

УДК 621.822.5

В. И. НАЗИН

*Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Украина***СРАВНЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СДВОЕННЫХ И ОДИНАРНЫХ ГИДРОСТАТОДИНАМИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ**

Приведена математическая модель, позволяющая определять динамические характеристики сдвоенных и одинарных гидростатодинамических подшипников. Рассмотрены численные методы решения математических зависимостей, и эти зависимости приведены к виду, приспособленному для численной реализации. Рассмотрен алгоритм получения динамических характеристик исследуемого подшипника. Представлены результаты расчета амплитудно-частотных характеристик ротора на сдвоенных и одинарных гидростатодинамических подшипниках. Проанализированы резонансные зоны и границы устойчивости сдвоенных и одинарных подшипников и выполнено их сравнение по динамическим характеристикам. Показано преимущество по динамическим характеристикам сдвоенных гидростатодинамических подшипников по сравнению с одинарными.

Ключевые слова: гидростатодинамический подшипник, динамические характеристики, математическая модель, амплитудно-частотные характеристики, численные методы, резонансные зоны, границы устойчивости.

Введение

Тенденция роста скоростей вращения роторов современных машин, связанная с желанием получить как можно больше мощности при малых габаритах, приводит к росту виброперегрузок и виброперемещений. Вопросы виброустойчивости машин становятся все более актуальными. В этих условиях возникает необходимость совершенствовать конструкции существующих спорных узлов либо разрабатывать новые более виброустойчивые конструкции опор. В данной работе предлагается новая конструкция гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа, обладающая повышенной демпфирующей способностью и позволяющая расширить диапазон устойчивой работы ротора на этих подшипниках. Анализ резонансных зон и границ устойчивой работы ротора проводился по амплитудно-частотным характеристикам, представляющим зависимость амплитуд колебаний ротора от его угловой скорости.

Для определения амплитудно-частотных характеристик ротора необходимо знать функцию распределения давления в слое рабочей жидкости. Функция распределения давления определяется из совместного решения уравнений Рейнольдса и баланса расходов. В данной работе рассматривается радиальный гидростатодинамический подшипник сдвоенного типа при нестационарной внешней нагрузке. Его подробная теория приведена в работе [1]. Из уравнений баланса рабочей жидкости запи-

шем выражения для определения давлений в i -й камере, приспособленные для численной реализации [1].

$$(P_{k,i})_{n+1} = a_{9i} \sqrt{P_{Bx} - (P_{k,i})_n} + a_{11i} (P_{k,i-1})_n + a_{12i} (P_{k,i+1})_n + a_{10i}, \quad (1)$$

$$(P_{k1,i})_{n+1} = b_{9i} \sqrt{P_{Bx} - (P_{k1,i})_n} + b_{11i} (P_{k1,i-1})_n + b_{12i} (P_{k1,i+1})_n + b_{10i}, \quad (2)$$

где $P_{k,i}$ и $P_{k1,i}$ – давления в камерах на наружной и внутренней частях подшипника; P_{Bx} – давление на входе в камеры от насоса перед жиклером, установленным непосредственно на входе в камеры; $a_{9i}, a_{10i}, a_{11i}, a_{12i}$ и $b_{9i}, b_{10i}, b_{11i}, b_{12i}$ – коэффициенты, являющиеся постоянными величинами для заданной геометрии подшипника и остаются постоянными в процессе итерации.

Запишем выражения (1) и (2) в безразмерном виде, обозначив безразмерные параметры с чертой сверху.

$$(\bar{P}_{k,i})_{n+1} = \bar{a}_{9i} \sqrt{1 - (\bar{P}_{k,i})_n} + \bar{a}_{11i} (\bar{P}_{k,i-1})_n + \bar{a}_{12i} (\bar{P}_{k,i+1})_n + \bar{a}_{10i}, \quad (3)$$

$$(\bar{P}_{k1,i})_{n+1} = \bar{b}_{9i} \sqrt{1 - (\bar{P}_{k1,i})_n} + \bar{b}_{11i} (\bar{P}_{k1,i-1})_n + \bar{b}_{12i} (\bar{P}_{k1,i+1})_n + \bar{b}_{10i}. \quad (4)$$

Безразмерные параметры в выражениях (3) и (4) связаны с размерными следующими соотношениями:

$$\begin{aligned}\bar{a}_{9i} &= a_{9i} / \sqrt{P_{\text{ВХ}}}; \bar{a}_{11i} = a_{11i}; \bar{a}_{12i} = a_{12i}; \\ \bar{a}_{10i} &= a_{10i} / P_{\text{ВХ}}; \\ \bar{b}_{9i} &= a_{9i} / \sqrt{P_{\text{ВХ}}}; \bar{b}_{11i} = b_{11i}; \bar{b}_{12i} = b_{12i}; \\ \bar{b}_{10i} &= \bar{b}_{10i} / P_{\text{ВХ}}.\end{aligned}$$

