

Амплитудно-частотные характеристики ротора на радиально-упорных гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа при различных значениях угла конусности

*Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского
«Харьковский авиационный институт»*

Приведены основные математические зависимости, позволяющие определять амплитудно-частотные характеристики ротора на радиально-упорных гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа. Сделано обобщение уравнения Рейнольдса на случай развитого турбулентного течения рабочей жидкости и все теоретические зависимости представлены в безразмерном виде. Применены нелинейные уравнения движения ротора, позволяющие исследовать зоны резонанса и границы неустойчивого движения ротора на рассматриваемых подшипниках. Показано определение функции распределения давления по рабочим поверхностям подшипника наиболее распространенными и эффективными численными методами. Разработан алгоритм определения динамических характеристик подшипника. Приведены результаты расчета амплитудно-частотных характеристик ротора на радиально-упорных гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа при различных значениях угла конусности и выполнен анализ полученных результатов.

Ключевые слова: амплитудно-частотные характеристики, гидростатодинамический подшипник, математические зависимости, турбулентное течение, зоны резонанса, границы неустойчивости, численные методы, алгоритм определения характеристик, результаты расчета, угол конусности, анализ результатов.

Одним из характерных параметров, влияющих на статические и динамические характеристики радиально-упорного гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа, является угол конусности его рабочих поверхностей. С учетом того, что в настоящее время наблюдается тенденция роста скоростей вращения роторов машин, исследование динамических характеристик проектируемых машин становится все более актуальным. Надежность любой машины во многом зависит от работоспособности опор ее роторов. Данная работа посвящена исследованию динамических характеристик ротора на радиально-упорных подшипниках сдвоенного типа при различных значениях угла конусности рабочих поверхностей. В основе определения динамических характеристик ротора на рассматриваемых подшипниках лежит функция распределения давления по рабочим поверхностям подшипника.

Для прохождения динамических характеристик ротора на подшипниках жидкостного трения необходимо совместно решить уравнения Рейнольдса, баланса расходов и уравнений движения ротора.

Рассмотрим определение давлений по рабочим поверхностям подшипника из совместного решения уравнений Рейнольдса и баланса расходов. Подробная теория радиально-упорного гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа приведена в работе [1] и здесь представлена в сокращенном виде.

Запишем баланс расходов рабочей жидкости из условия равенства расходов по контуру i -й камеры для наружной конической и внутренней цилиндрической рабочих поверхностей подшипника:

$$Q_{ex1} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_{V1}, \quad (1)$$

$$Q_{вх2} = Q_{I1} + Q_{I2} + Q_{I3} + Q_{I4} + Q_{V2}, \quad (2)$$

где $Q_{вх1}$ и $Q_{вх2}$ – расходы рабочей жидкости через входных компенсирующие устройства, соответственно для камер, расположенных на наружной и внутренней рабочих поверхностях подшипника.

Для жиклеров эти расходы записываем в следующем виде:

$$Q_{вх1} = \psi_{вх} \pi r_{ж1}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{вх} - P_{кк,i})}, \quad (3)$$

$$Q_{вх2} = \psi_{вх} \pi r_{ж2}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{вх} - P_{кц,i})}, \quad (4)$$

где $\psi_{вх}$ – коэффициент входа, равный 0,62...0,82;

$r_{ж1}$ и $r_{ж2}$ – радиусы жиклеров;

ρ – плотность рабочей жидкости;

$P_{вх}$ – давление рабочей жидкости перед камерой;

$P_{кк,i}$ и $P_{кц,i}$ – давления в i -х камерах, расположенных на наружной и внутренней рабочих поверхностях подшипника.

