

На рис. 3 представлены результаты расчета этого подшипника в зависимости от величины радиального натяга и температуры смазки.

Такого рода зависимости позволяют правильно подбирать и назначать натяги в быстроходных слабонагруженных роликоподшипниках изделий.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Парель Л. Н. Подшипники качения. Справочник. «Машиностроение», 1967.

2. Курушин М. И., Цыприн А. М. Методика расчета на долговечность шариковых подшипников по контактным напряжениям. Труды Куйбышевского авиационного института, вып. 40, 1969.

3. Коднир Д. С., Курушин М. И., Ратнер И. Д. Расчет толщины смазочного слоя в зубчатых передачах и подшипниках качения. Труды Куйбышевского авиационного института, вып. 40, 1969.

А. В. КРЮЧКОВ, Н. В. ТЯБИН

РЕОДИНАМИЧЕСКАЯ ТЕОРИЯ РАДИАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ С ВЯЗКОПЛАСТИЧЕСКОЙ СМАЗКОЙ

Рассматривается частный случай решения уравнений вязкопластического течения, работа [1], применительно к условиям течения консистентных смазок в радиальных подшипниках скольжения.

Сложность решения уравнений пространственного вязкопластического течения создает необходимость наложения целого ряда ограничений при рассмотрении конкретных задач по движению консистентных смазок в различных условиях. При определении законов движения слоя консистентной смазки в радиальном подшипнике скольжения принимается ряд допущений, широко распространенных в гидродинамической теории смазки.

Такая постановка вопроса приводит к решению системы уравнений вязкопластического течения в пограничном слое смазки.

При установившемся режиме работы подшипника скорость деформации его смазочного слоя изменяется в незначительных пределах, что позволяет представить течение консистентных смазок в виде линейного уравнения вязкопластического течения Шведова—Бингама

$$\tau = \Theta + \eta \frac{\partial v_r}{\partial y}, \quad (1)$$

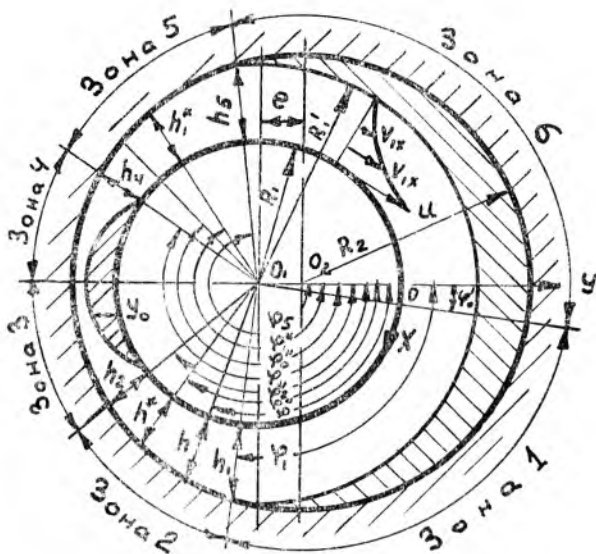


Рис. 1. Расчетная схема течения вязкопластической среды в радиальном подшипнике скольжения

где Θ — предельное напряжение сдвига,
 η — коэффициент пластической вязкости.

Оценка соотношения вязких и пластических слагаемых в уравнениях плоского течения вязкопластической среды в пограничном слое приводит к выводу о том, что пластические составляющие этих уравнений очень малы по сравнению с вязкими, поэтому в первом приближении к практическим расчетам ими можно пренебречь. Тогда уравнения вязкопластического течения преобразуются в уравнения смазочного слоя и уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2}, \quad \frac{\partial p}{\partial y} = 0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} = 0. \quad (3)$$

В данной статье рассматривается установившийся режим работы радиального подшипника скольжения бесконечной длины с вязкопластической смазкой.

На основании теоретического анализа распределения напряжений, согласующегося с экспериментальными исследованиями Милна [2], составлена расчетная схема течения вязкопластического слоя смазки в зазоре радиального подшипника скольжения (рис. 1).

