

## ИССЛЕДОВАНИЕ ДВУХКАМЕРНЫХ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ С ЧАСТИЧНЫМ УГЛОМ ОХВАТА

В настоящее время использование гидростатических подшипников, несмотря на их несомненное преимущество по сравнению с другими видами опор, в ряде случаев не получило должного распространения из-за отсутствия необходимых рекомендаций по их расчету, проектированию и эксплуатации.

В предлагаемой работе произведены теоретические исследования гидростатических двухкамерных подшипников конечной длины с частичным углом охвата, с камерами, расположенными перпендикулярно оси вала. Такая схема (рис. 1) расположения камер подачи смазки (камер высокого давления) является наиболее целесообразной в тех случаях, когда изменяется место приложения и величина внешней нагрузки в осевом направлении. Расположение камер таково, что расстояние от их контура до границ (контура) вкладыша одинаково по периметру, а между самими камерами в два раза больше. Данное расстояние выбрано как оптимальное на основании анализа рекомендаций, приведенных в литературных источниках, а также результатов, полученных непосредственно авторами. Форма зазора между валом и вкладышем конфузурная, наиболее технологична и обладает лучшими характеристиками по сравнению с другими формами зазоров.

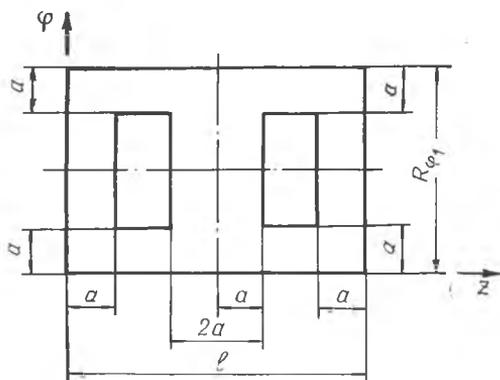


Рис. 1  
Расчетная схема  
развертки  
исследуемого подшипника



но, нахождение общего решения распадается на два самостоятельных решения в рассматриваемой области, если считать граничными условиями поочередно давление на контуре одной из камер подачи смазывающего вещества равным  $P_0$ , а на контурах другой камеры и вкладыша равным нулю. Учитывая, что найдем решение для каждой из элементарных областей, а затем просуммировав их методом суперпозиций, определим общее решение для рассматриваемого случая.

С целью получения общности решения приведем уравнение (1) к безразмерному виду, для чего закон изменения толщины слоя смазывающего вещества между валом и вкладышем, согласно принятой схеме, выразим как

$$h = e \cos \varphi = h_0 \zeta \cos \varphi, \quad (2)$$

где  $\zeta = \left[ 1 + \left( \frac{e_m}{e_0} - 1 \right) \frac{z}{l} \right] \frac{1}{\cos \frac{\varphi_1}{2}}$  — безразмерная величина, характеризующая угол наклона цапфы по отношению к вкладышу, полагая, что деформации цапфы и вкладыша отсутствуют. А также введем новые безразмерные переменные:

$$\bar{p} = \frac{P}{P_0} \quad (3); \quad \bar{z} = \frac{z}{l} \quad (4); \quad \bar{\varphi} = \frac{2\varphi}{\varphi_1}, \quad (5),$$

где  $P_0$  — давление в камере подвода смазывающего вещества.

В результате подстановки и преобразований уравнение (1) в безразмерной форме может быть записано в следующем виде:

$$\frac{\partial}{\partial \bar{\varphi}} \left[ \zeta^3 \cos^3 \left( \frac{\varphi_1}{2} \bar{\varphi} \right) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\varphi}} \right] + D \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[ \zeta^3 \cos^3 \left( \frac{\varphi_1}{2} \bar{\varphi} \right) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right] = 0, \quad (6)$$

