

где $K_{N_{\text{пр}n}} = \frac{1}{12K_p^2} \oint_l \frac{\partial \bar{F}_n}{\partial n} dl$ — безразмерный коэффициент, характеризующий мощность, затрачиваемую на прокачку смазывающего вещества.

На рис. 2 в качестве примера показаны зависимости характеристических коэффициентов для квадратной четырехкамерной подушки, пользуясь которыми на основании предлагаемой методики конструктор может, не вдаваясь в сложные теоретические исследования, производить все необходимые расчеты при проектировании подобных опор.

ЛИТЕРАТУРА

1. Богданов О. И., Приходько О. Б. Применение метода электростатического моделирования для решения задач гидростатической смазки. Тезисы докладов конференции «Повышение износостойкости и срока службы машин». Киев, 1966, т. 1.

2. Приходько О. Б., Богданов О. И. О проектировании гидростатических прямоугольных подушек. Вестник машиностроения. 1968, № 11.

3. Приходько О. Б., Руденко М. П., Макаренко О. К. К вопросу об исследовании работоспособности прямоугольных четырехкамерных гидростатических подушек. Тезисы докладов Республиканской научно-технической конференции по применению гидравлических приводов и других средств повышения качества и надежности подъемно-транспортных машин, Харьков, 1969.

4. Приходько О. Б. Влияние компенсаторов на основные характеристические величины гидростатических опор. Тезисы докладов Республиканской научно-технической конференции по применению гидравлических приводов и других средств повышения качества и надежности подъемно-транспортных машин. Харьков, 1969.

Г. А. ИВАНОВ

ГИДРОСТАТИЧЕСКИЕ УПОРНЫЕ ПОДШИПНИКИ ДВУСТОРОННЕГО ДЕЙСТВИЯ

Эти подшипники предназначены для восприятия осевых усилий переменных направлений. В настоящее время гидростатические упорные подшипники применяются в насосах, турбинах, турбогенераторах, в шпиндельных головках станков различных типов и т. д. Из большого числа конструкций опор, пригодных для практического использования, рассмотрим:

- 1) подшипник с капиллярами;
- 2) подшипники с входной цилиндрической щелью.

Гидростатический упорный подшипник с капиллярами, показанный на рис. 1, состоит из двух вкладышей 2 и 10 с капиллярами 9, корпуса 1, в котором расположены подводящие каналы 8 высокого давления и сливной канал 11 для отвода жидкости из подшипника, цапфы 3 с диском 4.

На боковых поверхностях вкладышей, образующих с поверхностями диска радиальные щели 6 и 7, сделаны кольцевые выемки, служащие камерами подшипника. Обозначим давления в камере справа от вертикальной оси симметрии через $p_{к1}$, а в камере слева — через $p_{к2}$. Одна часть боковой поверхности вкладыша, ограниченная радиусами r_1 и r_2 , образует внешнюю перемычку, а другая часть боковой поверхности вкладыша, ограниченная радиусами r_3 и r_4 , образует внутреннюю перемычку. Две щели 5 предназначены для отвода жидкости из подшипника в осевом направлении. После прохождения через капилляры 9 давление жидкости уменьшается от начального $p_{вх}$ до $p_{к1}$ или $p_{к2}$. Проходя через внешнюю или внутреннюю перемычку, жидкость дросселируется второй раз, и ее давление на выходе из перемычки понижается до давления окружающей среды. Положим, что под действием неуравновешенной осевой силы произошло смещение диска 4 к вкладышу 10. Это приведет к уменьшению осевого зазора h_1 и к увеличению осевого зазора h_2 . Обозначим через h_0 осевой зазор в случае симметричного положения диска 4 относительно боковых поверхностей вкладышей 2 и 10. В нашем случае при действии неуравновешенной силы будут справедливы следующие неравенства: $h_1 < h_0$ и $h_2 > h_0$. Это означает, что площадь выхода жидкости через радиальные щели с зазором h_1 будет меньше, чем площадь выхода жидкости через радиальные щели с зазором h_2 . При капиллярах неизменного сечения окажется, что давление $p_{к1}$ в правой камере будет больше давления $p_{к2}$ в левой камере. Появляется результирующая сила давления рабочей жидкости, уравнивающая внешнюю осевую силу (действующую на грузку).

