

стояние от контактной линии роликов. Смещение центров датчиков достигалось поворотом нижнего ролика с датчиками на некоторый угол. Загрузка роликов в процессе эксперимента обеспечивало равномерное распределение нагрузки по контактной линии. Результаты экспериментов приведены на рис. 3, б.

Проведенные опыты показали, что датчики давления обладают достаточной чувствительностью для установления распределения давлений в слое смазки вдоль контактной линии. Максимальная чувствительность их наблюдается при расположении контактной линии вблизи центра датчика ($\pm 0,2$ диаметра датчика).

ЛИТЕРАТУРА

1. Коднир Д. С., Ратнер И. Д. Контактно-гидродинамический расчет зубчатых передач. М., НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 18—67—73, 1967.
2. Петрусевиц А. И. Основные выводы из контактно-гидродинамической теории смазки. «Известия АН СССР», 1951, № 2.
3. Мусаев Ю. А. Определение контактных нагрузок при разрушении сплошной масляной пленки. Автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук. М., ИМАШ, 1972.
4. Чихладзе Г. Е. Экспериментальные данные о влиянии смазки на контактную жесткость чугунных шлифованных деталей. Труды Грузинского политехнического института, № 5, 1966.
5. Кораблев А. И., Решетов Д. Н. Повышение несущей способности и долговечности зубчатых передач. М., «Машиностроение», 1968.
6. Заблонский К. И. Жесткость зубчатых передач. Киев, «Техника», 1967.
7. Снеговский Ф. П. Экспериментальное определение гидродинамических давлений и толщины смазочного слоя в подшипниках скольжения. — В сб.: «Исследование подшипников скольжения и смазочного оборудования». Машгиз, 1958.

Ю. И. БАЙБОРДОВ, А. П. САВИНОВ

ВЛИЯНИЕ ЭЛАСТОЭФФЕКТА НА РАСХОД СМАЗКИ В УПРУГОДЕФОРМИРУЮЩИХСЯ ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ

Известно, что в жестких бронзовых и баббитовых подшипниках скольжения расход смазки зависит от зазора в нерабочей зоне. Существующие методики расчета [1, 2, 3, 4, 5, 6] с достаточной точностью позволяют определить расход смазки через рабочую и нерабочую зону подшипника при заданных геометрических и режимных параметрах. На рис. 1 показана схема расположения вала в жестком подшипнике. Положение центра

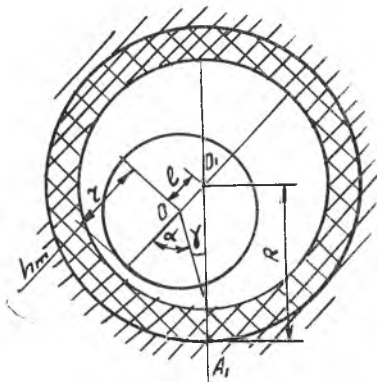


Рис. 1. Схема расположения вала в жестком подшипнике

Имея расчетное значение минимальной толщины смазочного слоя, можно определить смещение вала в подшипнике:

$$e = R - r - h_m^{\text{жк}}, \quad (2)$$

где e — эксцентриситет;

R — радиус подшипника;

r — радиус вала;

$h_m^{\text{жк}}$ — минимальная толщина смазочного слоя.

Однако эксперименты и расчеты [7] показывают, что в эластичных упруго-деформирующихся неметаллических и металлопластмассовых [8] подшипниках скольжения шейка вала под действием нагрузки может смещаться относительно центра подшипника на величину, превышающую радиальный зазор. Следовательно, относительный эксцентриситет может быть больше единицы, чего в жестких подшипниках практически не бывает. На рис. 2 показана схема расположения вала в эластичном подшипнике, в котором величина эксцентриситета больше единицы за счет упругой деформации материала вкладыша.

В этом случае зазор в

вала относительно центра подшипника определяется в основном гидродинамикой:

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu_0 U \frac{h_0 - h}{h^3},$$

где p — жесткое гидродинамическое давление;

x — текущая координата;

μ_0 — вязкость масла;

U — скорость скольжения;

h_0 — толщина смазочного слоя в сечении, где $\frac{dp}{dx} = 0$,

h — толщина смазочного слоя в произвольной точке.

