

УДК 621.822.5

В. И. НАЗИН

Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Украина

ВЛИЯНИЕ ДЕМПФИРОВАНИЯ УПРУГОЙ УСТАНОВКИ КОЛЕЦ НА ДИСКЕ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОСТАТОДИНАМИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА СДВОЕННОГО ТИПА

Приведены теоретические зависимости для расчета сдвоенного радиального гидростатодинамического подшипника с упруго установленными кольцами на диске при переменной внешней нагрузке. Выполнено обобщение математической модели подшипника на случай турбулентного течения рабочей жидкости. Получена замкнутая система уравнений для определения динамических характеристик подшипника, доведенная до вида, приспособленного для численной реализации благодаря применению рациональных численных методов. Приведены результаты расчета динамических характеристик гидростатодинамического подшипника при различных значениях коэффициента демпфирования упругой установки колец на диске. Выполнен анализ полученных результатов и показан способ увеличения диапазона устойчивой работы ротора на рассматриваемых подшипниках.

Ключевые слова: гидростатодинамический подшипник, теоретические зависимости, упругая установка, коэффициент демпфирования, устойчивая работа, турбулентное течение, численные методы, анализ результатов.

Введение

Надежность работы машины во многом определяется работоспособностью опор их роторов. Стремление получить как можно меньшие габариты машины приводит к необходимости повышать частоты вращения роторов. При этом растут нагрузки на опоры и возрастают виброперегрузки и виброперемещения. Традиционные конструкции гидростатодинамических подшипников уже не обеспечивают требуемый диапазон устойчивой работы роторов, опирающихся на эти подшипники. Возникает необходимость в разработке новых конструкций гидростатодинамических подшипников, обладающих повышенной демпфирующей способностью и более широким диапазоном устойчивости. Такими подшипниками являются гидростатодинамические подшипники сдвоенного типа. Установка рабочих поверхностей диска на упругое основание позволяет еще более существенно улучшить динамические характеристики подшипника.

Отсутствие информации по расчету и проектированию таких подшипников, а также потребность в их применении делают эти исследования актуальными.

Целью данной работы является разработка математической модели рассматриваемого гидростатодинамического подшипника, получение результатов расчета динамических характеристик подшипника и выполнение анализа полученных результатов расчета.

Конструктивная схема рассматриваемого подшипника приведена в работе [1]. В этом подшипнике несущая способность создается его внешней и двумя внутренними частями. Давление в слое рабочей жидкости создается как за счет подачи смазки под большим давлением, так и за счет вращения или гидродинамических эффектов. Основными динамическими характеристиками таких подшипников являются амплитудно-частотные характеристики, позволяющие исследовать зоны резонанса и границы устойчивой работы ротора на исследуемых подшипниках.

Применительно к втулочным гидростатодинамическим подшипникам в нестационарной постановке решалась задача в работе [2]. Однако в этой работе не учитывалась подвижность рабочих поверхностей и подвод смазки осуществлялся только с одной наружной стороны.

Теоретические зависимости

В основе определения амплитудно-частотных характеристик гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа с упругой установкой рабочих поверхностей диска лежит функция распределения давления в слое рабочей жидкости. Определение этой функции связано с совместным решением уравнений Рейнольдса, баланса расходов и уравнений движения диска с валом и колец, упруго установленных на диске.

Граничными условиями для решения уравне-

ний Рейнольдса являются давления в камерах и перепад давления на сливе из подшипника по его торцам, который принимается равным нулю.

Для определения давлений в камерах запишем систему уравнений, получаемую из баланса расходов рабочей жидкости, в безразмерном виде.

$$(\bar{P}_{k,i})_{n+1} = \bar{a}_{9,i} \sqrt{1 - (\bar{P}_{k,i})_n} + \bar{a}_{11,i} (\bar{P}_{k,i-1})_n + \bar{a}_{12,i} (\bar{P}_{k,i+1})_n + \bar{a}_{10,i}, \quad (1)$$

$$(\bar{P}_{k1,i})_{n+1} = \bar{b}_{9,i} \sqrt{1 - (\bar{P}_{k1,i})_n} + \bar{b}_{11,i} (\bar{P}_{k1,i-1})_n + \bar{b}_{12,i} (\bar{P}_{k1,i+1})_n + \bar{b}_{10,i}. \quad (2)$$