Как видно из рисунка на втулке подшипника образуется серповидная неподвижная стопорная область, на границе которой касательное напряжение $\tau = |\Theta|$. На поверхности вала в самой узкой части зазора также образуется область, движущаяся с постоянной скоростью, равной окружной скорости вала U . В этой области $\frac{\partial v_x}{\partial y} = 0$. На границе области $\tau = |\Theta|$.

При $\varphi = \varphi'_0$ $p = p_0$, (p_0 — гидростатическое давление подачи смазки в зазор подшипника). Вся область смазочного слоя может быть разделена на 6 характерных зон, отличающихся геометрическими параметрами и граничными условиями течения смазки (см. рис. 1). Законы распределения скоростей находятся путем интегрирования уравнений (2) и (3).

Зона 1. Интегрируя уравнение (2) при граничных условиях прилегания смазки к валу (при $y = 0$, $v_{1x} = U$) и наличии неподвижной стопорной области, на границе которой при $y = h_1$ $v_{1x} = 0$ и $\frac{\partial v_{1x}}{\partial y} = 0$, найдем

$$v_{1x} = U \left(1 - \frac{y}{h_1} \right)^2; \quad (4)$$

$$\frac{\partial p_1}{\partial x} = \frac{2\eta U}{h_1^2}, \quad (5)$$

$$h_1 = e(\alpha + \cos \varphi_1),$$

где h_1 — толщина зоны течения;

$\alpha = \frac{\delta}{e}$ (δ — радиальный зазор подшипника);

φ_1 — угол охвата первой зоны.

Находя из уравнения неразрывности (3) компоненту скорости v_{1y} при граничном условии непроницаемости вала и стопорной области ($v_{1y} = 0$ при $y = 0$ и $y = h_1$), найдем, что $v_{1y} = 0$ и $\frac{\partial h_1}{\partial x} = 0$, т. е. $h_1 = \text{const}$. Следовательно, граница области течения в зоне имеет постоянную кривизну, радиус которой равен $R'_1 = R_1 + h_1$ (рис. 1).

Зона 2. В данной зоне весь зазор подшипника охвачен градиентным течением смазки, поэтому только здесь решение уравнений (2) и (3) соответствует аналогичным зависимостям гидродинамической теории вязкой смазки:

$$v_{2x} = U \left[1 - \frac{y}{e(\alpha + \cos \varphi)} \right] \left[1 - 3y \frac{\cos \varphi - \cos \varphi^*}{e(\alpha + \cos \varphi)^2} \right]; \quad (6)$$

$$v_{2y} = \frac{Uy^2 \sin \varphi}{R_1 e (\alpha + \cos \varphi)^3} \left[1 - \frac{y}{e(\alpha + \cos \varphi)} \right] (2 \cos \varphi - 3 \cos \varphi^* - \alpha);$$

$$\frac{\partial p_2}{\partial \varphi} = \frac{6\eta UR_1}{e^2 (\alpha + \cos \varphi)^2} \left(1 - \frac{\alpha + \cos \varphi^*}{\alpha + \cos \varphi} \right). \quad (7)$$

Зона 3. Интегрируя уравнение (2) при граничном условии прилипания смазки к подшипнику (при $y=h$, $v_{3x}=0$) и граничном условии существования на вале области, движущейся с постоянной скоростью U , толщиной $y=y_0(\varphi)$ (при $y=y_0$, $v_{3x}=U$ и $\frac{\partial v_{3x}}{\partial y}=0$), найдем закон изменения скорости v_{3x}

$$v_{3x} = \frac{U [e(\alpha + \cos \varphi) - y] [e(5 \cos \varphi - 4 \cos \varphi_2 + \alpha) + y]}{e^2 (3 \cos \varphi - 2 \cos \varphi_2 + \alpha)^2}. \quad (8)$$