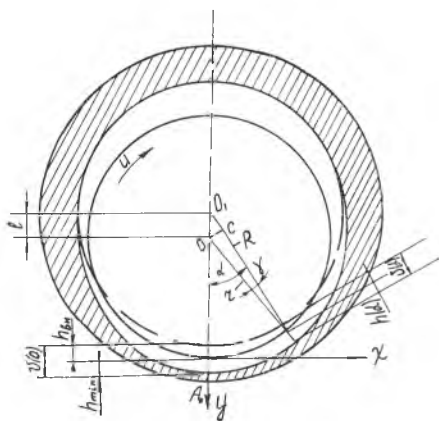


Рис. 2. Схема расположения вала в эластичном подшипнике

нерабочей зоне подшипника существенно увеличится, что приведет к увеличению расхода смазки через подшипник.

С учетом деформации вкладыша величина эксцентриситета для эластичного подшипника бесконечной длины будет равна:

$$e = R - r - h_m^3 + v(0), \quad (3)$$

где $v(0)$ — деформация вкладыша в плоскости, проходящей через линию центров ($\alpha = 0$);

h_m^3 — минимальная толщина смазочного слоя, найденная на основании контактно-гидродинамического расчета, [8], [9], [10].

С учетом подстановки зависимости для определения минимальной толщины смазочного слоя [7] уравнение (3) примет вид

$$e = R - r - 1,625 \left(\frac{\delta}{E} \right)^{0,18} \cdot \left(\frac{L}{P_1} \right)^{0,44} \cdot (\mu_0 U)^{0,62} \cdot \frac{r^{0,64}}{\psi^{0,42}} + v(0), \quad (4)$$

где δ — толщина эластичного вкладыша;

E — модуль упругости первого рода;

L — длина подшипника;

ψ — относительный зазор;

P_1 — величина нагрузки, действующей на подшипник.

Общий расход масла в единицу времени в торцы подшипника [6] составит:

$$Q_z = 2 \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} R d\alpha + 2 \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} - \frac{h^3}{12\mu'} \frac{\partial p_M}{\partial z} R d\alpha. \quad (5)$$

В формуле (5) первый член правой части уравнения определяет утечку смазки в торцы рабочей зоны подшипника, а второй — в нерабочей зоне. Исследованиями, выполненными Ф. П. Снеговским [6] установлено, что расходом смазки в рабочей зоне можно пренебречь, тогда уравнение (5) примет вид

$$Q_z = 2 \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} - \frac{h^3}{12\mu'} \cdot \frac{\partial p_M}{\partial z} R d\alpha. \quad (6)$$

Для удобства интегрирования уравнения (6) пределы интегрирования были приняты от 0 до 2π . Изменение пределов мало влияет на окончательный результат, следовательно,

$$Q_z = 2 \int_0^{2\pi} - \frac{h^3}{12\mu'} \frac{\partial p_M}{\partial z} R d\alpha. \quad (7)$$

С увеличением удельной нагрузки на подшипник эластичный вкладыш деформируется не только в нагруженной, но и в ненагруженной зоне. Однако с достаточной степенью точности деформацией эластичного вкладыша в ненагруженной зоне можно пренебречь, считая, что величина зазора в подшипнике

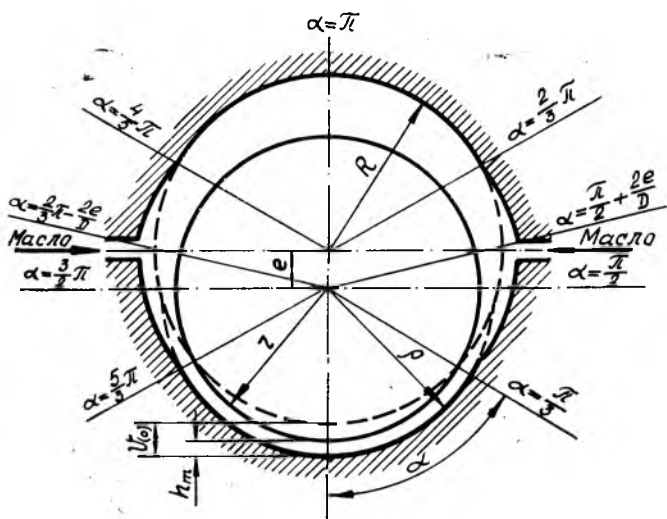


Рис. 3. Влияние эластоэффекта на форму зазора и раскол смазки через подшипник

будет определяться только деформацией вкладыша в зоне трения и толщиной смазочного слоя. При этом деформация вкладыша вызовет удлинение окружности подшипника, которое необходимо учесть при интегрировании уравнения (7).