Безразмерные параметры в выражениях (1) и (2) связаны с размерными следующими соотношениями:

$$\begin{aligned} \bar{P}_{k,i} &= \frac{P_{k,i}}{P_{ВХ}}; \bar{a}_{9,i} = \frac{a_{9,i}}{\sqrt{P_{ВХ}}}; \bar{a}_{11,i} = a_{11,i}; \\ \bar{a}_{12,i} &= a_{12,i}; \bar{a}_{10,i} = \frac{a_{10,i}}{P_{ВХ}}; \\ \bar{P}_{k1,i} &= \frac{P_{k1,i}}{P_{ВХ}}; \bar{b}_{9,i} = \frac{b_{9,i}}{\sqrt{P_{ВХ}}}; \bar{b}_{11,i} = b_{11,i}; \\ \bar{b}_{12,i} &= b_{12,i}; \bar{b}_{10,i} = \frac{b_{10,i}}{P_{ВХ}}. \end{aligned}$$

Выражения (1) и (2) записаны в виде, приспособленном для численной реализации. Используя геометрические и рабочие параметры подшипника, а также начальные положения диска с валом внутри подшипника, вычисляем коэффициенты $a_{9,i}, a_{10,i}, a_{11,i}, a_{12,i}$ и $b_{9,i}, b_{10,i}, b_{11,i}, b_{12,i}$. Задавая начальными значениями давлений в камерах $(\bar{P}_{k,i})_1$ и $(\bar{P}_{k1,i})_1$, получаем новые значения давлений на $n+1$ шаге по уравнениям (1) и (2). Итерационный процесс продолжается до тех пор, пока предыдущее и последующее значения давлений в камерах будут меньше заданной точности расчета ε_1 .

Давления на межкамерных перемычках определяем из решения уравнений Рейнольдса, которые получаем из совместного решения уравнений движения вязкой среды и уравнения неразрывности или сплошности.

Если в исходных уравнениях движения отбросить слагаемые порядка $\psi = \delta/R$ (где δ – зазор в подшипнике, а R – его радиус) и выше, то придем к

системе, которая в размерном виде запишется так [3]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial P}{\partial x} &= \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v_x}{\partial y} \right), \quad \frac{\partial P}{\partial y} = 0, \\ \frac{\partial P}{\partial z} &= \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v_z}{\partial y} \right). \end{aligned} \quad (3)$$

Записанная система уравнений носит название уравнений Рейнольдса для смазочного слоя. В этой системе принято постоянство давления по толщине смазочного слоя. Неизменяемость состояния смазки по толщине слоя позволяет проинтегрировать первое и третье уравнения системы (3). Полагая течение смазки изотермическим, коэффициент динамической вязкости μ можно вынести за знак дифференциала и после двойного интегрирования первого и третьего уравнений системы (3) получить выражения для скоростей течения смазки в окружном v_x и осевом v_z направлениях.

$$\begin{aligned} v_x &= \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} y^2 + C_1 \cdot y + D_1, \\ v_z &= \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{\partial P}{\partial z} y^2 + C_2 \cdot y + D_2, \end{aligned}$$

где C_1, D_1 и C_2, D_2 – постоянные интегрирования, определяемые из граничных условий.

Используя прилипание смазки к поверхностям, ограничивающим смазочный слой, граничные условия для скоростей v_x и v_z можно записать в виде:

$$\begin{aligned} \text{при } y = 0 \quad v_x &= 0, \quad v_z = 0, \\ \text{при } y = h \quad v_x &= U, \quad v_z = W, \end{aligned}$$

где U и W – составляющие относительной скорости движущегося элемента трущейся пары в направлениях осей X (окружной) и Z (осевой).

Используя граничные условия, запишем выражения для скоростей течения смазки

$$\begin{aligned} v_x &= \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} y(y-h) + U \frac{y}{h}, \\ v_z &= \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{\partial P}{\partial z} y(y-h) + W \frac{y}{h}. \end{aligned} \quad (4)$$

Запишем уравнение неразрывности или сплошности для несжимаемой смазки

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0. \quad (5)$$

Интегрируя уравнение сплошности (5) по y в пределах толщины слоя, получим:

$$\frac{\partial}{\partial x} \int_0^h v_x dy + \frac{\partial}{\partial z} \int_0^h v_z dy + v_h - v_0 = 0. \quad (6)$$

Обозначим скорости сближения граничных поверхностей вдоль оси, направленной по толщине смазки, через $V - \dot{y}$, где V – скорость перемещения вала с диском, а \dot{y} – скорость перемещения колец на упругом основании диска.