Составляющая скорости v_{3y} определяется в результате интегрирования (3) при граничных условиях непроницаемости вала и втулки подшипника (при $y=0$ и $y=h$, $v_{3y}=0$)

$$v_{3y} = \frac{2Uy \sin \varphi}{R_1 e^2 (3 \cos \varphi - 2 \cos \varphi_2 + \alpha)^3} [4e^2 (\alpha + \cos \varphi) (\cos \varphi_2 - \cos \varphi) - 3(5 \cos \varphi_2 - 4 \cos \varphi + \alpha) y + y^2].$$

Закон изменения градиента давления в этой зоне имеет вид

$$\frac{\partial p_3}{\partial x} = - \frac{2\eta U}{(h - y_0)^2}. \quad (9)$$

Толщина стопорной области на вале изменяется по закону

$$y = 2e (\cos \varphi_2 - \cos \varphi). \quad (10)$$

Зона 4. Нахождение законов изменения скоростей и градиента давлений производится аналогично зоне 3 при идентичных граничных условиях. В результате получаются те же математические выражения законов, что и в зоне 3, но вместо φ_2 надо проставлять φ_4 .

Зона 5. Определение законов скоростей и градиента давлений производится как в зоне 2, но в окончательных результатах вместо φ^* проставляется φ_1^* .

Зона 6. Законы изменения скоростей и градиента давлений аналогичны соответствующим законам зоны I с заменой φ_1 на φ_8 .

Соотношения геометрических параметров, характеризующих зоны вязкопластического течения, находятся из рассмотрения поведения смазочного слоя на границах смежных зон.

Из условия равенства секундного расхода смазки на границе 1-й и 2-й зон найдем:

$$h_1 = \frac{3}{2} h^* \text{ или } \cos \varphi_1 = \frac{3 \cos \varphi^* + \alpha}{2}, \quad (11)$$

на границе 2-й и 3-й зон

$$h_2 = \frac{3}{4} h^* \text{ или } \cos \varphi_2 = \frac{3 \cos \varphi^* - \alpha}{4}. \quad (12)$$

На границе 3-й и 4-й зон при $\varphi = \pi$ должно соблюдаться равенство толщин стопорных слоев на валу, откуда [уравнение (10)]:

$$\cos \varphi_2 = \cos \varphi_4,$$

т. е. стопорный слой смазки на валу расположен симметрично к линии центров подшипника, следовательно:

$$h_2 = h_4. \quad (13)$$

Из равенства секундного расхода смазки на границе 4-й и 5-й зон определим

$$h_4 = \frac{3}{4} h_1^*. \quad (14)$$

Решая совместно (12), (13) и (14), найдем

$$h^* = h_1^* \quad \text{или} \quad \cos \varphi^* = \cos \varphi_1^*. \quad (15)$$

На границе 5-й и 6-й зон равенство секундного расхода смазки дает соотношение

$$h_5 = \frac{3}{2} h_1^*. \quad (16)$$

Тогда из уравнений (11), (15) и (16) имеем

$$h_1 = h_5 \quad \text{или} \quad \cos \varphi_1 = \cos \varphi_5. \quad (17)$$

Равенство (17) показывает симметричность расположения стопорной области на втулке подшипника относительно линии центров.

Законы распределения давлений по зонам получены интегрированием соответствующих уравнений изменения градиентов давлений с определением постоянных интегрирования из граничных условий течения смазочного слоя.

Окончательные уравнения выведены в виде законов распределения безразмерных давлений $p_i = \frac{p_i^0}{\gamma U R_1}$, где p_i — истинное значение давления в рассматриваемой зоне.