Расходы по контуру i -й камеры с учетом переносного и градиентного течения рабочей жидкости для наружной конической и внутренней цилиндрической рабочих поверхностей подшипника запишем в следующем виде:

$$Q_1 = -\frac{\omega h_{1,i} (R_{кам2}^2 - R_{кам1}^2)}{4 \sin \alpha} + \frac{h_{1,i}^3 (P_{кк,i} - P_{кк,i-1}) l_{кк} \sin \alpha}{6 \mu (R_{кам1} + R_{кам2}) \Delta \varphi_{пер} (N_{пер} - 1)},$$

$$Q_2 = \frac{\omega h_{1,i} (R_{кам2}^2 - R_{кам1}^2)}{4 \sin \alpha} + \frac{h_{1,i+2}^3 (P_{кк,i} - P_{кк,i+1}) l_{кк} \sin \alpha}{6 \mu (R_{кам1} + R_{кам2}) \Delta \varphi_{пер} (N_{пер} - 1)},$$

$$Q_3 = -\frac{h_{1,i+1}^3 (R_{кк,i} - P_{сл}) R_{кам1} \Delta \varphi_{кам}}{12 \mu l_{нк} \sin \alpha},$$

$$Q_4 = -\frac{h_{1,i+1}^3 (R_{кк,i} - P_{сл}) R_{кам2} \Delta \varphi_{кам}}{12 \mu l_{нк} \sin \alpha},$$

$$Q_{V1} = -\frac{(R_{кам1} + R_{кам2}) \Delta \varphi_{кам} l_{кк} V_m}{2 \sin \alpha},$$

$$Q_{I1} = -\frac{\omega h_{2,i} R_{БК} l_{кц}}{2} + \frac{h_{2,i}^3 (P_{кц,i} - P_{кц,i-1}) l_{кц}}{12 \mu l_{мц}},$$

$$Q_{I2} = \frac{\omega h_{2,i+2} R_{БК} l_{кц}}{2} + \frac{h_{2,i+2}^3 (P_{кц,i} - P_{кц,i+1}) l_{кц}}{12 \mu l_{мц}},$$

$$Q_{13} = Q_{14} = -\frac{h_{2,i+1}^3 (R_{кц,i} - P_{сл}) b_{кц}}{12 \mu l_{мц}},$$

$$Q_{V2} = b_{кц} l_{кц} V_m,$$

где α – угол конусности наружной поверхности подшипника;

$R_{кам1}$ и $R_{кам2}$ – радиусы подшипника в начале камеры и в ее конце;

$\Delta \varphi_{пер}$ – угловой шаг сетки на перемычках между камерами в окружном направлении;

$N_{пер}$ – число узлов сетки на межкамерной перемычке;

$\Delta \varphi_{кам}$ – угловой размер камеры в окружном направлении;

$h_{1,i}$ и $h_{2,i}$ – текущие зазоры в подшипнике, соответственно на наружной и внутренней рабочих поверхностях;

μ – динамическая вязкость рабочей жидкости;

ω – угловая скорость вращения вала с диском;

$R_{БК}$ – радиус внутренней рабочей поверхности подшипника;

$l_{кк}$ и $l_{кц}$ – размеры камер наружной конической и внутренней цилиндрической поверхностей подшипника;

$l_{мк}$ и $l_{мц}$ – длины межкамерных перемычек на наружной и внутренней рабочих поверхностях подшипника;

$l_{нк}$ и $l_{нц}$ – длины торцевых перемычек на наружной и внутренней рабочих поверхностях подшипника;

$P_{сл}$ – давление рабочей жидкости на сливе из подшипника;

$b_{кк}$ и $b_{кц}$ – ширина камер на конической и цилиндрической частях подшипника;

Q_{V1} и Q_{V2} – расходы рабочей жидкости, обусловленные движением вала с диском вдоль линии центров диска и подшипника;

V_m – скорость движения вала с диском вдоль линии центров диска и подшипника.

После подстановки выражений для расходов в уравнения баланса расходов (1) и (2) запишем зависимости для определения давлений в i -й камере, приспособленные для численной реализации:

$$(P_{кк,i})_{n+1} = a_{10,i} \sqrt{P_{вх} - (P_{кк,i})_n} - a_{12,i} (P_{кк,i-1})_n - a_{13,i} (P_{кк,i+1})_n - a_{11,i}, \quad (5)$$

$$(P_{кц,i})_{n+1} = b_{9,i} \sqrt{P_{вх} - (P_{кц,i})_n} - b_{11,i} (P_{кц,i-1})_n - b_{12,i} (P_{кц,i+1})_n - b_{10,i}, \quad (6)$$

где $a_{10,i}$, $a_{11,i}$, $a_{12,i}$, $a_{13,i}$ и $b_{9,i}$, $b_{10,i}$, $b_{11,i}$, $b_{12,i}$ – постоянные коэффициенты в процессе итерации.

