} = 0. \tag{1}
 \end{aligned}$$

Здесь безразмерными величинами являются:  $v_r, v_z, v_\theta$  – компоненты вектора скорости;  $p$  – гидродинамическое давление в смазочном слое;  $\Phi$  и  $F$  – соответственно гидродинамические давления в пористых слоях;  $\tilde{k}_1$  и  $\tilde{k}_2$  – проницаемости пористых слоев.

Размерные величины  $r, z, v_r, v_\theta, v_z, P, \Phi, F$  и  $k_1', k_2'$  связаны с безразмерными  $\tilde{r}, \tilde{z}, \tilde{v}_r, \tilde{v}_\theta, \tilde{v}_z, \tilde{P}, \tilde{\Phi}, \tilde{F}, \tilde{k}_1, \tilde{k}_2$  соотношениями

$$\begin{aligned}
 r &= b \tilde{r}, \quad z = a \tilde{z}, \quad k_1' = A \tilde{k}_1, \quad k_2' = A \tilde{k}_2, \quad v_r = \Omega a \tilde{v}_r, \quad v_\theta = \Omega a \tilde{v}_\theta, \\
 P &= \frac{\mu \Omega a b}{(b-a)^2} \tilde{P}, \quad \Phi = \frac{\mu \Omega a b}{b-a} \tilde{\Phi}, \quad F = \frac{\mu \Omega a b}{b-a} \tilde{F}.
 \end{aligned}$$

В дальнейшем знак  $\sim$  у безразмерных переменных опускается.

Система уравнений (3) решается при следующих граничных условиях:

$$v_r = 0, \quad v_\theta = 0, \quad v_z = 0 \quad \text{при} \quad r = b, \quad z \in \left[ -\frac{z_1}{b}, \frac{z_1}{b} \right];$$

– на поверхности  $r = b$  давление и компонент вектора скорости  $v_r$  определяются законом Дарси при  $z \in \left[ -\frac{z_1}{b}, \frac{z_1}{b} \right]$ ;

– на границе раздела пористых слоев  $\Phi = F, \frac{\partial F}{\partial r} = \frac{\partial \Phi}{\partial r}$ , а на поверхности  $r = \beta_2$

$$v_r = 0, \quad v_\theta = 0, \quad v_z = 0 \quad \text{при} \quad z \notin \left[ -\frac{z_1}{b}, \frac{z_1}{b} \right]; \quad F(\beta_2) = F_g \quad \text{при} \quad z \in \left[ -\frac{z_1}{b}, \frac{z_1}{b} \right].$$

На поверхности вала выполняются следующие условия:

$$\begin{aligned} v_r(\alpha + \alpha H) &= v_r|_{r=\alpha} + \left(\frac{\partial v_r}{\partial r}\right)_{r=\alpha} \alpha H + \dots = -\varepsilon \sin \theta, \\ v_\theta(\alpha + \alpha H) &= v_\theta|_{r=\alpha} + \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial r}\right)_{r=\alpha} \alpha H + \dots = 1, \\ w(\alpha + \alpha H) &= w|_{r=\alpha} + \left(\frac{\partial w}{\partial r}\right)_{r=\alpha} \alpha H + \dots = 0. \end{aligned}$$

Рассмотрим случай, когда смазочный материал подается в рабочий зазор под давлением питания через поры пористой втулки в радиальном направлении.

### Решение задачи

Решение системы (1), удовлетворяющее приведенным граничным условиям, будем искать в виде

$$\begin{aligned} p &= A(z^2 - \gamma^2) + \bar{p}_A + P(r, \theta), \\ \Phi &= N(z^2 - \gamma^2) + \bar{p}_A + R_1(r, \theta), \quad F = N(z^2 - \gamma^2) + \bar{p}_A + R_2(r, \theta), \\ v_r &= u(r, \theta), \quad v_\theta = v(r, \theta), \quad v_z = w(r, \theta). \end{aligned}$$

