

ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ ДЕМПФИРОВАНИЕ

Н.П.Артеменко, В.Н.Доценко, В.В.Усик, А.И.Чайка

ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ ХАРАКТЕРИСТИК ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ
ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ
ПРИ НЕСТАЦИОНАРНОМ НАГРУЖЕНИИ РОТОРОВ

В последнее время наблюдается повышенный интерес к гидростатическим подшипникам для высокоскоростных легких роторов. Такие роторы испытывают одновременное действие постоянно ориентированных и переменных по направлению внешних сил. В течение каждого оборота равнодействующая внешних сил изменяется как по величине, так и по направлению. При этом процессы, происходящие в смазочном слое подшипника, имеют нестационарный характер. С ростом скорости вращения влияние нестационарности на характеристики подшипников может оказаться существенным.

Определение характеристик высокоскоростных гидростатических подшипников (несущая способность, расход рабочей жидкости, потери мощности на трение, а также устойчивость движения и колебаний ротора) связано с нахождением функции распределения давления в подшипнике.

При малых колебаниях шипа в подшипнике, когда переменная составляющая внешних сил невелика, определение функции распределения давления может быть выполнено при решении стационарной задачи. Гидродинамические силы, действующие в подшипнике, при этом устанавливаются для положения центра шипа в равновесной точке. При решении задачи о колебаниях и устойчивости движения ротора силы, возникающие в смазке, определяются как линейные функции перемещений и скоростей.

При значительных колебаниях шипа в подшипнике, когда переменная составляющая внешних сил соизмерима с постоянной или преобладает над ней определение функций распределения давления из стационарной задачи может привести к существенным погрешностям.

Для решения целого ряда задач динамики роторов (исследование вынужденных колебаний с большими амплитудами, развитие самовозбуждающихся колебаний, влияние вынужденных колебаний на автоколебания) требуется рассмотрение нестационарных процессов в смазке и учет нелинейности гидродинамических сил.

В настоящей работе ввиду значительной сложности получения решений и реализации их на современных ЭЦВМ пренебрегаем силами инерции в смазке, а нестационарность учитываем наложением переменных граничных условий для скоростей.

При определении функции распределения давления многокамерный гидростатический подшипник разбили на n подшипников частичного охвата, как это сделано в [1]. Для каждой из межкамерных перемычек можно записать уравнение Рейнольдса в безразмерном виде [2]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{k_{x_i}} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \alpha_i^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{k_{z_i}} \frac{\partial p}{\partial z_i} \right) = \theta_i v(\tau) + \lambda_i u(\tau) \frac{\partial h}{\partial x}, \quad (I)$$

где x, z - окружная и осевая координаты; h - радиальный зазор; p - давление; $k_{x_i} = 1 + 0,044 (\sigma^2 Re)^{0,725}$; $k_{z_i} = 1 + 0,0247 (\sigma^2 Re)^{0,65}$; $\alpha_i^2 = \alpha^2 \frac{k_{x_i}}{k_{z_i}}$; $\alpha^2 = \frac{\pi^4 (1-\nu)^2}{n^2 \varphi^2}$; ν - относительная ширина камеры; n - число камер; $\varphi = \frac{L_0 + L}{R}$; $2L_0$ - длина камеры; L - длина торцевой перемычки; $\theta_i = \frac{48\pi^2 (1-\nu)^2}{n^2} \Omega k_{x_i}$; $\Omega = \frac{\mu \omega}{p_0 \psi^2}$; μ - вязкость; ω - угловая скорость; p_0 - давление питания; ψ - относительный зазор; $\psi = \frac{\delta}{R}$; $\lambda_i = \frac{12\pi (1-\nu)}{n} \Omega k_{x_i}$; $v(\tau) = \frac{V}{V_0}$; $V_0 = \omega \delta$; $u(\tau) = \frac{U}{U_0}$; $U_0 = \omega R$; $\tau = \frac{t}{T}$; t - текущее время; T - период изменения нагрузки;

$$U = \omega R + e^i \sin(\bar{x} - \varphi) - e^j \cos(\bar{x} - \varphi);$$

$$V = \dot{e} \cos(\bar{x} - \varphi) + e^j \sin(\bar{x} - \varphi);$$

$$\bar{x} = R x_{i, i+1} + \frac{2\pi}{n} (1-\nu) x;$$

$x_{i, i+1}$ - координаты кромки i -й камеры со стороны $(i+1)$ -й камеры.