Зона 1. Интегрируя уравнение (5) с граничным условием при $\varphi = \varphi_0'$, $p_1 = p_0$, находим:

$$p_1 = p_0 + \frac{8\alpha^2 (\varphi - \varphi_0')}{9(\alpha + \cos \varphi^*)^2}.$$

На границе 1-й и 2-й зон давление определяется из условия: при $\varphi = \varphi_1$ $p_1 = p_{1-2}$:

$$p_{1-2} = p_0 + \frac{8\alpha^2 (\varphi_1 - \varphi_0')}{9(\alpha + \cos \varphi^*)^2}$$

Зона 2. Проинтегрировав уравнение (7) при условии, что $p_2 = p_{1-2}$ при $\varphi = \varphi_1$, определим:

$$p_2 = \frac{3\alpha^2}{(\alpha^2 - 1)^2} \left\{ (2 + \alpha^2 + 3\alpha \cos \varphi^*) \left[\frac{\sin \varphi \cos \varphi}{(\alpha + \cos \varphi)^2} - \frac{\sin \varphi_1 \cos \varphi_1}{(\alpha + \cos \varphi_1)^2} \right] + \right. \\ \left. + [\alpha(2\alpha^2 + 1) + (4\alpha^2 - 1) \cos \varphi^*] \left[\frac{\sin \varphi}{(\alpha + \cos \varphi)^2} - \frac{\sin \varphi_2}{(\alpha + \cos \varphi_2)^2} \right] - \right.$$

$$-\frac{2}{\sqrt{\alpha^2-1}} [3\alpha + (2\alpha^2+1) \cos \varphi^*] \left[\operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{\alpha-1}{\alpha+1}} \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} \right) - \right. \\ \left. - \operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{\alpha-1}{\alpha+1}} \operatorname{tg} \frac{\varphi_1}{2} \right) \right] + p_{1-2}.$$

На границе 2-й и 3-й зон при $\varphi = \varphi_2$ $p_2 = p_{2-3}$, следовательно:

$$p_{2-3} = \frac{2\alpha^2}{3(\alpha^2-1)^2(\alpha + \cos \varphi^*)} [2(2+7\alpha^2+9\alpha \cos \varphi^*) \sin \varphi_2 - \\ - (4+5\alpha^2+9\alpha \cos \varphi^*) \sin \varphi_1] - \frac{6\alpha^2}{(\alpha^2-1)^{3/2}} [3\alpha + (2\alpha^2+1) \cos \varphi^*] \times \\ \times \left[\operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{\alpha-1}{\alpha+1}} \operatorname{tg} \frac{\varphi_2}{2} \right) - \operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{\alpha-1}{\alpha+1}} \operatorname{tg} \frac{\varphi_1}{2} \right) \right] + p_{1-2}.$$

Зона 3. Решая уравнение (9) с граничными условиями при $\varphi = \varphi_2$ $p_3 = p_{2-3}$, получим

$$p_3 = \frac{16\alpha^2}{9[(\alpha - \cos \varphi^*)^2 - 4]} \left\{ \frac{\sin \varphi}{2 \cos \varphi - \cos \varphi^* + \alpha} - \frac{2 \sin \varphi_2}{\alpha + \cos \varphi^*} + \right. \\ \left. + \frac{\alpha - \cos \varphi^*}{\sqrt{(\alpha - \cos \varphi^*)^2 - 4}} \left[\operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{\alpha - \cos \varphi^* - 2}{\alpha - \cos \varphi^* + 2}} \operatorname{tg} \frac{\varphi_2}{2} \right) - \right. \right. \\ \left. \left. - \operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{\alpha - \cos \varphi^* - 2}{\alpha - \cos \varphi^* + 2}} \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} \right) \right] \right\} + p_{2-3}.$$

На границе 3-й и 4-й зон при $\varphi = \pi$ $p_3 = p_{3-4}$, откуда найдем:

$$p_{3-4} = \frac{16\alpha^2}{9[\alpha - \cos \varphi^*]^2 - 4]} \left\{ \frac{\alpha - \cos \varphi^*}{\sqrt{(\alpha - \cos \varphi^*)^2 - 4}} \times \right. \\ \left. \times \left[\operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{\alpha - \cos \varphi^* - 2}{\alpha - \cos \varphi^* + 2}} \operatorname{tg} \frac{\varphi_2}{2} \right) - \frac{\pi}{2} \right] - \frac{2 \sin \varphi_2}{\alpha + \cos \varphi^*} \right\} + p_{2-3}.$$