Исходя из граничных условий функции  $P, R, \Phi, u(r, \theta), v(r, \theta), w(r, \theta)$  будем искать в виде рядов по степеням параметра  $\varepsilon$ :

$$\begin{aligned} P &= P_0(r) + \varepsilon P_1(r, \theta) + \dots, \quad R_1 = \Phi_0(r) + \varepsilon \Phi_1(r, \theta) + \dots, \quad R_2 = F_0(r) + \varepsilon F_1(r, \theta) + \dots \\ u &= u_0(r) + \varepsilon u_1(r, \theta) + \dots, \quad v = v_0(r) + \varepsilon v_1(r, \theta) + \dots, \quad w = w_0(r) + \varepsilon w_1(r, \theta) + \dots \end{aligned} \quad (2)$$

Для определения коэффициентов разложений (2) с точностью до членов  $O(\varepsilon^2)$  придем к следующей системе уравнений и граничных условий к ним:

$$\begin{aligned} \operatorname{Re} \left[ u_0 \frac{du_0}{dr} - \frac{v_0^2}{r} \right] &= -\frac{1}{(1-\alpha)^2} \frac{dp_0}{dr} + \frac{d^2 u_0}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du_0}{dr} - \frac{u_0}{r^2}, \\ \operatorname{Re} \left[ u_0 \frac{dv_0}{dr} + \frac{u_0 v_0}{r} \right] &= \frac{d^2 v_0}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dv_0}{dr} - \frac{v_0}{r^2}, \\ \operatorname{Re} \left[ u_0 \frac{dw_0}{dr} + w_0^2 \right] &= -\frac{2A}{(1-\alpha)^2} + \frac{d^2 w_0}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dw_0}{dr}, \\ \frac{du_0}{dr} + w_0 + \frac{u_0}{r} &= 0, \quad \frac{d^2 \Phi_0}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d\Phi_0}{dr} = \frac{\lambda_1}{r} \frac{d\Phi_0}{dr}, \quad \frac{d^2 F_0}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dF_0}{dr} = \frac{\lambda_2}{r} \frac{dF_0}{dr}, \\ \frac{d^2 N}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dN}{dr} - \frac{2}{\gamma^2} N &= 0. \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \operatorname{Re} \left[ u_0 \frac{\partial u_1}{\partial r} + u_1 \frac{du_0}{dr} + \frac{v_0}{r} \frac{\partial u_1}{\partial \theta} - 2v_0 v_1 \frac{1}{r} \right] &= \\ = -\frac{1}{(1-\alpha)^2} \frac{\partial p_1}{\partial r} + \frac{\partial^2 u_1}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_1}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_1}{\partial \theta^2} - \frac{u_1}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_1}{\partial \theta}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \operatorname{Re} \left[ u_0 \frac{\partial v_1}{\partial r} + u_1 \frac{dv_0}{dr} + \frac{v_0}{r} \frac{\partial v_1}{\partial \theta} + \frac{u_1 v_0 + u_0 v_1}{r} \right] = \\ & = -\frac{1}{(1-\alpha)^2} \frac{1}{r} \frac{\partial p_1}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 v_1}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_1}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_1}{\partial \theta^2} - \frac{v_1}{r^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_1}{\partial \theta}, \\ & \operatorname{Re} \left[ u_0 \frac{\partial w_1}{\partial r} + u_1 \frac{\partial w_0}{\partial r} + \frac{v_0}{r} \frac{\partial w_1}{\partial \theta} \right] = \frac{\partial^2 w_1}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial w_1}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w_1}{\partial \theta^2}, \\ & \frac{\partial u_1}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_1}{\partial \theta} + \frac{u_1}{r} = 0, \quad \frac{\partial^2 \Phi_1}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \Phi_1}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \Phi_1}{\partial \theta^2} = -\frac{\lambda_1}{r} \frac{\partial \Phi_1}{\partial r}, \\ & \frac{\partial^2 F_1}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial F_1}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 F_1}{\partial \theta^2} = -\frac{\lambda_2}{r} \frac{\partial F_1}{\partial r}. \end{aligned} \tag{4}$$

Граничные условия запишутся в виде

$$\begin{aligned} & u_0(\alpha) = 0, \quad v_0(\alpha) = 1, \quad w(\alpha) = 0; \quad u_0(1) = -\psi(1-\alpha)\Phi'_0(1), \\ & v_0(1) = 0, \quad w_0(1) = -\psi(1-\alpha)2N(1) \text{ при } z \in \left[ -\frac{z_1}{b}, \frac{z_1}{b} \right]; \\ & v_0(1) = 0, \quad w_0(1) = 0, \quad u_0(1) = 0 \text{ при } z \in \left[ -\frac{z_1}{b}, \frac{z_1}{b} \right]; \\ & \Phi_0(1) = p_0(1), \quad \Phi_0(\beta_1) = F_0(\beta_1), \quad \Phi'_0(\beta_1) = F'_0(\beta_1), \quad N(\beta_2) = c, \\ & F_0(\beta_2) = p_g^0 - \bar{p}_a. \end{aligned} \tag{5}$$