Объемный расход смазки в окружном и осевом направлениях в единицу времени будет равен:

$$\begin{aligned} \int_0^h v_x dy &= \frac{-h^3}{12\mu} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{U \cdot h}{2}, \\ \int_0^h v_z dy &= \frac{-h^3}{12\mu} \cdot \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{W \cdot h}{2}. \end{aligned} \quad (7)$$

После подстановки выражений (7) в уравнение сплошности (6) получим уравнение Рейнольдса для подшипника конечной ширины

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right) = \\ = 6\mu \frac{\partial(U \cdot h)}{\partial x} + 12\mu(V - \dot{y}). \end{aligned} \quad (8)$$

В уравнении (8) принята скорость перемещения вала с диском в осевом направлении $W = 0$.

Обобщим уравнение Рейнольдса (8) на случай турбулентного течения смазки с помощью коэффициентов K_x и K_z .

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{K_x} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{K_z} \cdot \frac{\partial P}{\partial z} \right) = \\ = 6\mu \frac{\partial(U \cdot h)}{\partial x} + 12\mu(V - \dot{y}). \end{aligned} \quad (9)$$

Применительно к гидростатодинамическому подшипнику сдвоенного типа уравнения Рейнольдса будут иметь вид:

а) для наружной части

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_1} \left(\frac{h_1^3}{K_{x1}} \cdot \frac{\partial P_1}{\partial x_1} \right) + \frac{\partial}{\partial z_1} \left(\frac{h_1^3}{K_{z1}} \cdot \frac{\partial P_1}{\partial z_1} \right) = \\ = 6\mu \frac{\partial(U_1 \cdot h_1)}{\partial x_1} + 12\mu(V - \dot{y}_1), \end{aligned} \quad (10)$$

б) для внутренней части

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_2} \left(\frac{h_2^3}{K_{x2}} \cdot \frac{\partial P_2}{\partial x_2} \right) + \frac{\partial}{\partial z_2} \left(\frac{h_2^3}{K_{z2}} \cdot \frac{\partial P_2}{\partial z_2} \right) = \\ = 6\mu \frac{\partial(U_2 \cdot h_2)}{\partial x_2} + 12\mu(V - \dot{y}_3). \end{aligned} \quad (11)$$

В уравнения (10) и (11) входят следующие параметры:

P_1, P_2 – давления на межкамерных перемычках в наружной и внутренней частях подшипника;

X_1, Z_1 и X_2, Z_2 – оси координат для наружной и внутренней частей подшипника;

h_1, h_2 – зазоры в наружной и внутренней частях подшипника;

\dot{y}_1, \dot{y}_3 – скорости перемещения наружного и внутренних колец вдоль оси y ;

μ – динамическая вязкость рабочей жидкости;

U_1, U_2 – окружные скорости вращения наружной и внутренней рабочих поверхностей диска с кольцами;

K_{x1}, K_{z1} и K_{x2}, K_{z2} – коэффициенты турбулентности, определяемые с помощью метода В.Н. Константинеску [4,5].

Выражения для коэффициентов турбулентности имеют вид:

$$\begin{aligned} K_{x1} &= 1 + 0,044 \cdot (\sigma_{*1}^2 \cdot Re_1)^{0,725}, \\ K_{z1} &= 1 + 0,0247 \cdot (\sigma_{*1}^2 \cdot Re_1)^{0,65}, \\ K_{x2} &= 1 + 0,044 \cdot (\sigma_{*2}^2 \cdot Re_2)^{0,725}, \\ K_{z2} &= 1 + 0,0247 \cdot (\sigma_{*2}^2 \cdot Re_2)^{0,65}, \end{aligned}$$

где $\sigma_{*1} = 0,125 \cdot Re_1^{0,07}$ и $\sigma_{*2} = 0,125 \cdot Re_2^{0,07}$;

$$Re_1 = \frac{U_1 \cdot h_1}{\nu} \quad \text{и} \quad Re_2 = \frac{U_2 \cdot h_2}{\nu} \quad \text{– числа Рейнольдса};$$

са;

ν – кинематическая вязкость рабочей жидкости.

Для численного решения уравнений Рейнольдса (10) и (11) применялся метод конечных разностей в сочетании с методом продольно-поперечной прогонки.

Зная давления в камерах и на межкамерных перемычках, определялась грузоподъемность подшипника i_Σ в проекции на ось y и j_Σ в проекции на ось x .

При определении динамических характеристик ротора на гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа использовались нелинейные уравнения движения ротора внутри подшипника [6] и уравнения перемещения колец, установленных на упругом основании.