Зона 4. Производя интегрирование (9) аналогично зоне 3 и находя постоянную интегрирования из условия: при $\varphi = \pi$, $p_4 = p_{3-4}$, получим

$$p_4 = \frac{16\alpha^2}{9[(\alpha - \cos \varphi^*)^2 - 4]} \left\{ \frac{\sin \varphi}{2 \cos \varphi - \cos \varphi^* + \alpha} - \right. \\ \left. - \frac{\alpha - \cos \varphi^*}{\sqrt{(\alpha - \cos \varphi^*)^2 - 4}} \left[\frac{\pi}{2} + \operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{\alpha - \cos \varphi^* - 2}{\alpha - \cos \varphi^* + 2}} \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} \right) \right] \right\} + p_{3-4}.$$

На границе 4-й и 5-й зон при $\varphi = \varphi_4$ $p_4 = p_{4-5}$, откуда

$$p_{4-5} = \frac{16\alpha^2}{9[(\alpha - \cos \varphi^*)^2 - 4]} \left\{ \frac{\alpha - \cos \varphi^*}{\sqrt{(\alpha - \cos \varphi^*)^2 - 4}} \times \right. \\ \left. \times \left[\operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{\alpha - \cos \varphi^* - 2}{\alpha - \cos \varphi^* + 2}} \operatorname{tg} \frac{\varphi_2}{2} \right) - \frac{\pi}{2} \right] - \frac{2 \sin \varphi_2}{\alpha + \cos \varphi^*} \right\} + p_{3-4}.$$

Зона 5. Закон распределения давлений определяется интегрированием уравнения (7): при $\varphi = \varphi_4$ $p_5 = p_{4-5}$.

$$p_5 = \frac{3\alpha^2}{(\alpha^2-1)^2} \left\{ (2 + \alpha^2 + 3\alpha \cos \varphi^*) \left[\frac{\sin \varphi \cos \varphi}{(\alpha + \cos \varphi)^2} + \frac{\sin \varphi_2 \cos \varphi_2}{(\alpha + \cos \varphi_2)^2} \right] + \right.$$

$$+ [\alpha(2\alpha^2 + 1) + (4\alpha^2 - 1) \cos \varphi^*] \left[\frac{\sin \varphi}{(\alpha + \cos \varphi)^2} + \frac{\sin \varphi_2}{(\alpha + \cos \varphi_2)^2} \right] - \\ - \frac{2}{\sqrt{\alpha^2 - 1}} [3\alpha + (2\alpha^2 + 1) \cos \varphi^*] \left[\operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{\alpha - 1}{\alpha + 1}} \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} \right) + \right. \\ \left. + \operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{\alpha - 1}{\alpha + 1}} \operatorname{tg} \frac{\varphi_2}{2} \right) \right] + p_{4-5}.$$

На границе 5-й и 6-й зон при $\varphi = \varphi_5$, $p_5 = p_{5-6}$, тогда

$$p_{5-6} = \frac{2\alpha^2}{3(\alpha^2 - 1)^2 (\alpha + \cos \varphi^*)} [2(2 + 7\alpha^2 + 9\alpha \cos \varphi^*) \sin \varphi_2 - \\ - (4 + 5\alpha^2 + 9\alpha \cos \varphi^*) \sin \varphi_1] - \frac{6\alpha^2}{(\alpha^2 - 1)^{5/2}} [3\alpha + (2\alpha^2 + 1) \cos \varphi^*] \times \\ \times \left[\operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{\alpha - 1}{\alpha + 1}} \operatorname{tg} \frac{\varphi_2}{2} \right) - \operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{\alpha - 1}{\alpha + 1}} \operatorname{tg} \frac{\varphi_1}{2} \right) \right] + p_{4-5}.$$