Исходя из граничных условий решение системы (4) для первого приближения будем искать в виде

$$\begin{aligned} & u_1 = u_{11}(r) \cos \theta + u_{12}(r) \sin \theta, \quad v_1 = v_{11}(r) \cos \theta + v_{12}(r) \sin \theta, \\ & w_1 = w_{11}(r) \cos \theta + w_{12}(r) \sin \theta, \quad P_1 = P_{11}(r) \cos \theta + P_{12}(r) \sin \theta, \\ & u_1 = u_{11}(r) \cos \theta + u_{12}(r) \sin \theta, \quad \Phi_1 = \Phi_{11}(r) \cos \theta + \Phi_{12}(r) \sin \theta, \\ & F_1 = F_{11}(r) \cos \theta + F_{12}(r) \sin \theta. \end{aligned} \tag{6}$$

Подставляя выражение (6) в уравнения (4) и граничные условия (5), будем иметь

$$\begin{aligned} & u''_{11} + \frac{1}{r} u'_{11} - \frac{2}{r^2} u_{11} - \frac{2}{r^2} v_{12} = \\ & = \frac{1}{(1-\alpha)^2} p'_{11} + \operatorname{Re} \left[ u_0 u'_{11} + u'_0 u_{11} + \frac{v_0}{r} u_{12} - \frac{2v_0}{r} v_{11} \right], \\ & u''_{12} + \frac{1}{r} u'_{12} - \frac{2}{r^2} u_{12} - \frac{2}{r^2} v_{11} = \frac{1}{(1-\alpha)^2} p'_{12} + \operatorname{Re} \left[ u_0 u'_{12} + u'_0 u_{12} - \frac{v_0}{r} u_{11} - \frac{2v_0}{r} v_{12} \right], \\ & v''_{11} + \frac{1}{r} v'_{11} - \frac{2}{r^2} v_{11} + \frac{2}{r^2} u_{12} = \frac{1}{(1-\alpha)^2} \frac{1}{r} P_{12} + \operatorname{Re} \left[ u_0 v'_{11} + u'_0 v_{11} + \frac{v_0}{r} v_{12} + \frac{u_0}{r} v_{11} + \frac{v_0}{r} u_{11} \right], \\ & v''_{12} + \frac{1}{r} v'_{12} - \frac{2}{r^2} v_{12} - \frac{2}{r^2} u_{11} = -\frac{1}{(1-\alpha)^2} \frac{1}{r} P_{11} + \operatorname{Re} \left[ u_0 v'_{12} + u'_0 v_{12} - \frac{v_0}{r} v_{11} + \frac{u_0}{r} v_{12} + \frac{v_0}{r} u_{12} \right], \\ & w''_{11} + \frac{1}{r} w'_{11} - \frac{1}{r^2} w_{11} = \operatorname{Re} \left[ u_0 w'_{11} + w'_0 u_{11} + \frac{v_0}{r} w_{12} \right], \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 w_{12}'' + \frac{1}{r} w_{12}' - \frac{1}{r^2} w_{12} &= \operatorname{Re} \left[ u_0 w_{12}' + w_0' u_{12} + \frac{v_0}{r} w_{11} + 2w_0 w_1 \right], \\
 u_{11}'' + \frac{1}{r} v_{12} + \frac{u_{11}}{r} &= 0, \quad u_{12}'' - \frac{1}{r} v_{11} + \frac{u_{12}}{r} = 0, \\
 \Phi_{11}'' + \frac{1}{r} \Phi_{11}' - \frac{1}{r^2} \Phi_{11} &= -\frac{\lambda_1}{r} \Phi_{11}', \quad \Phi_{12}'' + \frac{1}{r} \Phi_{12}' - \frac{1}{r^2} \Phi_{12} = -\frac{\lambda_2}{r} \Phi_{12}'. \quad (7)
 \end{aligned}$$