В безразмерном виде эти уравнения имеют вид:

$$\begin{aligned} \bar{m}(\ddot{\bar{\chi}} - \bar{\chi} \cdot \dot{\beta}_0^2) = & -2\bar{j}_z + \bar{G} \cdot \cos \beta_0 + \\ & + \bar{q} \cos \left(\frac{\bar{t}}{Sh} - \beta_0 + \beta_H \right), \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \bar{m}(\ddot{\bar{\chi}} \cdot \dot{\beta}_0 + 2\dot{\bar{\chi}} \cdot \dot{\beta}_0) = & -2\bar{j}_z - \bar{G} \cdot \sin \beta_0 + \\ & + \bar{q} \sin \left(\frac{\bar{t}}{Sh} - \beta_0 + \beta_H \right), \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m_1 \cdot \ddot{\bar{y}}_1 = & \bar{G}_1 \cdot \cos \beta_0 - i_H - \\ & - C_{ж1} \cdot \bar{y}_1 - C_{д1} \cdot \dot{\bar{y}}_1, \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} m_2 \cdot \ddot{\bar{y}}_2 = & \bar{G}_2 \cdot \cos \beta_0 - j_B - \\ & - C_{ж2} \cdot \bar{y}_2 - C_{д3} \cdot \dot{\bar{y}}_2. \end{aligned} \quad (14)$$

где \bar{G} – безразмерный вес ротора с диском;

\bar{q} – остаточная неуравновешенность ротора;

β_0 – угол положения линии центров диска и подшипника;

$\bar{\chi}$ – эксцентриситет диска с ротором относительно центра подшипника;

\bar{m}_1 и \bar{m}_2 – массы наружного и внутреннего колец;

$C_{ж1}, C_{ж2}$ – коэффициенты жесткости упругих элементов;

$C_{д1}, C_{д2}$ – коэффициенты демпфирования упругих элементов.

Для численной реализации уравнений движения диска с валом (12) и уравнений перемещения колец (13) и (14) использовался многошаговый метод Адамса. Для получения исходной информации использовался одношаговый метод Эйлера.

Результаты расчета характеристик подшипника

Рассчитываемый подшипник имел следующие геометрические и рабочие параметры:

1. Диаметр подшипника наружный $D_1 = 91$ мм.
2. Диаметр подшипника внутренний $D_2 = 75$ мм.
3. Наружный и внутренний радиальный зазор $\delta_{01} = \delta_{02} = 0,07$ мм.

4. Длина подшипника $L = 50$ мм.
5. Диаметр жиклеров $d_{ж1} = d_{ж2} = 2$ мм.
6. Рабочая жидкость – вода при $t = 25^\circ \text{C}$.
7. Вес ротора на одну опору $G = 200$ Н.
8. Остаточная неуравновешенность $q = 10,05 \cdot 10^{-2}$ кг · мм.
9. Вес наружного кольца $G_{к1} = 1,8346$ Н.
10. Вес одного внутреннего кольца $G_{к2} = 0,9173$ Н.

На рис. 1 приведены амплитудно-частотные характеристики ротора на гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа при различных значениях коэффициента демпфирования C_d упругого элемента, на котором установлены наружные и внутренние кольца.

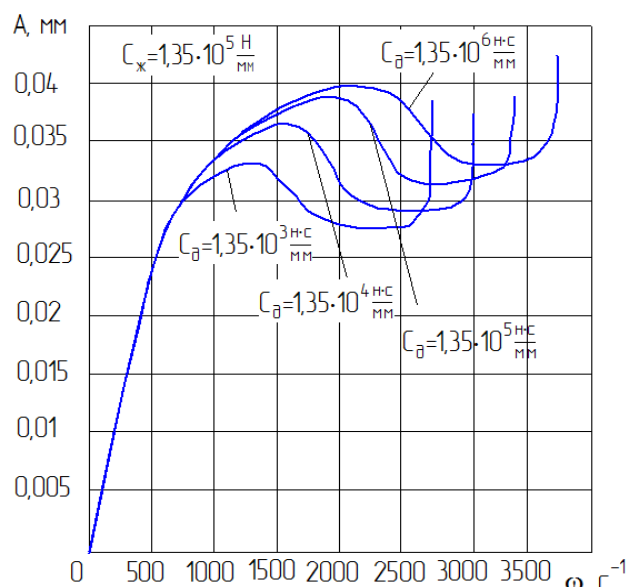


Рис. 1. Амплитудно-частотные характеристики ротора на радиальных гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа при различных значениях коэффициента демпфирования C_d опор колец

Вывод

Полученные результаты расчета (см. рис. 1) показывают, что область резонанса имеет нечетко выраженный характер. С увеличением коэффициента демпфирования C_d резонансная угловая скорость существенно возрастает. При изменении коэффициента демпфирования с $C_d = 1,35 \cdot 10^3$ Н · с/мм по $C_d = 1,35 \cdot 10^6$ Н · с/мм величина резонансной скорости возрастает примерно в 1,8 раза, амплитуды ко-

лебаний также возрастают в области резонанса примерно на 23%.