Зона 6. Интегрируя уравнение (5) при граничных условиях ($\varphi = \varphi_5$, $p_6 = p_{5-6}$) найдем

$$p_6 = \frac{8\alpha^2 (\varphi - 2\pi + \varphi_1)}{9(\alpha + \cos \varphi^*)^2} + p_{5-6}.$$

На границе 1-й и 6-й зон при $\varphi = 2\pi + \varphi'_0$, $p_6 = p_0$, откуда

$$\pm \left[\frac{2}{(\alpha - \cos \varphi^*)^2 - 4} - \frac{3(2 + 7\alpha^2 + 9\alpha \cos \varphi^*)}{4(\alpha^2 - 1)^2} \right] \sqrt{16 - (3 \cos \varphi^* - \alpha)^2} \pm \\ \pm \frac{3(4 + 5\alpha^2 + 9\alpha \cos \varphi^*)}{4(\alpha^2 - 1)^2} \sqrt{4 - (3 \cos \varphi^* + \alpha)^2} \pm \frac{27(\alpha + \cos \varphi^*)}{2(\alpha^2 - 1)^{3/2}} \times \\ \times [3\alpha + (2\alpha^2 + 1) \cos \varphi^*] \left[\operatorname{arc} \operatorname{tg} \sqrt{\frac{(\alpha - 1)(4 - 3 \cos \varphi^* + \alpha)}{(\alpha + 1)(4 + 3 \cos \varphi^* - \alpha)}} - \right. \\ \left. - \operatorname{arc} \operatorname{tg} \sqrt{\frac{(\alpha - 1)(2 - 3 \cos \varphi^* - \alpha)}{(\alpha + 1)(2 + 3 \cos \varphi^* + \alpha)}} \right] \pm \frac{4(\alpha^2 - \cos^2 \varphi^*)}{[(\alpha - \cos \varphi^*)^2 - 4]^{3/2}} \times \\ \times \left[\operatorname{arc} \operatorname{tg} \sqrt{\frac{(\alpha - \cos \varphi^* - 2)(4 - 3 \cos \varphi^* + \alpha)}{(\alpha - \cos \varphi^* + 2)(4 + 3 \cos \varphi^* - \alpha)}} - \frac{\pi}{2} \right] - \\ - \frac{2}{\alpha + \cos \varphi^*} \operatorname{arc} \cos \frac{3 \cos \varphi^* + \alpha}{2}. \quad (18)$$

Уравнение (18) позволяет определять положение точки максимального значения давления $\cos \varphi^*$, создаваемого в смазочном слое, в зависимости от обратной величины относительного эксцентриситета α , характеризующей взаимное положение вала и втулки подшипника.

Определив частные значения $\cos \varphi^*$ из уравнения (18) и подставив их в уравнения (11)–(17), нашли аналитическую зависимость изменения положения стопорных областей и максимального и минимального давлений в смазочном слое от обратной величины относительно эксцентриситета α (рис. 2).

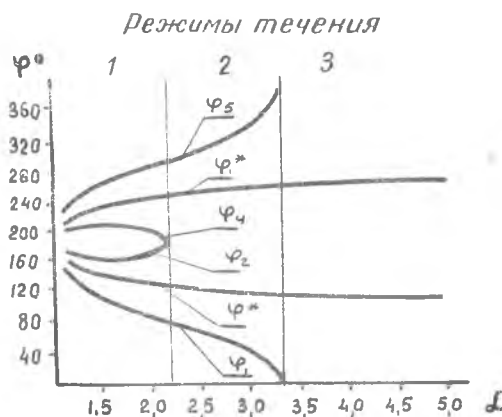


Рис. 2. Положения углов начала (φ_5) и конца (φ_1) стопорной области на втулке подшипника, начала (φ_2) и конца (φ_4) стопорной области на вале, максимального (φ^*) и минимального (φ_1^*) давления смазочного слоя в зависимости от обратной величины относительного эксцентриситета α