Уравнения (7) решаются при граничных условиях

$$\begin{aligned}
 u_{11}(\alpha) = 0, \quad u_{12}(\alpha) = -1, \quad v_{11}(\alpha) = -v_0'(\alpha)\alpha, \quad w_{11}(\alpha) = -w_0'(\alpha)\alpha, \quad w_{12}(\alpha) = 0; \\
 u_{11}(1) = -\psi(1-\alpha)\Phi_{11}'(1) + (1-\alpha)u_0'(1)\eta^*, \quad u_{12}(1) = -\psi(1-\alpha)\Phi_{12}'(\alpha), \quad v_{11}(1) = -\psi(1-\alpha)\Phi_{12}(1),
 \end{aligned}$$

$$v_{12}(1) = -\psi(1-\alpha)\Phi_{11}(1), \quad w_{11}(1) = 0, \quad w_{12}(1) = 0 \quad \text{при } z \in \left[ -\frac{z_1}{b}, \frac{z_1}{b} \right];$$

$$u_{11}(1) = 0, \quad u_{12}(1) = 0, \quad v_{11}(1) = 0, \quad v_{12}(1) = 0,$$

$$w_{11}(1) = 0, \quad w_{12}(1) = 0 \quad \text{при } z \in \left[ -\frac{z_1}{b}, \frac{z_1}{b} \right], \quad p_{11}(1) = 0, \quad p_{12}(1) = 0, \quad \Phi_{11}(1) = 0, \quad \Phi_{12}(1) = 0,$$

$$F_{11}(\beta_2) = a_1, \quad F_{12}(\beta_2) = b_1, \quad F_{11}'(\beta_1) = \Phi_{11}'(\beta_1),$$

$$F_{12}'(\beta_1) = \Phi_{12}'(\beta_1), \quad F_{11}(\beta_1) = \Phi_{11}(\beta_1), \quad F_{12}(\beta_1) = \Phi_{12}(\beta_1). \quad (8)$$

В выражениях (3), (6), (7) и (8) производные слагаемые заменяются конечно-разностными представлениями. В резуль-

тате получаем систему алгебраических уравнений, которая решается методом Гаусса – Зейделя.

### Основные рабочие характеристики подшипника

Определив поле скоростей и давлений в смазочном слое, можно перейти к определению основных рабочих характеристик подшипника. Для составляющих

вектора поддерживающей силы  $R_x$  и  $R_y$ , а также для момента трения получим следующие выражения:

$$R_x = \frac{\varepsilon\pi\mu a^2 b \Omega l}{(b-a)^2} p_{11}(\alpha), \quad R_y = \frac{\varepsilon\pi\mu a^2 b \Omega l}{(b-a)^2} p_{12}(\alpha),$$

$$M_{\text{тр}} = \frac{a^3 \mu \Omega \pi l}{b} \left[ v_0'(\alpha) - \frac{v_0(\alpha)}{a} \right].$$

Основными рабочими характеристиками рассматриваемого подшипника являются коэффициент нагруженности  $\zeta$ , ко-

эффициент сопротивления вращению  $\xi$ , коэффициент трения  $f$ , определяемые по формулам

$$\zeta = \frac{N(1-\alpha)^2}{2la\mu\Omega}, \quad N = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}, \quad \xi = \frac{M(1-\alpha)}{2la^2\mu\Omega}, \quad \frac{f}{1-\alpha} = \frac{\xi}{\zeta},$$

а также параметры  $\frac{2z_1}{b}$  (характеризует относительную длину пористой вставки) и  $a = \frac{1}{P^*}(P_k - P_n)$  (параметр давления при подаче смазочного материала).

Результаты численного анализа показывают, что основные закономерности, рассмотренные в расчетах ранее, сохраня-

ются. Кроме того, рациональный режим эксплуатации, с точки зрения несущей способности и сил трения, достигается при длине пористой составляющей не меньше 1/6 длины подшипника.

Результаты численного анализа представлены графиками на рис. 2 и 3.