где  $D = \frac{\varphi_1^2 R^2}{4l^2} = \frac{\varphi_1^2}{4\kappa l^2}$  — безразмерная величина, характеризующая геометрические соотношения рассматриваемого вкладыша. Решение уравнения (6) найдем методом конечных разностей с использованием ЭЦВМ. Конечно-разностная аппроксимация исходного уравнения согласно пятиточечной центральной схеме может быть записана следующим образом:

$$p_{i;\kappa} = \frac{\zeta_{i-\frac{1}{2};\kappa}^3 \cos^3 \left( \frac{\varphi_1}{2} \bar{\varphi}_{i-\frac{1}{2};\kappa} \right) \bar{p}_{i-1;\kappa} + \zeta_{i+\frac{1}{2};\kappa}^3 \cos^3 \left( \frac{\varphi_1}{2} \bar{\varphi}_{i+\frac{1}{2};\kappa} \right) \bar{p}_{i+1;\kappa} + \zeta_{i-1;\kappa}^3 \cos^3 \left( \frac{\varphi_1}{2} \bar{\varphi}_{i-1;\kappa} \right) + \zeta_{i+1;\kappa}^3 \cos^3 \left( \frac{\varphi_1}{2} \bar{\varphi}_{i+1;\kappa} \right) + \dots}{\dots}$$

$$\frac{+ D\zeta_{i; \kappa \pm \frac{1}{2}}^3 \cos^3\left(\bar{\varphi}_{i; \kappa \pm \frac{1}{2}} \frac{\varphi_1}{2}\right) [\bar{P}_{i; \kappa+1} + \bar{P}_{i; \kappa-1}]}{+ 2D\zeta_{i; \kappa \pm \frac{1}{2}}^3 \cos^3\left(\bar{\varphi}_{i; \kappa \pm \frac{1}{2}} \frac{\varphi_1}{2}\right)} \quad (7)$$

Здесь следует также отметить, что запись в граничном узле сетки, не совпадающем с границей области (границей камеры подачи смазки) производилась по Микеладзе.

Итерационный процесс при счете обрывался, когда  $\bar{p}_n - \bar{p}_{n-1} < 10^4$ . Зная решение исходного уравнения, поле давлений, можно определить основные величины, характеризующие работоспособность подшипника (вкладыша).

Одной из основных величин, необходимых при расчете, является величина несущей способности, которая может быть определена как

$$P = \iint_F p dF = \iint_F p_1 dF + \iint_F p_2 dF = P_1 + P_2$$

или же

$$P_n = P_{0n} l d K_{p_n}, \quad (8)$$

где

$$K_{p_n} = \frac{\varphi_1}{2} \int_0^1 \int_0^1 \bar{p}_n \cos\left(\bar{\varphi} \frac{\varphi_1}{2}\right) d\bar{z} d\bar{\varphi} - \quad (9)$$

безразмерный коэффициент, характеризующий несущую способность элементарной области ( $K_{p_1} \neq K_{p_2}$ ) для общего случая при центрально приложенной нагрузке ( $K_{p_1} = K_{p_2}$ ). Координата точки приложения равнодействующей силы элементарной области может быть определена следующей зависимостью:

$$l_n = \frac{l \int_0^1 \int_0^1 \bar{p} \bar{z} d\bar{\varphi} d\bar{z}}{\int_0^1 \int_0^1 \bar{p} d\bar{\varphi} d\bar{z}}. \quad (10)$$

Другой очень важной характеристикой, необходимой при проектировании опор, есть величина расхода смазывающего вещества, которая может быть определена следующим образом:

$$Q = -\frac{h_0^3}{12\mu} \cdot \frac{P}{F} \oint_l \frac{d\bar{p}}{dn} dl = -\left[ \frac{h_0^3}{12\mu} \frac{P_1}{F} \frac{1}{K_{p_1}} \oint_l \frac{d\bar{p}_1}{dn} dl + \right. \\ \left. + \frac{h_0^3}{12\mu} \frac{P_2}{F} \frac{1}{K_{p_2}} \oint_l \frac{d\bar{p}_2}{dn} dl \right] = Q_1 + Q_2, \quad (11)$$

откуда

$$Q_n = -\frac{P_n}{ld} \cdot \frac{h_0^3}{\mu} K_{Q_n},$$

$$K_{Q_n} = \frac{1}{6K_{\rho_n}} \oint_l \frac{d\bar{p}}{dn} dl - \quad (12)$$

безразмерный коэффициент, характеризующий расход смазывающего вещества элементарной области.