На рис. 2 показан гидростатический упорный подшипник с входной цилиндрической щелью [1]. Этот подшипник состоит из двух дисков 3 и 9. Между этими дисками установлен вкладыш 2, запрессованный в корпус 1. Во вкладыше 2 имеется цилиндрическая кольцевая выемка 10, в которую через канал высокого давления поступает жидкость под давлением $p_{вх}$.

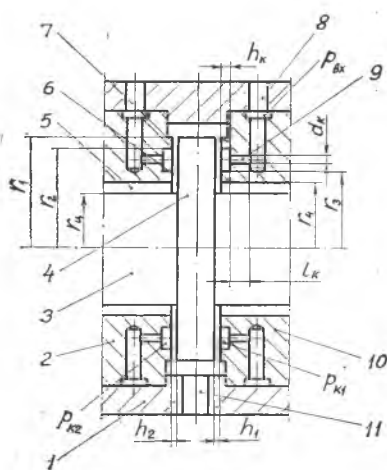


Рис. 1

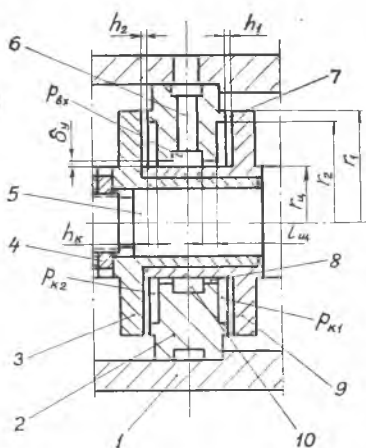


Рис. 2

Между внешней цилиндрической поверхностью радиуса $r_{ц}$ диска 9 и внутренней поверхностью вкладыша 2 имеются две щели 8, в которых происходит первое дросселирование жидкости от давления $p_{вх}$ до давления $p_{к1}$ или $p_{к2}$. Жидкость, протекая через радиальную щель 7, образованную боковыми поверхностями внешней перемычки вкладыша и диска, дросселируется второй раз до давления окружающей среды. Диски 3 и 9 закреплены неподвижно на валу 5 при помощи двух гаек 4. Принцип действия подшипников с цилиндрической щелью аналогичен принципу действия подшипника с капиллярами.

Приведем основные данные для выбора размеров упорных подшипников. Величины радиуса цапфы $r_{ц}$ и наибольшего радиуса упорного подшипника r_1 выбираются исходя из условий компоновки подшипникового узла при соблюдении соотношения

$$r_1 = (1,5 \div 2) r_{ц}.$$

По аналогии с радиальным гидростатическим подшипником обозначим абсолютное смещение диска относительно вкладыша через e_y . Тогда относительное смещение диска

$$\varepsilon_y = \frac{e_y}{h_0},$$

где h_0 — осевой зазор на сторону при симметричном положении диска относительно вкладышей (подшипника с капиллярами) или вкладыша относительно дисков (подшипника с входной цилиндрической щелью), когда $h_1 = h_2$.

Заметим, что

$$h_1 + h_2 = 2h_0.$$

Величина осевого зазора на сторону исходя из трудоемкости изготовления подшипника должна быть $h_0 \geq 0,03$ мм. Исходя из условия получения стабилизированного потока жидкости на внешней и внутренней перемычках определяем радиусы по следующим формулам:

$$r_2 = r_1 - 100h_0$$

и

$$r_3 = r_4 + 100h_0.$$

Для получения возможности дросселирования давления жидкости на внутренней перемычке практически до давления окружающей среды величину наименьшего радиуса определяем по формуле

$$r_4 = \frac{r_{ц}^2}{r_{ц} - 50h_0}.$$

Для подшипника с входной цилиндрической щелью во избежание непосредственного соприкосновения цилиндрической поверхности радиуса $r_{ц}$ (см. рис. 2) с внутренней цилиндрической поверхностью вкладыша 2 величину радиального зазора δ_y следует принимать больше величины зазора δ_0 радиального гидростатического подшипника:

$$\delta_y = (1,5 \div 2) \delta_0.$$

Если в качестве опор для восприятия радиальных усилий применены подшипники качения, то тогда величина радиального зазора упорного подшипника должна быть $\delta_y \geq 0,05$ мм. Длина капилляра

$$l_k = \bar{l}_k d_k,$$

где $\bar{l}_k \geq 15$.