три характерных режима течения смазочного слоя (рис. 2). При первом режиме на валу и втулке подшипника имеются пластические стопорные области, предотвращающие трущиеся поверхности подшипника от изнашивания. При втором режиме ($\alpha \geq 2,161$) сохраняется только стопорная область на втулке подшипника. Третий режим течения ($\alpha > 3,303$), когда на валу и втулке подшипника исчезают стопорные области, ничем не отличается от случая, рассматриваемого в гидродинамической теории смазки. Потому гидродинамическую теорию вязкой смазки можно рассматривать как частный случай предлагаемой реодинамической теории вязкопластической смазки. Касательное напряжение сдвига в этом случае определяется из уравнения (1).

Несущая способность подшипника определяется интегрированием давления в смазочном слое по всему периметру подшипника. Определение коэффициента нагруженности показало, что результирующая нагрузка на подшипник всегда перпендикулярна линии его центров и выражается зависимостью

$$W^* = 4z^2 \left[\int \frac{\alpha^2 + 2}{(x^2 - 1)^2} - \frac{4x}{3(x^2 - 1)(\alpha + \cos \varphi^*)} + \frac{4}{9(\alpha + \cos \varphi^*)^2} \right] \sin \varphi_1 -$$

$$- 2 \left[\frac{\alpha^2 + 2}{(x^2 - 1)^2} - \frac{2x}{3(x^2 - 1)(\alpha + \cos \varphi^*)} - \frac{4(x - \cos \varphi^*)}{9(x + \cos \varphi^*)(\alpha - \cos \varphi^*)^2 - 4} \right] \times$$

$$\times \sin \varphi_2 + \frac{3(2 + x^2 + 3x \cos \varphi^*)}{(x^2 - 1)^{3/2}} \left[\arctg \left(\sqrt{\frac{x-1}{x+1}} \operatorname{tg} \frac{\varphi_2}{2} \right) - \right.$$

Из графиков видно, что при небольших значениях α в смазочном слое существуют стопорные области на валу и втулке подшипника. При увеличении α углы охвата вала и втулки стопорными областями уменьшаются и при $\alpha = 2,161$ стопорная область исчезает. При дальнейшем увеличении α стопорная область на втулке продолжает уменьшаться и при $\alpha = 3,303$ также исчезает.

Таким образом, при работе радиального подшипника скольжения с вязкопластическими смазками можно выделить

$$- \operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{\alpha-1}{\alpha+1}} \operatorname{tg} \frac{\varphi_1}{2} \right) \Big] + \frac{16}{9[(\alpha - \cos \varphi^*)^2 - 4]^{1/2}} \times \\ \times \left[\frac{\pi}{2} - \operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{\alpha - \cos \varphi^* - 2}{\alpha - \cos \varphi^* + 2}} \operatorname{tg} \frac{\varphi_2}{2} \right) \right].$$

Анализ зависимостей изменения коэффициента нагруженности смазочного слоя от α показывает, что при $\alpha > 2,5$ несущая способность слоев вязкопластической и вязкой смазки примерно одинакова. Но при $\alpha < 2,5$ она начинает возрастать более резко, что объясняет специфические особенности применения консистентных смазок в тяжело нагруженных подшипниках скольжения.

Суммарная сила трения, препятствующая вращению вала подшипника, находится интегрированием касательных напряжений в смазочном слое по всей поверхности трения и для слоя вязкопластической смазки определяется выражением

$$F = \frac{8\pi\eta UR_1 L}{e(\alpha^2 - 1)} \left\{ \frac{2(\alpha^2 - 1)\varphi_1}{3(\alpha + \cos \varphi^*)} + 2 \sin \varphi_2 - \sin \varphi_1 - \frac{4 - \alpha^2 + 3\alpha \cos \varphi^*}{\sqrt{\alpha^2 - 1}} \right\} \times \\ \times \left[\operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{\alpha-1}{\alpha+1}} \operatorname{tg} \frac{\varphi_2}{2} \right) - \operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{\alpha-1}{\alpha+1}} \operatorname{tg} \frac{\varphi_1}{2} \right) \right] - 4\pi^2 R_1 L \Theta.$$