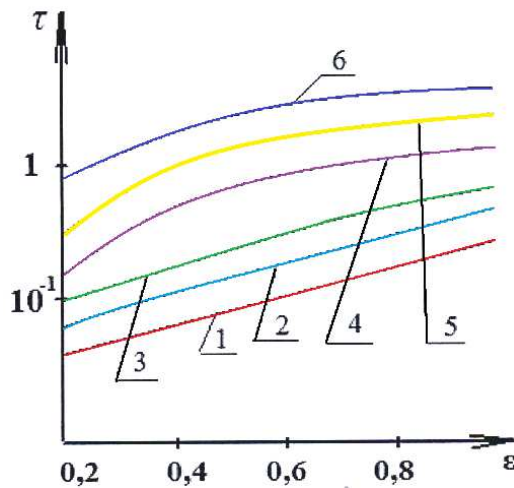


Рис. 2. Зависимость коэффициента нагруженности от величины относительного эксцентриситета

( $\psi = 10^{-4}$ ;  $a = 0,5$ ):

$$\lambda_1 = \lambda_2:$$

$$1 - \frac{z_1}{b} = \frac{l}{2b}; \quad 3 - \frac{z_1}{b} = \frac{l}{3b}; \quad 5 - \frac{z_1}{b} = \frac{l}{6b};$$

$$\lambda_1 = 2\lambda_2:$$

$$2 - \frac{z_1}{b} = \frac{l}{2b}; \quad 4 - \frac{z_1}{b} = \frac{l}{3b}; \quad 6 - \frac{z_1}{b} = \frac{l}{6b}$$

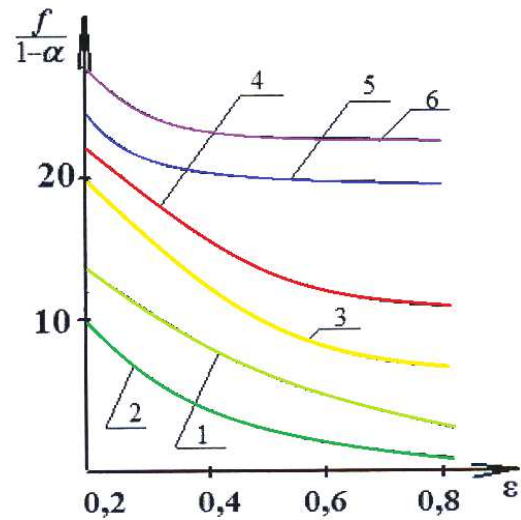


Рис. 3. Зависимость коэффициента трения от величины относительного эксцентриситета

( $\psi = 10^{-4}$ ;  $a = 0,5$ ):

$$\lambda_1 = \lambda_2:$$

$$1 - \frac{z_1}{b} = \frac{l}{2b}; \quad 3 - \frac{z_1}{b} = \frac{l}{3b}; \quad 5 - \frac{z_1}{b} = \frac{l}{6b};$$

$$\lambda_1 = 2\lambda_2:$$

$$2 - \frac{z_1}{b} = \frac{l}{2b}; \quad 4 - \frac{z_1}{b} = \frac{l}{3b}; \quad 6 - \frac{z_1}{b} = \frac{l}{6b}$$

- При  $\lambda_1 = \lambda_2$ , т. е. в случае равной проницаемости вкладышей, с увеличением значения относительного эксцентриситета несущая способность подшипника при малых значениях параметра проницаемости (порядка  $\psi \approx 10^{-4}$ ) возрастает интенсивнее, чем при больших ( $\psi \approx 10^{-1}$ ). Кроме того, несущая способность существенно зависит от параметра  $a$  (безразмерного давления подачи смазочного материала), а также от относительной длины пористых вставок. Рациональная величина несущей способности достигается при компромиссном значении несущей способности и коэффициента трения, т. е.  $a = 0,5$ ,  $z_1/b = l/6b$ .

- При  $\lambda_1 = \lambda_2$  с увеличением значения относительного эксцентриситета коэффициент трения уменьшается при малых значениях параметра проницаемости  $\psi = 10^{-4}$  намного быстрее, чем при  $\psi = 10^{-1}$ . С увеличением значения параметра  $a$  коэффициент трения возрастает, при этом чем меньше значение относительной длины  $z_1/b$ , тем больше значение коэффициента трения.

- Рациональный режим работы подшипника, обеспечивающий одновременно довольно высокую несущую спо-

собность и относительно малую силу трения, достигается при безразмерном давлении подачи смазочного материала  $a \approx 0,3$ ,  $z_1/b \approx l/6b$ , где  $l$  – длина вставки.