На основании проведенных исследований [7], [11] можно допустить, что поверхность трения в случае соизмеримости деформаций вкладыша с толщиной смазочного слоя будет иметь радиус кривизны, равный $\rho = r + h_m$, центр которой смещен относительно центра расточки вкладыша (рис. 2 и рис. 3) на величину e . Тогда половина величины изменения окружности будет равна $\frac{2e}{D}$ радиан. Толщину смазочного слоя в эластичном подшипнике в произвольной точке определим по формуле

$$h(\alpha) = R - r - e \cos \alpha + v(\alpha). \quad (8)$$

Предполагая, что отсутствует угловое смещение рис. 3, а также рассматривая общий случай реверсивного движения вала в подшипнике с двумя карманами, запишем уравнение для общего расхода смазки через подшипник.

$$Q = -\frac{1}{3\mu'} \int_0^{\frac{\pi}{3}} h^3 \frac{\partial p_m}{\partial z} (r + h_m) d\alpha - \frac{1}{3\mu'} \int_{\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{3}} h^3 \left(\frac{\partial p_m}{\partial z} \right)_k (r + h_m) d\alpha -$$

$$-\frac{R}{3\mu'} \left[\int_{\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2} + \frac{2e}{D}} h^3 \left(\frac{\partial p_M}{\partial z} \right)_K d\alpha + \int_{\frac{\pi}{2}}^{\frac{2}{3}\pi} h^3 \left(\frac{\partial p_M}{\partial z} \right)_K d\alpha + \int_{\frac{2}{3}\pi}^{\pi} h^3 \left(\frac{\partial p_M}{\partial z} \right)_K d\alpha \right]. \quad (9)$$

Точное решение уравнения (9) с учетом переменных пределов интегрирования представляет собой довольно сложную задачу. Поэтому в первом приближении для расчета расходов смазки в упругодеформирующихся подшипниках скольжения достаточно определить величину изменения диаметрального зазора, определяемую смещением вала, с учетом деформации вкладыша и воспользоваться зависимостью, полученной П. И. Орловым [1] для случая подвода смазки через кольцевую канавку, расположенную по середине подшипника.

$$Q^k = 0,8 \frac{d^{0,8} s^{2,2} \left(1 + \frac{d}{L}\right)^{0,6} \cdot n}{\left(\frac{\mu n}{p}\right)^{0,6}} + \beta \cdot 2,5 \cdot 10^6 \frac{s^{3,4} p_e \left(1 + \frac{d}{L}\right)^{1,2}}{d^{0,4} \cdot \mu \left(\frac{\mu n}{p}\right)^{0,2}}, \quad (10)$$

где Q^k — полное истечение масла из цилиндрического подшипника [$см^3/сек$].

β — коэффициент, зависящий от количества и расположения маслоподводящих отверстий (для кольцевой канавки $\beta = 1$);

d — диаметр вала, мм;

L — длина подшипника, мм;

s — диаметральный зазор, мм;

μ — вязкость масла сантипуазах;

n — число оборотов вала, об/мин;

p_e — давление масла на входе, кг/см²;

p — среднее удельное давление, кг/см².

Для определения расхода смазки при подаче ее в подшипник через осевую канавку, расположенную в плоскости горизонтального разреза, можно применить формулу С. Н. Куцаева [2]

$$Q^0 = \frac{0,08 \cdot b_k \omega r s}{10^4} \left(\frac{d}{L}\right)^2 + 9,4 \frac{p_e h_e^3}{10^6 \mu a_{кт}}, \quad (11)$$

где Q^0 — полное истечение масла из подшипника, л/мин;

b_k — ширина канавки, см;

$a_{кт}$ — расстояние от концов канавки до торцов, см;

h_e — толщина смазочного слоя в месте подачи смазки, мкм;

s — диаметральный зазор, мкм;

p_e — давление масла на входе кг/см²;

μ — вязкость масла в сантипуазах.

В случае расположения оси маслоподводящей канавки в плоскости, проходящей через линию центров вала и подшипника, величина h_e равна зазору между валом и подшипником.