Запишем выражения (5) и (6) в безразмерном виде, обозначив безразмерные параметры с чертой сверху:

$$\left(\bar{P}_{кк,i}\right)_{n+1} = \bar{a}_{10,i} \sqrt{P_{вх} - \left(\bar{P}_{кк,i}\right)_n} - \bar{a}_{12,i} \left(\bar{P}_{кк,i-1}\right)_n - \bar{a}_{13,i} \left(\bar{P}_{кк,i+1}\right)_n - \bar{a}_{11,i}, \quad (7)$$

$$\left(\bar{P}_{кц,i}\right)_{n+1} = \bar{b}_{9,i} \sqrt{P_{вх} - \left(\bar{P}_{кц,i}\right)_n} - \bar{b}_{11,i} \left(\bar{P}_{кц,i-1}\right)_n - \bar{b}_{12,i} \left(\bar{P}_{кц,i+1}\right)_n - \bar{b}_{10,i}. \quad (8)$$

Безразмерные параметры в выражениях (7) и (8) связаны с размерными следующими соотношениями:

$$\bar{a}_{10,i} = a_{10,i} / \sqrt{P_{вх}}; \quad \bar{a}_{12,i} = a_{12,i}; \quad \bar{a}_{13,i} = a_{13,i}; \quad \bar{a}_{11,i} = a_{11,i} / P_{вх};$$

$$\bar{b}_{9,i} = b_{9,i} / \sqrt{P_{вх}}; \quad \bar{b}_{11,i} = b_{11,i}; \quad \bar{b}_{12,i} = b_{12,i}; \quad \bar{b}_{10,i} = b_{10,i} / P_{вх}.$$

Задавая начальными значениями давлений в камерах $\left(\bar{P}_{кк,i}\right)_n$ и $\left(\bar{P}_{кц,i}\right)_n$, получим новые значения давлений на $(n+1)$ шаге по уравнениям (7) и (8). Итерационный процесс продолжается до тех пор, пока предыдущее и последующее значения давлений в камерах будут меньше заданной точности решения (ε_1) , т.е.

$$\left| \left(\bar{P}_{кк,i}\right)_{n+1} - \left(\bar{P}_{кк,i}\right)_n \right| \leq \varepsilon_1,$$

$$\left| \left(\bar{P}_{кц,i}\right)_{n+1} - \left(\bar{P}_{кц,i}\right)_n \right| \leq \varepsilon_1.$$

Для определения давлений на межкамерных перемычках с учетом общепринятых в гидродинамической теории смазки допущений, запишем уравнения Рейнольдса для наружной конической и внутренней цилиндрической рабочих поверхностей подшипника:

$$\frac{\partial}{\partial x_1} \left(\frac{h_1^3}{k_{x1}} \frac{\partial P_1}{\partial x_1} \right) + \frac{\partial}{\partial z_1} \left(\frac{h_1^3}{k_{z1}} \frac{\partial P_1}{\partial z_1} \right) = 6\mu \frac{\partial(U_1 h_1)}{\partial x_1} + 12\mu V + \rho \omega^2 R_{cp} \sin \alpha \frac{\partial}{\partial z_1} \left(\frac{h_1^3}{k_{z1}} \right)_1, \quad (9)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_2} \left(\frac{h_2^3}{k_{x2}} \frac{\partial P_2}{\partial x_2} \right) + \frac{\partial}{\partial z_2} \left(\frac{h_2^3}{k_{z2}} \frac{\partial P_2}{\partial z_2} \right) = 6\mu \frac{\partial(U_2 h_2)}{\partial x_2} + 12\mu V. \quad (10)$$

В уравнении Рейнольдса (9), записанном для наружной конической поверхности подшипника, введено слагаемое $\rho \omega^2 R_{cp} \sin \alpha \frac{\partial}{\partial z_1} \left(\frac{h_1^3}{k_{z1}} \right)_1$, учитывающее влияние центробежных сил инерции, как это делается в работе [2].