- При большей толщине и меньшей проницаемости наружного пористого слоя ( $\lambda_1 \neq \lambda_2$ ,  $\lambda_2/\lambda_1 < 1$ ,  $h_2/h_1 > 1$ ) несущая способность подшипника выше, а значение коэффициента трения больше, чем при иных значениях этих величин ( $\lambda_2/\lambda_1 > 1$ ,  $h_2/h_1 < 1$ ). Рациональным сочетанием этих параметров являются  $\lambda_1 = 2\lambda_2$  и  $h_1 \approx h_2$ .

Таким образом, теоретические исследования несущей способности радиальных подшипников с пористыми элементами, работающих на вязком несжимаемом смазочном материале, выявили основные закономерности работы подобных конструкций при стационарном режиме течения смазочного материала.

Благодаря численному анализу полученных теоретических выражений установлены зависимости несущей способности радиальных подшипников от параметра  $\gamma$  (безразмерной длины подшипника), параметра  $P_n$  (характеризующего подачу смазочного материала) и  $k_2/k_1$  (отношения

проницаемости сопряженных пористых слоев).

**Экспериментальное исследование** для оценки полученных в теоретических расчетных моделях результатов выполнялось на машине трения СМТ-1. Здесь определялись несущая способность подшипников и коэффициент трения при различных нагрузочно-скоростных режимах. Исследуемыми моделями подшипников были пары трения «ролик – колодка» и «вал – втулка». Диаметр ролика составлял 50 мм.

### Заключение

Полученные результаты могут быть использованы при разработке и эксплуатации радиальных подшипников конечной длины с двухслойной пористой вставкой в опорную втулку. Такая конструкция обеспечивает значительное снижение силы трения и увеличение несущей способности, а также рост коэффициента нагружен-

Сравнение экспериментальных данных для коэффициента трения, с рассчитанными по разработанным моделям в радиальных подшипниках конечного размера позволило установить, что теоретические результаты ( $f_T = 0,029$ ;  $\sigma_T = 2$  МПа) удовлетворительно совпадают с экспериментальными ( $f = 0,027$ ;  $\sigma = 1,8$  МПа). Погрешность составляет 4 и 10 % соответственно.

Методика выборочной экспериментальной оценки полученных теоретических расчетных моделей позволила установить удовлетворительную сходимость теоретических и экспериментальных результатов.

Установлено, что при отношении длины пористой вставки к длине подшипника  $1/6$  достигается рациональный режим эксплуатации. Результаты экспериментальной оценки показали удовлетворительную сходимость теоретических разработок и экспериментальных данных с реальной практикой.

*Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках федеральной целевой программы «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014–2020 годы» (соглашение о предоставлении субсидии № 14.607.21.0040 от 22.07.14, проект RFMEFI60714X0040).*

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гидродинамический расчет двухслойного пористого подшипника бесконечной длины с учетом анизотропии проницаемости пористого слоя и сил инерции / К.С. Ахвердиев, М.А. Мукутадзе, В.С. Новгородова, Т.С. Черкасова // Вестник ДГТУ. – 2013. – № 5/6(74). – С. 36–43.
2. Расчетная модель двухслойного пористого подшипника конечной длины с учетом анизотропии пористых слоев и нелинейных факторов / А.Ч. Эркенов, М.А. Мукутадзе, В.С. Новгородова, Т.С. Черкасова // Вестник ДГТУ. – 2014. – Т. 14. – № 1(76). – С. 191–199.
3. Гидродинамический расчет радиального пористого подшипника бесконечной длины с повышенной несущей способностью с учетом сил инерции / М.А. Мукутадзе, Е.Е. Александрова, А.А. Константинов, А.И. Шевченко // Вестник РГУПС. – 2012. – № 2(46). – С. 194–197.
4. Сордже, Ф. Численный метод расчета радиальных подшипников конечной длины, смазываемых феррожидкостью / Ф. Сордже // Проблемы трения. – 1987. – № 1. – С. 72–77.
5. Толпинская, Н.Б. Пористый подшипник конечной длины с подачей смазки через поры вкладыша : дис. ... канд. техн. наук / Н.Б. Толпинская. – Ростов н/Д, 1986. – С. 20–40.
6. Zadorozhnaya, E.A. Solving a thermohydrodynamic lubrication problem for complex-loaded sliding bearings with allowance for rheological behavior of lubricating fluid / E.A. Zadorozhnaya // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. - 2015. – № 44(1). - P. 46–56.
7. Rozhdestvensky, Y. A simulation of the thermal state of heavily loaded tribo-units and its evaluation / Y. Rozhdestvensky, E. Zadorozhnaya // Bulletin of the South Ural State University, Series: Mathematical Modelling, Programming and Computer Software. - 2014. – № 7(4). - P. 51–64.
8. Harnoy, A. Bearing Design in Machinery: Engineering Tribology and Lubrication / A. Harnoy. – New York : Marcel Dekker, 2003. – 440 p.
9. Кузано, К. Исследование коэффициента передачи упругой опоры качения в демпфере со сдвигаемой пленкой и пористой обоймой / К. Кузано, П.Е. Фанк // Проблемы трения и смазочного материала. – 1974. – № 1. – С. 54.
10. Конри, К. Об устойчивости пористых радиальных подшипников / К. Конри, К. Кузано // Кон-