Безразмерная величина силы трения называется коэффициентом сопротивления и для вязкопластического смазочного слоя имеет вид

$$\lambda = \frac{\delta F}{\eta UR_1 L} = \frac{8\pi\alpha}{\alpha^2 - 1} \left\{ \frac{2(\alpha^2 - 1)\varphi_1}{3(\alpha + \cos \varphi^*)} + 2 \sin \varphi_2 - \sin \varphi_1 - \right. \\ \left. - \frac{4 - \alpha^2 + 3\alpha \cos \varphi^*}{\sqrt{\alpha^2 - 1}} \left[\operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{\alpha-1}{\alpha+1}} \operatorname{tg} \frac{\varphi_2}{2} \right) - \right. \right. \\ \left. \left. - \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{\alpha-1}{\alpha+1}} \operatorname{tg} \frac{\varphi_1}{2} \right] \right\} - \frac{4\pi^2 \delta \Theta}{\eta U}.$$

Анализ математического выражения коэффициента сопротивления показывает, что λ зависит не только от величины α , но и от критерия $\frac{\Theta \delta}{\eta U}$. Из графического сравнения зависимостей $\lambda(\alpha)$, изображенных на рис. 3, видно, что коэффициенты сопротивления вязкопластической среды имеют значительно большие величины, чем соответствующие значения λ для вязкого масла, вычисленные по гидродинамической теории смазки. Для тяжело нагруженных подшипников с небольшими величинами α эта разница очень значительна. При увеличении критерия $\frac{\Theta \delta}{\eta U}$ уменьшается абсолютная величина коэффициента сопротивления вязкопластического смазочного слоя.

Другим важным показателем работы сил трения в радиальном подшипнике скольжения является коэффициент трения f , определяемый отношением силы трения к радиальной нагрузке

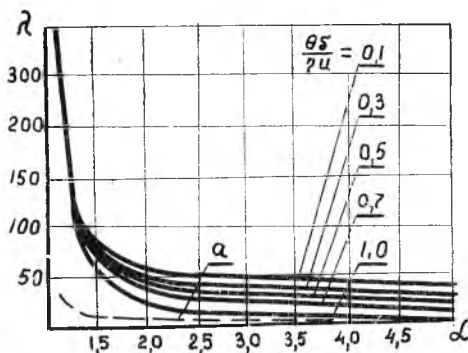


Рис. 3. Зависимость коэффициента сопротивления λ от обратной величины относительного эксцентриситета α , a — вязкое масло.

соответствующих значений M для вязких масел. Из этого следует, что для уменьшения сил трения в тяжело нагруженных подшипниках следует применять вязкопластические смазки с возможно большими отношениями $\frac{\theta}{\eta}$ или увеличивать радиальный зазор δ при снижении окружной скорости вала I .

ЛИТЕРАТУРА

1. Тябин Н. В. Основные уравнения реологии вязкопластической среды. Труды Казанского химико-технологического института, 14, 34, 1949, Коллоидный журнал, 13, 55, 1951.
2. А. А. Milne. A theory of rheodynamic lubrication. Kollo -Zeit schrift, 139, 12, 1954.

С. Н. СОЛОВЬЕВ, Ю. М. СЕЛИВАНОВСКИЙ, Д. Д. ШЕВЧЕНКО

ДЛИТЕЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ПОДШИПНИКОВ ИЗ МАТЕРИАЛА «МР» В БЫСТРОХОДНОЙ ТЯЖЕЛО НАГРУЖЕННОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Исследованные подшипники представляют стальную втулку, на внутренней поверхности ее закреплен слой металлорезины. На металлорезину в горячем состоянии напрессован слой фторопласта, который является поверхностью трения.

Наличие упругой прослойки позволяет компенсировать перекосы, возникающие при изготовлении деталей и в результате неточности монтажа или при неравномерном износе в