Уравнения Рейнольдса (9) и (10) обобщены на случай турбулентного течения смазки с помощью коэффициентов k_{x1} , k_{z1} и k_{x2} , k_{z2} . Выражения для коэффициентов турбулентности в соответствии с методом В. Н. Константиныку имеют вид

$$k_{x1} = 1 + 0.044 \left(\sigma_{*1}^2 Re_1 \right)^{0.725},$$

$$k_{z1} = 1 + 0.0247 \left(\sigma_{*1}^2 Re_1 \right)^{0.65},$$

$$k_{x2} = 1 + 0.044 \left(\sigma_{*2}^2 Re_2 \right)^{0.725},$$

$$k_{z2} = 1 + 0.0247 \left(\sigma_{*2}^2 Re_2 \right)^{0.65},$$
(11)

где $\sigma_{*1} = 0.125 Re_1^{0.07}$; $\sigma_{*2} = 0.125 Re_2^{0.07}$;

Re_1 и Re_2 – числа Рейнольдса.

В уравнения Рейнольдса (9) и (10) также входят:

$x_1 z_1$ и $x_2 z_2$ – оси координат;

P_1 и P_2 – давления на наружной и внутренней межкамерных рабочих поверхностях подшипника;

μ – динамическая вязкость рабочей жидкости;

ρ – плотность рабочей жидкости;

ω – угловая скорость вращения вала с диском;

$R_{cp} = (R_{кам1} + R_{кам2})/2$ – средний радиус наружной конической поверхности подшипника;

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

U_1 и U_2 – окружные скорости наружной и внутренней рабочих поверхностей диска;

V – скорость сближения диска с валом и подшипника.

Запишем выражения (9) и (10) в безразмерном виде, обозначив безразмерные параметры с чертой сверху:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi_1} \left(\frac{\bar{h}_1^3}{k_{x1}} \frac{\partial \bar{P}_1}{\partial \varphi_1} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}_1} \left(\frac{\bar{h}_1^3}{k_{z1}} \frac{\partial \bar{P}_1}{\partial \bar{z}_1} \right) = \Omega_1 \frac{\partial (\bar{U}_1 \bar{h}_1)}{\partial \varphi_1} + \Omega_{y\delta} \sin \alpha \frac{\partial}{\partial \bar{z}_1} \left(\frac{\bar{h}_1^3}{k_{z1}} \right) + \Omega I_1 \bar{V}, \quad (12)$$

$$\frac{\partial}{\partial \varphi_2} \left(\frac{\bar{h}_2^3}{k_{x2}} \frac{\partial \bar{P}_2}{\partial \varphi_2} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}_2} \left(\frac{\bar{h}_2^3}{k_{z2}} \frac{\partial \bar{P}_2}{\partial \bar{z}_2} \right) = \Omega_2 \frac{\partial (\bar{U}_2 \bar{h}_2)}{\partial \varphi_2} + \Omega_2 \bar{V}. \quad (13)$$

Безразмерные параметры в выражениях (12) и (13) связаны с размерными следующими соотношениями:

$$\bar{h}_1 = h_1 / \delta_{01}; \quad \bar{h}_2 = h_2 / \delta_{02}; \quad \varphi_1 = x_1 / R_{cp}; \quad \varphi_2 = x_2 / R_{D2}$$

$$\bar{z}_1 = z_1 / R_{cp}; \quad \bar{z}_2 = z_2 / R_{D2}; \quad \bar{P}_1 = P_1 / P_{ex}; \quad \bar{P}_2 = P_2 / P_{ex};$$

$$\Omega_1 = \frac{6 \mu \omega R_{cp}^2}{\delta_{01}^2 P_{ex}}; \quad \Omega_{y\delta} = \frac{\rho \omega^2 R_{cp}^2}{\delta_{01}^2 P_{ex}}; \quad \Omega I_2 = \frac{12 \mu R_{cp}^2}{\delta_{01}^2 P_{ex} T};$$

$$\Omega_2 = \frac{6 \mu \omega R_{D2}^2}{\delta_{02}^2 P_{ex}}; \quad \Omega_2 \bar{V} = \frac{12 \mu R_{D2}^2}{\delta_{02}^2 P_{ex} T}; \quad T = 2\pi / \omega.$$