струирование и технология машиностроения. –

1974. – № 2. – С. 206–216.

1. Hydrodynamic computation of double-layer porous infinite bearing taking into account permeability anisotropy of porous layer and inertia / K.S. Akhveriev, M.A. Mukutadze, V.S. Novgorodova, T.S. Cherkasova // *Bulletin of DSTU*. – 2013. – № 5/6(74). – pp. 36–43.
2. Calculated model of double-layer porous finite bearing with account of porous layers anisotropy and nonlinear factors / A.Ch. Erkenov, M.A. Mukutadze, V.S. Novgorodova, T.S. Cherkasova // *Bulletin of DSTU*. – 2014. – Vol. 14. – № 1(76). – pp. 191–199.
3. Hydrodynamic computation of radial porous infinite bearing with increased load-carrying capacity with account of inertia / M.A. Mukutadze, E.E. Alexandrova, A.A. Konstantinov, A.I. Shevchenko // *Bulletin of RSUC*. – 2012. – № 2(46). – pp. 194–197.
4. Sordge, F. Numerical method for computation of radial finite bearings lubricated with ferro-liquid / F. Sordge // *Friction Problems*. – 1987. – № 1. – pp. 72–77.
5. Tolpinskaya, N.B. *Porous Finite Bearing with Lubricant Feed through Insert Pores: Thesis for* *Can.Eng. Degree competition* / N.B. Tolpinskaya. – Rostov-upon-Don, 1986. – pp. 20–40.
6. Zadorozhnaya, E.A. Solving a thermohydrodynamic lubrication problem for complex-loaded sliding bearings with allowance for rheological behavior of lubricating fluid / E.A. Zadorozhnaya // *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. – 2015. – № 44(1). – P. 46–56.
7. Rozhdestvensky, Y. A simulation of the thermal state of heavily loaded tribo-units and its evaluation / Y. Rozhdestvensky, E. Zadorozhnaya // *Bulletin of the South Ural State University, Series: Mathematical Modelling, Programming and Computer Software*. – 2014. – № 7(4). – P. 51–64.
8. Harnoy, A. *Bearing Design in Machinery: Engineering Tribology and Lubrication* / A. Harnoy. – New York : Marcel Dekker, 2003. – 440 p.
9. Cusano, C. Investigation of transfer ratio of resilient rolling bearing in damper with squeezed film and porous cage / C. Cusano, P.E. Fank // *Problems of Friction and Lubricant*. – 1974. – № 1. – pp. 54.
10. Conry, C. On porous radial bearings stability / C. Conry, C. Cusano // *Design & Engineering Techniques*. – 1974. – № 2. – pp. 206–216.

Статья поступила в редколлегию 23.06.2016.

Рецензент: д.т.н., профессор Южного  
научного центра РАН  
Шевцов С.Н.

#### Сведения об авторах:

**Мукутадзе Мурман Александрович**, д.т.н., доцент Ростовского государственного университета путей сообщения (РГУПС), e-mail: [mykyt@yandex.ru](mailto:mykyt@yandex.ru).

**Mukutadze Murman Alexandrovich**, D.Eng., Assistant Prof. of Rostov State University of Communications (RSUC), e-mail: [mykyt@yandex.ru](mailto:mykyt@yandex.ru).