В. Ф. Платоновым [12] была получена зависимость для определения деформации эластичного вкладыша с учетом его толщины, модуля упругости, радиального зазора и угла контакта вала с вкладышем:

$$a = \frac{b_r (1 - \cos \varphi'_0)}{\cos \varphi'_0}, \quad (12)$$

где

$$\cos \varphi'_0 = \frac{\sigma_k}{\sigma_k + \sigma_{\max}} \quad (13)$$

и

$$\sigma_k = \frac{b_r \cdot E}{\delta}, \quad (14)$$

где a — величина деформации эластичного вкладыша в плоскости, проходящей через линию центра вала и подшипника, мм;

b_r — радиальный зазор, мм;

$2\varphi'_0$ — угол контакта подшипника с рабочим телом (в нашем случае со смазкой, протекающей через нагруженную зону);

δ — толщина вкладыша, мм;

E — модуль упругости, кг/см²;

σ_k — напряжения, зависящие от радиального зазора, кг/см²;

$$\sigma_{\max_{\text{дон}}} = \sigma_{\text{проп}} \approx 0,8 \tau_s \text{ кг/см}^2;$$

σ_s — предел текучести, кг/см².

В нашем случае $a = v(0)$. Тогда диаметральный зазор с учетом деформации вкладыша и толщины смазочного слоя будет:

$$s = D - d - h_m + v(0), \quad (15)$$

где величина h_m определяется на основании зависимости, полученной в работах [7], [10]

$$h_m = 1,625 \left(\frac{\delta}{E}\right)^{0,18} \cdot \left(\frac{L}{P_1}\right)^{0,44} \cdot (2,0 U)^{0,62} \cdot \frac{r^{0,64}}{D^{0,42}}. \quad (16)$$

С учетом уравнения (14) величина косинуса половины угла контакта вкладыша с рабочим телом может быть представлена в виде:

$$\cos \varphi'_0 = \frac{b_r E}{b_r E + \delta \sigma_{\max}}. \quad (17)$$

Величина деформации вкладыша в плоскости, проходящей через линию центров вала и подшипника, с учетом уравнения (17) будет:

$$a = v(0) = \frac{\delta \sigma_{\max}}{E}. \quad (18)$$

Тогда величина диаметрального зазора в эластичном подшипнике с учетом уравнений (15), (16) и (18) может быть найдена из следующего соотношения:

$$s_s = D - d - 1,625 \left(\frac{\delta}{E} \right)^{0,18} \cdot \left(\frac{L}{p_1} \right)^{0,44} \cdot (\nu_0 U)^{0,62} \cdot \frac{r^{0,64}}{\psi^{0,42}} + \frac{\delta \sigma_{\max}}{E}. \quad (19)$$

Подставив значение величины диаметрального зазора в упругодеформирующемся эластичном подшипнике (19) в формулу (10), получим зависимость для определения расхода смазки в эластичном подшипнике с кольцевой канавкой:

$$Q_3^k = 0,8 \frac{d^{0,8} \left[D - d - 1,625 \left(\frac{\delta}{E} \right)^{0,18} \left(\frac{L}{p_1} \right)^{0,44} (\nu_0 U)^{0,62} \frac{r^{0,64}}{\psi^{0,42}} + \frac{\delta \sigma_{\max}}{E} \right]^{2,2} \left(1 + \frac{d}{L} \right)^{0,6}}{\left(\frac{\mu_0 n}{p} \right)^{0,6}} +$$

$$+ \beta \cdot 2,5 \cdot 10^6 \frac{\left[D - d - 1,625 \left(\frac{\delta}{E} \right)^{0,18} \left(\frac{L}{p_1} \right)^{0,44} (\nu_0 U)^{0,62} \frac{r^{0,64}}{\psi^{0,42}} + \frac{\delta \sigma_{\max}}{E} \right]^{3,4} \left(1 + \frac{d}{L} \right)^{1,2}}{d^{0,4} \mu_0 \left(\frac{\mu_0 n}{p} \right)^{0,2}} \quad (20)$$