Для решения уравнений Рейнольдса (12) и (13) применяем метод конечных разностей в сочетании с методом прогонки. Решение задачи в методе прогонки ищем в виде

$$P_i = \alpha_1 P_{i+1} + \beta_1, \quad (14)$$

где $i = 2, 3, \dots, N - 1$ - номера узлов сетки;

α_l, β_l - коэффициенты прогонки, определяемые по следующим формулам:

$$\alpha_l = -\frac{A_l}{B_l + C_l \alpha_{l-1}}; \beta_l = \frac{F_l - C_l \beta_{l-1}}{B_l + C_l \alpha_{l-1}}. \quad (15)$$

Подробно метод прогонки изложен в работе [3].

Зная давления в камерах и узлах межкамерных перемычек, можно определить грузоподъемность подшипника. Суммарную грузоподъемность обеих рабочих поверхностей подшипника (наружной и внутренней) в проекциях на линию центров диска и подшипника i_Σ и направление, ей перпендикулярное, j_Σ запишем в следующем виде:

$$\begin{aligned} i_\Sigma &= i_H + i_B, \\ j_\Sigma &= j_H + j_B, \end{aligned} \quad (16)$$

где i_H и j_H - составляющие грузоподъемности для наружной рабочей поверхности;

i_B и j_B - составляющие грузоподъемности для внутренней рабочей поверхности.

Амплитудно-частотные характеристики ротора на радиально-упорных гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа определяем из решения нелинейных уравнений движения жесткого одномассового ротора. Рассмотрим уравнения движения диска внутри подшипника под действием сил веса, неуравновешенности и гидродинамических сил. Они имеют следующий вид [4].

$$\begin{aligned} \frac{G}{g} (\ddot{e} - e \dot{\beta}_0^2) - 2i_\Sigma + G \cos \beta_0 + q \omega^2 \cos(\omega t - \beta_0 - \beta_H), \\ \frac{G}{g} (e \ddot{\beta}_0 + 2 \dot{\beta}_0 \dot{e}) = -2j_\Sigma - G \sin \beta_0 + q \omega^2 \sin(\omega t - \beta_0 - \beta_H), \end{aligned} \quad (17)$$

где $G = mg$ - вес тела с диском; g - ускорение свободного падения; m - масса вала с диском; e - эксцентриситет диска в подшипнике; β_0 - угол положения диска в подшипнике; q - дисбаланс вала; ω - угловая скорость вращения диска с валом; β_H - положение оси отсчета углов.

Уравнения (17) записаны в проекциях на подвижные оси, вращающиеся с угловой скоростью $\dot{\beta}_0$ вместе с линией центров диска и подшипника. Запишем уравнения (17) в безразмерном виде, обозначив безразмерные параметры с чертой сверху:

$$\begin{aligned} \bar{m} \left(\ddot{\bar{x}} - \bar{x} \dot{\bar{\beta}}_0^2 \right) = -2\bar{i}_\Sigma + \bar{G} \cos \beta_0 + \bar{q} \cos \left(\frac{\bar{t}}{Sh} - \beta_0 + \beta_H \right), \\ \bar{m} \left(\bar{x} \ddot{\bar{\beta}}_0 + 2\dot{\bar{x}} \dot{\bar{\beta}}_0 \right) = -2\bar{j}_\Sigma - \bar{G} \sin \beta_0 + \bar{q} \sin \left(\frac{\bar{t}}{Sh} - \beta_0 + \beta_H \right). \end{aligned} \quad (18)$$