Мощность, необходимая на прокачку смазывающего вещества, при этом определится как

$$N_{np} = \left(\frac{P}{ld}\right)^2 \frac{h_0^3}{\mu} K_{N_{np}}, \quad (13)$$

где

$$K_{N_{np}} = \frac{K_{Q_n}}{K_{\rho_n}}.$$

И, наконец, мощность, затрачиваемая на преодоление сил вязкого сдвига, при вращении цапфы, может быть определена как

$$N_{тр} = \frac{\mu R^4 \omega^2}{h_0} K_{N_{тр}}, \quad (14)$$

где

$$K_{N_{тр}} = 2 \frac{l}{d} \varphi_1 \int_0^1 \int_0^1 \frac{1}{\cos\left(\frac{\varphi_1}{2}\right)} d\bar{\varphi} d\bar{z} -$$

безразмерный коэффициент, характеризующий мощность, затрачиваемую на преодоление вязкого сдвига.

Однако по приведенным выше уравнениям (9, 10, 11, 12, 13 и 14) рассчитать подшипник нельзя, т. к. неизвестно, какой угол займет вал по отношению к вкладышу, т. е. неизвестны характеристические коэффициенты.

Для решения этой задачи на основании выражений (9) и (12) воспользуемся уравнением совместности минимальной толщины слоя смазывающего вещества для обоих контуров, откуда

$$\frac{P_{O_2} Q_1}{P_{O_1} Q_2} = \frac{K_{\rho_1} K_{Q_1}}{K_{\rho_2} K_{Q_2}}. \quad (15)$$

Правая часть равенства (15) является характеристикой угла наклона. При этом предполагается, что  $\mu_1 = \mu_2$ . Отношение расходов зависит от вида применяемых компенсаторов — капилляра, диафрагмы, клапана постоянного расхода либо саморе-

гулируемого уровня расхода, например, мембранного. Выражения для определения расходов через соответствующие компенсаторы приведены в таблице

Вид компенсатора	Расход смазывающего вещества
Капилляр	$Q_{\text{кап}} = \frac{K_{\text{кап}} (P_c - P_0)}{\mu}$ ; $K_{\text{кап}} = \frac{\pi d_{\text{кап}}^4}{128l_{\text{кап}}}$
Диафрагма	$Q_{\text{диаф}} = K_{\text{диаф}} [2(p_c - p_0)]^{\frac{1}{2}}$ ; $K_{\text{диаф}} = \frac{C_{\text{диаф}} \cdot \pi d_{\text{диаф}}^2}{2\sqrt{\rho}}$
Клапан постоянного расхода	$Q_{\text{клап}} = K_{\text{клап}} = \text{const}$

Примечание.  $p_c$  — давление в питающей системе;

$\rho$  — плотность смазывающего вещества,  $\frac{\text{н сек}^2}{\text{м}^4}$ .

Приведенные в таблице формулы справедливы для ламинарного течения смазки. Чтобы предположение о ламинарном течении было правильным, число Рейнольдса для капилляра должно быть меньше 2 000

$$Re = \frac{4\rho Q_{\text{кап}}}{\pi d_{\text{кап}} \mu} < 2000. \quad (16)$$

Коэффициент расхода  $C_{\text{диаф}}$  является тоже функцией числа Рейнольдса, которое для диафрагмы с острыми кромками равно

$$Re = \frac{[2\rho (P_c - P_0)]^{\frac{1}{2}}}{\mu} d_0. \quad (17)$$

В случае  $Re > 15$  и  $\frac{d}{D_0} < 1$ , коэффициент расхода  $C_{\text{диаф}} \approx 0,6$ , если  $Re < 15$ , то значение коэффициента расхода подсчитывается по формуле

$$C_{\text{диаф}} = 0,2 (Re)^{\frac{1}{2}}, \quad (18)$$

Причем, диаметр отверстия канала, подводящего смазывающее вещество, должен быть по крайней мере в  $10 \div 15$  раз больше диаметра отверстия диафрагмы. Другое уравнение для определения отношения  $\frac{P_0}{P_c}$  в выражении 19 может быть получено из условия равновесия системы

$$l_1 P_0, K_{p_1} F + l_2 P_{0_2} K_{p_2} F = Pl. \quad (19)$$

Отсюда на основании уравнений 15, 19, а также выражений для определения расходов смазывающего вещества через соответствующий компенсатор (таблица) найдем необходимое значение отношения  $P_0/P_c$  для заданного относительного угла наклона цапфы (вала) по отношению к вкладышу.