Диапазон устойчивой работы ротора с увеличением коэффициента демпфирования увеличивается примерно в 1,38 раза.

Результаты расчета показали, что подбором соответствующего упругого элемента можно расширить диапазон устойчивой работы ротора на рассматриваемых подшипниках.

Литература

1. Назин, В. И. Теория гидростатодинамического подшипника двоянного типа с упругой установкой рабочих поверхностей диска [Текст] / В. И. Назин // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2014. – № 7/114. – С. 100-104.

2. Савин, Л. А. Динамика жесткого ротора на подшипниках скольжения, смазываемых криогенной жидкостью [Текст] / Л. А. Савин, О. В. Соломин //

Транспортное и энергетическое машиностроение. – 2004. – № 4. – С. 27-38.

3. Серн. Некоторые направления развития теории смазки Рейнольдса [Текст] / Серн // *Тр. америк. общ. инж.-мех. ASME. Проблемы трения и смазки. Сер. Ф.* – 1987. – № 1. – С. 21-37.

4. Constantinescu, V. N. On turbulent lubrication [Text] / V. N. Constantinescu // *Proceeding of the Institution of mechanical engineers*. – 1959. – Vol. 173, № 38. – P. 881-899.

5. Константинеску, В. Н. Гидродинамическая теория смазки: турбулентность и родственные явления [Текст] / В. Н. Константинеску // *Материалы общей дискуссии на симпозиуме ASME-1973. Тр. америк. общ. инж.-мех. Проблемы трения и смазки. Сер. Ф.* – 1974. – Т. 96, № 1. – С. 198-208.

6. Коровчинский, М. В. Теоретические основы работы подшипников скольжения [Текст] / М. В. Коровчинский. – М. : Машиз, 1969. – 403 с.

Поступила в редакцию 15.09.2015, рассмотрена на редколлегии 14.10.2015

ВПЛИВ ДЕМПФУВАННЯ ПРУЖНОЇ УСТАНОВКИ КІЛЕЦЬ НА ДИСКУ НА ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОСТАТОДИНАМІЧНОГО ПІДШИПНИКА ЗДВОЄНОГО ТИПУ

В. І. Назін

Приведено теоретичні залежності для розрахунку двояного радіального гидростатодинамічного підшипника з пружно встановленими кільцями на диску при змінному зовнішньому навантаженні. Виконано узагальнення математичної моделі підшипника на випадок турбулентної течії робочої рідини. Отримано замкнену систему рівнянь для визначення динамічних характеристик підшипника, яку доведено до вигляду, пристосованого для чисельної реалізації завдяки використанню раціональних чисельних методів. Приведено результати розрахунку динамічних характеристик гидростатодинамічного підшипника при різних значеннях коефіцієнта демпфування пружної установки кілець на диску. Виконано аналіз отриманих результатів і показано спосіб збільшення діапазону стійкої роботи ротора на даних підшипниках.

Ключові слова: гидростатодинамічний підшипник, теоретичні залежності, пружна установка, коефіцієнт демпфування, стійка робота, турбулентна течія, чисельні методи, аналіз результатів.

INFLUENCE OF DAMPING OF RESILIENT SETTING OF RINGS ON DISK ON DYNAMIC DESCRIPTIONS OF HYDROSTATODINAMIC BEARING OF THE DOUBLED TYPE

V. I. Nazin

Theoretical dependences are resulted for the calculation of the doubled radial hydrostatodinamic bearing with the resiliently set rings on a disk at the variable external loading. Generalization of mathematical model of bearing is executed in case of turbulent flow of working liquid. The closed system of equalizations is got for determination of dynamic descriptions of bearing, taken to the kind, adjusted for numeral realization due to application of rational numeral methods. The results of calculation of dynamic descriptions of the hydrostatodinamic bearing are resulted at the different values of coefficient of damping of the resilient setting of rings on a disk. The analysis of the got results is executed and the method of increase of range of steady work of rotor is rotined on the examined bearings.

Keywords: hydrostatodinamic bearing, theoretical dependences, resilient setting, coefficient of damping, steady work, turbulent flow, numeral methods, analysis of results.

Назин Владимир Иосифович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры теоретической механики, машиноведения и роботомеханических систем, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: dekanat@d2.khai.edu.