Количество капилляров в подшипнике следует принимать из условия надежности работы подшипника $n_k \geq 4$. Заметим, что число капилляров должно быть четным.

Диаметр капилляра d_k определяют на основании гидродинамического расчета подшипника, полагая, что во всех каналах и щелях подшипников имеет место ламинарный режим течения жидкости. В этом случае диаметр капилляра из условия достижения максимальной грузоподъемности подшипника определяется уравнением

$$d_k = \left(\frac{128 h_0^3 \bar{l}_{щ} \sqrt{(1 - \varepsilon_y^2)^3 \ln \frac{r_1 r_3}{r_2 r_4}}}{3 n_k \ln \frac{r_1}{r_2} \ln \frac{r_3}{r_4}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Относительную длину $\bar{l}_{щ}$ входной цилиндрической щели, равную отношению длины $\bar{l}_{щ}$ входной щели к радиальному зазору δ_y , определяем также из условия получения максимальной грузоподъемности подшипника:

$$\bar{l}_{щ} = \frac{\delta_y^2 r_u \ln \frac{r_1}{r_2}}{h_0^3 \sqrt{(1 - \varepsilon_y^2)^3}}$$

Исходя из условия обеспечения надежности работы подшипника относительное смещение должно быть $\varepsilon_y = 0,5 \div 0,6$, длина цилиндрической щели —

$$\bar{l}_{щ} = \bar{l}_{щ} \delta_y.$$

Для получения стабилизированного потока жидкости в щели необходимо, чтобы $\bar{l}_{щ} \geq 100$. Если по формуле получаем $\bar{l}_{щ}$ меньше 100, то тогда необходимо задаться новым большим значением δ_y или меньшим значением h_0 так, чтобы в конечном итоге получить относительную длину $\bar{l}_{щ}$ щели не менее 100. Уравнения максимальной грузоподъемности и расхода смазки для подшипника с капиллярами имеют вид:

$$F_m = \frac{\pi}{2} \left(\frac{r_1^2 - r_2^2}{\ln \frac{r_1}{r_2}} - \frac{r_3^2 - r_4^2}{\ln \frac{r_3}{r_4}} \right) \left[\frac{p_{вх} - a(1 - \varepsilon_y)^3 x}{1 + b(1 - \varepsilon_y)^3 x} - \frac{p_{вх} - a(1 + \varepsilon_y)^3 x}{1 + b(1 + \varepsilon_y)^3 x} \right],$$

$$\text{где} \quad a = 6,4 \rho \omega^2 \left(\frac{r_1^2 - r_2^2}{\ln \frac{r_1}{r_2}} - \frac{r_3^2 - r_4^2}{\ln \frac{r_3}{r_4}} \right);$$

$$b = \frac{128}{3} \left(\frac{1}{\ln \frac{r_1}{r_2}} + \frac{1}{\ln \frac{r_3}{r_4}} \right);$$

$$x = \frac{1}{V(1 - \varepsilon_y^2)^3 b};$$

ρ — плотность жидкости;
 ω — угловая скорость цапфы.

$$Q = \frac{\pi h_0^3}{256 \nu \rho x} \left[2p_{\text{вх}} - \frac{p_{\text{вх}} - a(1 - \varepsilon_y)^3 x}{1 + b(1 - \varepsilon_y)^3 x} - \frac{p_{\text{вх}} - a(1 + \varepsilon_y)^3 x}{1 + b(1 + \varepsilon_y)^3 x} \right],$$

где ν — кинематическая вязкость жидкости.