Решение (I) разыскивается в виде экспоненциальной функции, множитель правой части которой представляет собой сумму слагаемых. Первое слагаемое удовлетворяет решению однородного уравнения и неоднородным граничным условиям. Слагаемое, удовлетворяющее неоднородному уравнению, находится методом Галеркина.

Полученная функция распределения давления имеет вид [2]

$$P(x, z) = \left[\sum_{k=1,3,\dots}^{\infty} (C_k e^{2kx} + D_k e^{-2kx} + C_1 e^{2kx} + C_2 e^{-2kx} + \gamma_k e^{-3/2 \beta x} + \delta_k e^{-\beta/2 \cos kz}) e^{-3/2 \beta x} \right] \quad (2)$$

Входящие в формулу (2) коэффициенты γ_k , δ_k , C_1 и C_2 зависят от скоростей $u(\tau)$ и $v(\tau)$, а также от геометрии подшипника. Коэффициенты C_k и D_k зависят от геометрии и давлений в камерах, определяемых из системы баланса расходов рабочей жидкости для каждой из камер подшипника [2].

Интегрируя функцию распределения давления по всей поверхности подшипника, найдем выражения для гидродинамических сил в проекциях на линию центров $I(x, y, \dot{x}, \dot{y})$ и направление, ей перпендикулярное $J(x, y, \dot{x}, \dot{y})$.

Полученные значения гидродинамических сил входят в уравнения движения ротора, которые представлены ниже в безразмерном виде:

$$\frac{\Omega^2 v}{4\pi^2} (\ddot{x} - x \dot{\varphi}^2) = k_w \cos \varphi + \Omega^2 \vartheta \Delta \cos \left[\frac{n(\tau)\tau}{St} + \varphi_0 - \varphi \right] - I; \quad (3)$$

$$\frac{\Omega^2 \vartheta}{4\pi^2} (x \ddot{\varphi} + 2 \dot{x} \dot{\varphi}) = \Omega^2 \vartheta \Delta \sin \left[\frac{n(\tau)\tau}{St} + \varphi_0 - \varphi \right] - k_w \sin \varphi - J,$$

где

$$\vartheta = \frac{m \psi^5 \rho_0}{8 \mu^2 (L_0 + L)}; \quad k_w = \frac{C}{8 \rho_0 R (L_0 + L)}; \quad \Delta = \frac{\bar{\Delta}}{\sigma};$$

$\bar{\Delta}$ - смещение центра тяжести; $n(\tau) = \frac{\omega}{\omega_0}$; ω - текущее значение угловой скорости; ω_0 - характерное значение угловой скорости; St - число Струхала; $St = \frac{1}{\omega_0 T}$.

Решая совместно уравнения движения ротора и систему баланса расходов, находим траекторию движения центра шипа под действием заданных сил.

Система дифференциальных уравнений движения ротора решается с помощью численных методов на ЭЦВМ. В качестве начальных условий приняты параметры, характеризующие положения центра шипа ротора на кривой подвижного равновесия.

Система уравнений баланса расходов для турбулентного режима решалась итерационным методом Ньютона. Для выбора метода решения системы (3) проделаны сравнительные расчеты одних и тех же вариантов методами Рунге-Кутты, Адамса-Штермера и модифицированным методом Эйлера. После анализа полученных данных в дальнейшем при расчетах исполь-

зовался метод Адамса-Штермера. Время счета этим методом значительно меньше, чем методом Рунге-Кутты, а точность выше, чем методом Эйлера. С помощью методов численного интегрирования решались задачи как об устойчивости ротора на траектории, так и об устойчивости равновесной точки.

При моделировании движения системы ротор-подшипник на ЭЦВМ об устойчивости ротора судят по характеру изменения его траектории во времени. В данной работе движение ротора считалось устойчивым, если в результате расчетов на ЭЦВМ получались замкнутые траектории движения центра шипа, в противном случае - движение ротора неустойчивое.

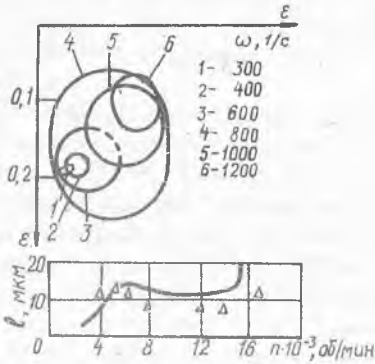
Если работа ротора происходит в устойчивой области, то при расчете нескольких оборотов получались замкнутые траектории. При наложении возмущений на равновесное положение ротора траектория центра шипа в устойчивой области вырождалась в точку, в неустойчивой зоне смещение ротора неограниченно возрастает.