Безразмерные параметры в выражениях (18) связаны с размерными следующими соотношениями:

$$\bar{m} = \frac{m\delta_{02}}{P_{\text{вх}}R_{\text{ср}}^2T^2}; \quad \bar{G} = \frac{mg}{P_{\text{вх}}R_{\text{ср}}^2}; \quad \bar{q} = \frac{q\omega^2}{P_{\text{вх}}R_{\text{ср}}^2}; \quad \bar{i}_{\Sigma} = \frac{i_{\Sigma}}{P_{\text{вх}}R_{\text{ср}}^2}; \quad \bar{j}_{\Sigma} = \frac{j_{\Sigma}}{P_{\text{вх}}R_{\text{ср}}^2}; \quad \bar{t} = \frac{t}{T};$$

$$Sh = \frac{1}{\omega t}; \quad \bar{x} = \frac{e}{\delta_{02}}.$$

Для численной реализации уравнений движения диска в подшипнике (18) применяется наиболее рациональный при решении подобных задач многошаговый метод Адамса. Этот метод основан на замене искомого решения некоторым числом членов его разложения в ряд Тейлора.

Запишем выражение для метода Адамса четвертого порядка точности

$$y_{n+1} = y_n + \frac{h_1}{24}(55f_n - 59f_{n-1} + 37f_{n-2} - 9f_{n-3}). \quad (19)$$

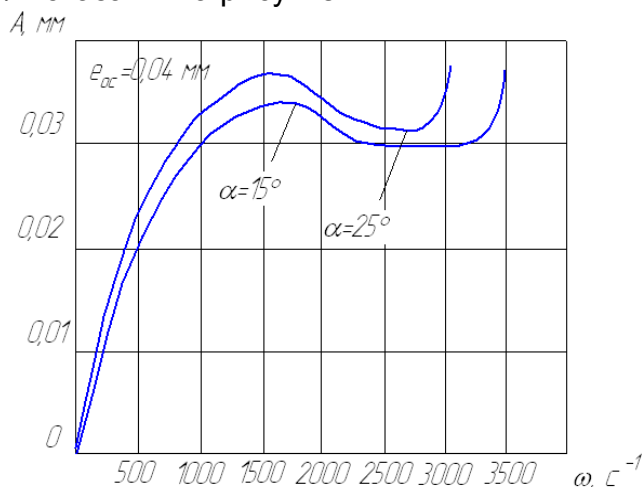
Из выражения (19) видно, что для реализации метода Адамса четвертого порядка точности необходимо иметь информацию о четырех предыдущих точках. Для получения исходной информации использовали одношаговый метод Эйлера.

Алгоритм определения амплитудно-частотных характеристик ротора на рассматриваемых подшипниках заключается в задании начальных значений координат и скоростей диска и вычислении гидродинамических сил \bar{i}_{Σ} и \bar{j}_{Σ} , действующих на диск. Трижды применив одношаговый метод Эйлера, получим исходную информацию для многошагового метода Адамса. Решая уравнения движения, определяем новые координаты и скорости центра диска. Расчет продолжается до получения повторяющихся траекторий диска.

Рассмотрим результаты расчета амплитудно-частотных характеристик сдвоенного радиально-упорного гидростатодинамического подшипника, имеющего следующие параметры:

1. Минимальный диаметр наружной конической части подшипника $D_{IH} = 116,65$ м.
2. Средний диаметр наружной конической части подшипника $D_{Icp} = 120$ мм.
3. Максимальный диаметр конической части подшипника $D_{IK} = 123,35$ мм.
4. Диаметр внутренней цилиндрической части подшипника $D_2 = 100$ мм.
5. Радиальный зазор в наружной и внутренней частях подшипника $\delta_{01} = \delta_{02} = 0,07$ мм.
6. Диаметр жиклеров в камерах наружной и внутренней частях подшипника $d_{ж1} = d_{ж2} = 2$ мм.
7. Длина половины подшипника (осевая) $L_{\Pi} = 25$ мм.
8. Длина двух осевых частей подшипника $L_{\Sigma} = 2L_{\Pi} = 50$ мм.
9. Коэффициент входа $\psi_{\text{вх}} = 0,62$.
10. Рабочая жидкость – вода при температуре 47°C .
11. Нагрузка от ротора на одну опору $G = 200$ Н.
12. Дисбаланс ротора $q = 10,05 \cdot 10^{-2}$ кг·мм.

Результаты расчета амплитудно-частотных характеристик ротора на рассматриваемых подшипниках при различных значениях угла конусности наружной части подшипника α показаны на рисунке.