Максимальная грузоподъемность и расход смазки подшипника с входной цилиндрической щелью выразится следующим образом:

$$F_m = \pi \left[\frac{r_1^2 - r_2^2}{2 \ln \frac{r_1}{r_2}} - r_{\text{ц}}^2 \right] \left[\frac{p_{\text{вх}} - Ac(1 - \varepsilon_y)^3}{1 + c(1 - \varepsilon_y)^3} - \frac{p_{\text{вх}} - Ac(1 + \varepsilon_y)^3}{1 + c(1 + \varepsilon_y)^3} \right],$$

где $A = 0,15 \rho \omega^2 (r_1^2 - r_2^2)$; $c = (1 - \varepsilon_y^2)^{-1,5}$.

$$Q = \frac{\pi r_{\text{ц}} \delta_y^3}{6 \nu \rho l_{\text{щ}}} \left[2p_{\text{вх}} - \frac{p_{\text{вх}} - Ac(1 - \varepsilon_y)^3}{1 + c(1 - \varepsilon_y)^3} - \frac{p_{\text{вх}} - Ac(1 + \varepsilon_y)^3}{1 + c(1 + \varepsilon_y)^3} \right].$$

На основании полученных зависимостей (2—5) приведен расчет гидростатических, упорных подшипников с капилляром и входной цилиндрической щелью при $\varepsilon_y = 0,55$ и общих данных подшипников: $r_1 = 0,05$ м; $r_2 = 0,045$ м; $r_{\text{ц}} = 0,025$ м; $h_0 = 5 \cdot 10^{-5}$ м; $n = 3000 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$; $\nu = 21 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{сек}}$; $\rho = 876 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; $p_{\text{вх}} = 3,28 \cdot 10^6 \frac{\text{н}}{\text{м}^2}$, при дополнительных размерах подшипника с капиллярами: $r_3 = 0,033$ м и $r_4 = 0,028$ м.

Сравнительный анализ показал, что подшипники с входной цилиндрической щелью имеют максимальную грузоподъемность на 20% и расход смазки на 40% меньше, чем подшипники с капиллярами.

Таким образом, подшипники с входной цилиндрической щелью при одинаковых вышеприведенных исходных размерах и параметрах рабочей жидкости экономичнее и обладают более высокой грузоподъемностью, чем подшипники с капиллярами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Андреев В. А., Иванов Г. А., Костарев С. А., Лютов В. А., Туомомен Э. М. Гидростатический двусторонний упорный подшипник. А. с. № 241834, 1967. (Бюллетень «Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки». 1969, № 14).
2. Чернавский С. А. Подшипники скольжения. М., Машгиз, 1963.
3. Черноусов Н. П., Кутин А. Н., Федоров В. Ф. Герметические химико-технологические машины и аппараты. М.-Л., «Машиностроение», 1965.

В. П. ШОРИН, А. Г. КОНЕВ

РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЛУНЖЕРНОГО ГИДРОПУЛЬСАТОРА

Условные обозначения: V , V_0 , v — соответственно объем рабочей камеры гидропульсатора, объем при среднем положении плунжера и объем, вытесняемый плунжером; x , X — осевое перемещение плунжера и амплитуда перемещения; P , P_0 , p — соответственно давление в рабочей камере, средний уровень и переменная составляющая давления; A — амплитуда колебаний давления жидкости; S_n — площадь плунжера; ρ , ρ_0 — плотность жидкости и плотность, соответствующая среднему давлению; $k_{ж}$ — модуль упругости жидкости; $M_{др}$, M_n — массовый расход жидкости через дроссель и в объект исследования (нагрузку); μ — коэффициент расхода дросселя; $F_{др}$ — площадь проходного сечения дросселя; $|Z_n|$, φ_n — модуль и аргумент импеданса нагрузки; ω — круговая частота колебаний; k_x — клирфактор закона движения плунжера; k_p — клирфактор кривой давления жидкости в рабочей камере; N — мощность, потребляемая гидропульсатором; N_a — акустическая мощность, развиваемая гидропульсатором; η_a — акустический к. п. д. гидропульсатора.

Плунжерные гидропульсаторы, работающие по принципу периодического изменения объема замкнутой полости, используются для исследования частотных характеристик элементов гидравлических систем и динамической тарировки датчиков давления. Такие гидропульсаторы при достаточно жестких требованиях к форме сигнала должны обеспечивать плавное регулирование амплитуды и частоты колебаний давления жидкости.