Как видно из приведенных уравнений, величина отношения  $\frac{K_{p_1} K_{Q_1}}{K_{p_2} K_Q}$  стремится к единице при стремлении  $P_c$  к  $\infty$ , т. е. увеличивая давление в питающей системе, можно практически избежать перекоса, однако это влечет за собой неоправданные потери мощности, затрачиваемой на прокачку смазывающего вещества. В этом отношении саморегулируемые дроссели являются наиболее благоприятным видом компенсаторов, т. к. в определенном диапазоне отношений  $\frac{P_0}{P_c}$  дают близкую к линейной зависимость расхода от давления в камере подачи (высокого давления) смазывающего вещества, т. е. отношение  $\frac{Q}{P_0} \approx \text{const.}$

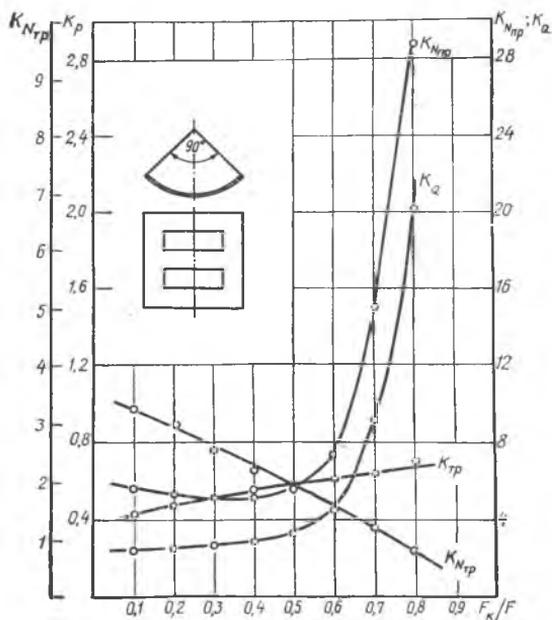
В заключение следует отметить, что с целью определения оптимального соотношения площадей разверток камер подачи смазывающего вещества, а также других геометрических соотношений исследованы вкладыши рассматриваемой конструкции с углом охвата  $\varphi_1 = 90^\circ; 120^\circ; 150^\circ$  и отношением длины вала к его диаметру  $\frac{l}{d} = 0,5, 1$  и  $1,5$ .

Соотношения площадей разверток камер и площади развертки вкладыша  $\gamma = \frac{F_{\text{кам}}}{F_{\text{вкл}}}$  при исследованиях принимались равными  $0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7$  и  $0,8$ .

При этом следует отметить, что анализ проводился для случая центрально приложенной нагрузки, т.е. для случая, когда наиболее очевидно влияние геометрических соотношений несущей области (вкладыша) на характеристические величины. Для этого случая

$$P_{0_1} = P_{0_2}; \quad K_{p_1} = K_{p_2}; \quad K_{Q_1} = K_{Q_2}; \quad K_{N_{p_1}} = K_{N_{p_2}}$$

Рис. 3  
Зависимости  
характеристических  
безразмерных  
коэффициентов  
для подшипника  
с углом охвата  $\varphi_1 = 90^\circ$



и характеристические коэффициенты могут быть рассмотрены как коэффициенты всей многосвязной области, с граничными условиями, полагающими  $P = 1$  на контурах камер подачи смазки и  $P = 0$  на контуре области (вкладыша).

Рассматривая зависимости основных рабочих параметров от соотношения длины вкладыша к его диаметру и от угла охвата, была замечена одинаковая закономерность их изменения.

В связи с этим для анализа зависимостей этих параметров от величины камер высокого давления были построены графики только для подшипников с  $\frac{l}{d} = 1$ .

На рис. 3, 4 и 5 показаны графики зависимостей безразмерных коэффициентов  $K_p$ ,  $K_Q$ ,  $K_{N_{пр}}$ , и  $K_{N_{TP}}$  от величины соотношения площади развертки камеры высокого давления и площади развертки вкладыша.