Полученные таким путем траектории для различных оборотов позволяют построить амплитудно-частотные характеристики ротора во всем рассматриваемом диапазоне оборотов и определить влияние различных геометрических и рабочих параметров на амплитуды колебаний резонансных областей, границы устойчивой работы роторов.

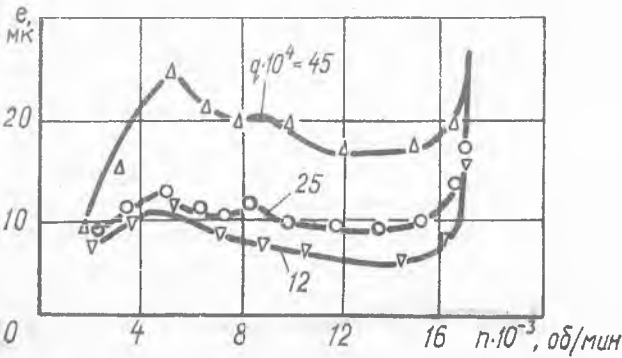
Приведем некоторые результаты расчетов. Траектории движения центра ротора имеют форму, близкую к эллиптической или круговой, их размеры и ориентация зависят от того, докритическая или закритическая область рассматривается (рис. 1).

Наряду с теоретическими выполнены опытные исследования амплитудно-частотных характеристик роторов на ГСП. Изучалось влияние радиального зазора, диаметра жиклера, давления питания, величины неуравновешенности на амплитуды вынужденных колебаний и границы устойчивой работы роторов. Исследовался симметричный ротор на двух радиальных гидростатических подшипниках. Вес ротора $G = 40$ кг. Жесткость ротора $C = 4,55 \cdot 10^8$ н/м. Основные размеры подшипников $R = 20$ мм; $L_0 = 27$ мм; $L = 10$ мм; ширина камеры $b_x = 4$ мм; число камер $n = 8$.

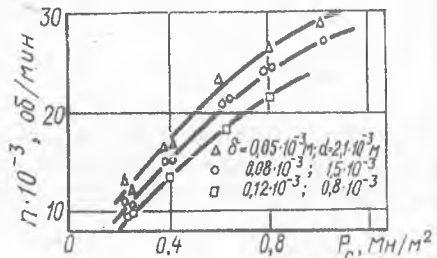
Получено, что даже при значительной остаточной неуравновешенности (до $45 \cdot 10^4$ Нм на опору) основную опасность для работы узла представляют собой самовозбуждающиеся колебания (рис. 2). Для испытанного узла изменение дисбаланса практически не влияло на границу устойчивости ротора, хотя полученные результаты, очевидно, являют



Р и с. 1. Траектория движения центра шипа ротора и сравнение расчетной и опытной амплитудно-частотной характеристики ротора



Р и с. 2. Влияние величины неуравновешенности на амплитудно-частотную характеристику ротора



Р и с. 3. Влияние параметров подшипника на границу устойчивости ротора

собой частный случай и при других соотношениях геометрических и рабочих параметров могут иметь место другие результаты.

При исследовании влияния различных параметров на области устойчивой работы ротора получено, что увеличением давления питания и уменьшением радиального зазора можно значительно сдвинуть границу устойчивости ротора (рис. 3). Величина входного компенсатора имеет оптимальную величину, которая обеспечивает максимальную жесткость опоры, а следовательно, и наибольшую область устойчивой работы ротора.

При сравнении теоретических и опытных данных получено удовлетворительное их совпадение (рис. 1,б).

Л и т е р а т у р а

1. А р т е м е н к о Н.П., У с и к В.В., Ч а й к а А.И. Теоретическое исследование потерь на трение в радиальных гидростатических подшипниках. - В сб.: Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин. Харьков, 1975.
2. А р т е м е н к о Н.П., Д о ц е н к о В.Н., П о д д у б н ы й А.И., У с и к В.В. К расчету характеристик опор роторов при периодически изменяющихся во времени нагрузках. - В сб.: Самолетостроение. Техника воздушного флота. Харьков, 1975, вып. 38.

А.И. Белоусов, И.П. Токарев

ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ С УЧЕТОМ ИНЕРЦИОННОСТИ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ В ДРОССЕЛИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТАХ

В работах, посвященных исследованию динамики гидростатических опор (ГСО) [1], [2], не учитываются инерционные свойства потоков в дросселирующих элементах.

В работе [3] показано, что время переходного процесса дросселирующих элементов t_{cp} может быть велико и учет его вносит существенные погрешности в определение динамических характеристик гидростатических опор. Однако t_{cp} характеризует только длительность пере-