Амплитудно-частотные характеристики ротора на радиально-упорных гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа при различных значениях угла конусности α

Из полученных результатов видно, что с увеличением угла конусности наружной рабочей поверхности подшипника резонансная скорость и амплитуды колебаний в области резонанса изменяются незначительно. Однако диапазон устойчивой работы ротора на рассматриваемых подшипниках с увеличением угла конусности уменьшается. При увеличении угла конусности с $\alpha = 15^\circ$ до $\alpha = 25^\circ$ диапазон устойчивой работы уменьшается примерно в 1,17 раза.

Приведенные результаты расчета показывают, что изменение угла конусности наружной рабочей поверхности подшипника не только изменяет соотношение радиальной и осевой нагрузок, но и оказывает влияние на диапазон устойчивой работы подшипника. Поэтому угол конусности нужно назначать в каждом конкретном случае в зависимости от условий работы и характера нагружения индивидуально.

Список литературы

1. Назин, В.Н. Математическая модель сдвоенного радиально-упорного гидростатодинамического подшипника [Текст] / В. Н. Назин // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – №9/106. – С. 127-133.
2. Торубара, А.М. К расчету конических гидростатических подшипников [Текст] / А. М. Торубара // Математические методы анализа динамических систем. – Х., 1981. – Вып. 5. – С. 127–130.
3. Назин, В.Н. Радиальный гидростатодинамический подшипник повышенной несущей способности [Текст] / В.Н. Назин // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – №8(95). – С. 94–100.
4. Коровчинский, М.В. Теоретические основы работы подшипников скольжения [Текст] / М. В. Коровчинский. – М.: Машгиз, 1969. – 403 с.

Поступила в редакцию 25.06.2015

Амплітудно-частотні характеристики ротора на радіально-упорних гідростатодинамічних підшипниках здвоєного типу при різних значеннях кута конусності

Наведено основні математичні залежності, що дозволяють визначати амплітудно-частотні характеристики ротора на радіально-упорних гідростатичних підшипниках здвоєного типу. Зроблено узагальнення рівняння Рейнольдса на випадок розвиненої турбулентної течії робочої рідини і всі теоретичні залежності подано в безрозмірному вигляді. Застосовано нелінійні рівняння руху ротора, що дозволяє досліджувати зони резонансу і межі нестійкого руху ротора на розглянутих підшипниках. Показано визначення функції розподілу тиску по робочих поверхнях підшипника найбільш поширеними і ефективними числовими методами. Розроблено алгоритм визначення динамічних характеристик підшипника. Наведено результати розрахунку амплітудно-частотних характеристик ротора на радіально-упорних гідростатодинамічних підшипниках здвоєного типу при різних значеннях кута конусності і виконано аналіз отриманих результатів.

Ключові слова: амплітудно-частотні характеристики, гідростатодинамічний підшипник, математичні залежності, турбулентна течія, зони резонансу, межі нестійкості, числові методи, алгоритм визначення характеристик, результати розрахунку, кут конусності, аналіз результатів.

The amplitude-frequency characteristics of the rotor angular contact bearings gidrostatodynamic dual type different angles of taper

The main mathematical relations, allowing to determine the amplitude-frequency characteristics of the rotor angular contact bearings gidrostatodynamic double type. Made generalization Reynolds equation in case of developed turbulent flow of the working fluid, and all the theoretical dependence presented in dimensionless form. Applied nonlinear equations of motion of the rotor, allowing to explore the area and boundaries neustoychivoschivogo resonance motion of the rotor on bearings under consideration. Displaying definition of the pressure distribution on the bearing surfaces the most common and effective numerical methods. An algorithm for determining the dynamic characteristics of the bearing. The results of the calculation of the amplitude-frequency characteristics of the rotor angular contact bearings gidrostatodynamic double type at different angles of taper and the analysis of the results.

Keywords: the amplitude-frequency characteristics, gidrostatodynamic bearing mathematical relationships, turbulent flow zone resonance instability boundary, numerical methods, characterization algorithm, the calculation results, the taper angle, the analysis results.