На основании анализа зависимостей, приведенных на рис. 3, 4 и 5, можно сделать заключение о том, что с увеличением площади камеры возрастает несущая способность подшипника,

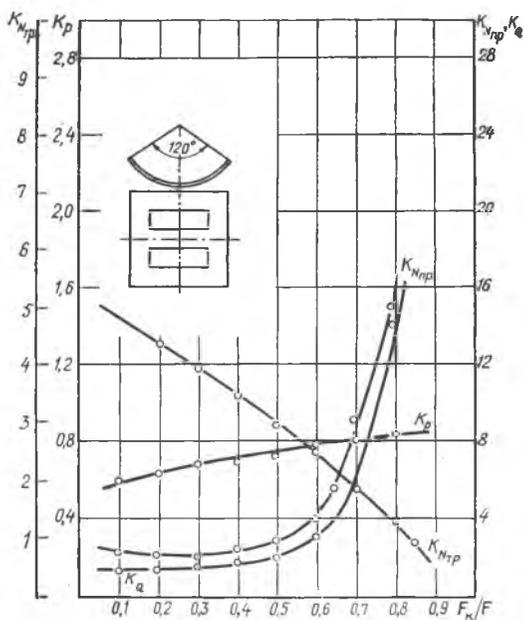


Рис. 4  
Зависимости  
характеристических  
безразмерных  
коэффициентов  
для подшипника  
с углом охвата  $\varphi_1 = 120^\circ$

однако при этом резко увеличивается расход смазочного вещества.

Сопоставляя все рабочие параметры исследуемого двухкамерного подшипника по приведенным графикам, можно определить оптимальные размеры камер подачи смазки исходя из максимальной несущей способности при минимальных затратах мощности.

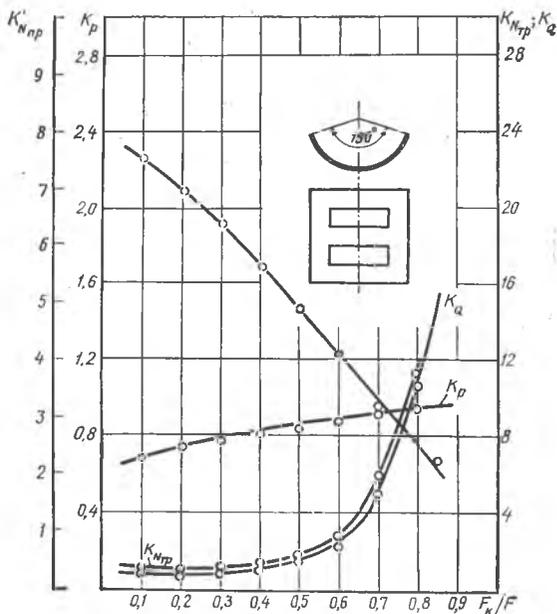
Например, для подшипника с углом охвата  $90^\circ$  оптимальным соотношением площади развертки камеры подачи смазки и площади развертки вкладыша будет  $\frac{F_{\text{кам}}}{F_{\text{вкл}}} = 0,3$ .

Для подшипников с углами охвата  $120^\circ$  и  $150^\circ$  эта величина будет от 0,2 до 0,3.

Таким образом, можно рассчитать все необходимые параметры гидростатического двухкамерного подшипника и выбрать оптимальные размеры камер подачи смазки.

На основании предложенного метода расчета можно

Рис. 5  
 Зависимости  
 характеристических  
 безразмерных  
 коэффициентов  
 для подшипника  
 с углом охвата  $\varphi_1 = 150^\circ$



осуществить все расчеты, связанные с проектированием гидростатических опор подшипников с конфузурной формой зазора и частичным углом охвата.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Богданов О. И., Руденко М. П. Расчет однокамерных гидростатических подшипников скольжения с различной формой зазора. Детали машин и подъемно-транспортные машины. Межведомственный республиканский научно-технический сборник. Киев, изд-во «Техника», 1966, № 4.
2. Богданов О. И., Руденко М. П. Гидравлическая смазка подшипников скольжения. Известия вузов СССР. Машиностроение, 1965, № 8.
3. Руденко М. П., Приходько О. Б. Исследование гидростатических двухкамерных подшипников. Детали машин и подъемно-транспортные механизмы. Межведомственный республиканский научно-технический сборник. Киев, изд-во «Техника», 1969, № 9.
4. Гарри Риппел. Проектирование гидростатических подшипников. М., изд-во «Машиностроение», 1967.