Для эластичных подшипников [8] и для неметаллических подшипников [11] с достаточной точностью можно принять:

$$\sigma_{\max} = (1,5 \div 2) p. \quad (21)$$

Уравнение (11) для определения расхода смазки при подводе масла через осевую канавку можно представить в виде:

$$Q_3^0 = \frac{0,08 \cdot b_{\kappa \text{ оср}} \left[D - d - 1,625 \left(\frac{\delta}{E} \right)^{0,18} \left(\frac{L}{p_1} \right)^{0,44} (\nu_0 U)^{0,62} \cdot \frac{r^{0,64}}{\psi^{0,42}} + \frac{\delta \sigma_{\max}}{E} \right]}{10^4} \cdot \left(\frac{d}{L} \right)^2 +$$

$$+ 9,4 \frac{P_e \cdot h_e^3}{10^6 \mu_0 a_{\kappa \text{т}}}. \quad (22)$$

Величина $h_e = h(\alpha)$ — определяется из соотношения (8). В случае расположения маслоподводящей канавки в плоскости, проходящей через линию центров вала и подшипника, во втором слагаемом уравнения (22) величина h_e будет равна диаметральному зазору. В этом случае уравнение (22) примет вид

$$Q_3^0 = \frac{b_{\kappa \text{ оср}} \left[D - d - 1,625 \left(\frac{\delta}{E} \right)^{0,18} \left(\frac{L}{p_1} \right)^{0,44} (\nu_0 U)^{0,62} \frac{r^{0,64}}{\psi^{0,42}} + \frac{\delta \sigma_{\max}}{E} \right]}{10^4} \cdot \left(\frac{d}{L} \right)^2 +$$

$$+ 9,4 \frac{P_e \left[D - d - 1,625 \left(\frac{\delta}{E} \right)^{0,18} \left(\frac{L}{p_1} \right)^{0,44} (\nu_0 U)^{0,62} \frac{r^{0,64}}{\psi^{0,42}} + \frac{\delta \sigma_{\max}}{E} \right]^3}{10^6 \mu_0 a_{\kappa \text{т}}}. \quad (23)$$

Анализ уравнений (20) и (23), а также численные расчеты [12] и результаты экспериментов [7] показывают, что в тяжело нагруженных неметаллических и эластичных МР-фторопластовых подшипниках [8] величина изменения диаметрального зазора, определяемая упругой деформацией подшипника, соизмерима с диаметральным зазором жестких подшипников или первоначальным зазором, получающимся непосредственно после изготовления эластичного подшипника. Это обстоятельство указывает на то, что для более точной оценки расходов смазки в упругодеформирующихся подшипниках расчет целесообразно производить по формулам (20) или (22) и (23) в зависимости от конструктивного выполнения и расположения маслораспределительных каналов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Орлов П. И. Смазка легких двигателей, ОНТИ, 1937.
2. Куцаев С. Н. Протекание масла через подшипник. Труды 1-й конференции по трению и износу в машинах, т. 2. АН СССР, 1940.
3. Дьячков А. К. Подшипники скольжения жидкостного трения. М., Машгиз, 1955.
4. Камерон А. Теория смазки в инженерном деле. М., Машгиз, 1962.
5. Чернавский С. А. Подшипники скольжения. М., Машгиз, 1963.
6. Снеговский Ф. П. Опоры скольжения тяжелых машин. М., «Машиностроение», 1969.
7. Байбородов Ю. И. Исследование упругодеформирующихся неметаллических подшипников скольжения жидкостного трения. Кандидатская диссертация. Куйбышевский авиационный институт, 1965.
8. Соيفер А. М., Коднир Д. С., Байбородов Ю. И. Трехслойный подшипник. Авторское свидетельство № 186225 (бюлл. № 18 от 12.9. 1966 г.).
9. Коднир Д. С., Байбородов Ю. И. Контактно-гидродинамический расчет неметаллических подшипников скольжения жидкостного трения. «Вестник машиностроения», 1968, № 3.
10. Байбородов Ю. И. Преобразование номограммы в формулу для расчета толщины смазочного слоя. Материалы юбилейной научно-технической конференции, Куйбышевский авиационный институт, 1967.
11. Коднир Д. С., Байбородов Ю. И. Определение толщины смазочного слоя давлений и коэффициента трения в неметаллических подшипниках скольжения. «Вестник машиностроения», 1965, № 12.
12. Платонов В. Ф. Подшипники из полиамидов. М., Машгиз, 1961.

Л. Н. КУДРЯШОВ, Ю. И. БАЙБОРОДОВ, В. А. САДЫКОВ,
Б. С. МЕЛЬНИКОВ, И. Б. ПОКРОВСКИЙ

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЭЛАСТИЧНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ НА РЕДУКТОРЕ

Исследования упругодеформирующихся неметаллических подшипников скольжения жидкостного трения [1], [2], [3] [4], проведенные в Куйбышевском авиационном институте, показа-