Задаваясь начальными значениями давлений в камерах $(\bar{P}_{k,i})_n$ и $(\bar{P}_{k1,i})_n$ получаем новые значения давлений на $n+1$ шаге по уравнениям (3) и (4). Итерационный процесс продолжается до тех пор, пока предыдущее и последующее значения давлений в камерах будут меньше заданной точности решения (ε_1), т.е.

$$\begin{aligned}(\bar{P}_{k,i})_{n+1} - (\bar{P}_{k,i})_n &\leq \varepsilon_1, \\ (\bar{P}_{k1,i})_{n+1} - (\bar{P}_{k1,i})_n &\leq \varepsilon_1.\end{aligned}$$

Для определения функции изменения давления на межкамерных перемычках используются уравнения Рейнольдса. Запишем уравнения Рейнольдса для наружной и внутренней частей подшипника с учетом общепринятых в гидродинамической теории допущений в безразмерном виде

$$\begin{aligned}\frac{\partial}{\partial \varphi_1} \left(\frac{\bar{h}_1^3}{K_{x1}} \frac{\partial \bar{P}_1}{\partial \varphi_1} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}_1} \left(\frac{\bar{h}_1^3}{K_{z1}} \frac{\partial \bar{P}_1}{\partial \bar{z}_1} \right) = \\ = \Omega_1 \frac{\partial (\bar{U}_1 \cdot \bar{h}_1)}{\partial \varphi_1} + \Omega_1 \cdot \bar{V},\end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial}{\partial \varphi_2} \left(\frac{\bar{h}_2^3}{K_{x2}} \frac{\partial \bar{P}_2}{\partial \varphi_2} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}_2} \left(\frac{\bar{h}_2^3}{K_{z2}} \frac{\partial \bar{P}_2}{\partial \bar{z}_2} \right) = \\ = \Omega_2 \frac{\partial (\bar{U}_2 \cdot \bar{h}_2)}{\partial \varphi_2} + \Omega_2 \cdot \bar{V}.\end{aligned} \quad (6)$$

Безразмерные параметры в выражениях (5) и (6) связаны с размерными следующими соотношениями:

$$\begin{aligned}\bar{x}_1 &= e / \delta_{01}; \bar{x}_2 = e / \delta_{02}; \bar{h}_1 = \\ &= h_1 / \delta_{01}; \bar{h}_2 = h_2 / \delta_{02}; \varphi_1 = X_1 / R_{D1}; \\ \varphi_2 &= X_2 / R_{D2}; \bar{z}_1 = Z_1 / R_{D1}; \bar{z}_2 = \\ &= Z_2 / R_{D2}; \bar{P}_1 = P_1 / P_{\text{ВХ}}; \bar{P}_2 = P_2 / P_{\text{ВХ}}; \\ \Omega_1 &= \frac{6\mu \cdot \omega \cdot R_{D1}^2}{\delta_{01}^2 \cdot P_{\text{ВХ}}}; \Omega_2 = \frac{6\mu \cdot \omega \cdot R_{D2}^2}{\delta_{02}^2 \cdot P_{\text{ВХ}}}; \\ \Omega_{11} &= \frac{12\mu \cdot R_{D1}^2}{\delta_{01}^2 \cdot P_{\text{ВХ}} \cdot T}; \Omega_{22} = \frac{12\mu \cdot R_{D2}^2}{\delta_{02}^2 \cdot P_{\text{ВХ}} \cdot T},\end{aligned}$$

где e – эксцентриситет в подшипнике;

δ_{01} и δ_{02} – радиальные зазоры в наружной и внутренней частях подшипника;

h_1 и h_2 – текущие значения зазоров в наружной и внутренней частях подшипника при эксцентричном расположении центров подшипника и диска;

X_1 и X_2 – окружные координаты для наружной и внутренней частей подшипника;

R_{D1} и R_{D2} – радиусы наружной и внутренней частей диска;

Z_1 и Z_2 – осевые координаты для внутренней и наружной частей подшипника;

P_1 и P_2 – текущие значения давлений в слое рабочей жидкости при концентричном расположении центров подшипника и диска;

$P_{\text{ВХ}}$ – давление питания рабочей жидкости перед входом в камеру;

μ – динамическая вязкость рабочей жидкости;

T – период колебания центра диска за один его оборот;

ω – угловая скорость вращения диска;

$K_{x1}, K_{x2}, K_{z1}, K_{z2}$ – коэффициенты турбулентности течения рабочей жидкости.

Коэффициенты турбулентности в соответствии с методом В. Н. Константиnescу [2, 3] вычисляем по следующим зависимостям:

$$K_{x1} = 1 + 0,044 \cdot (\sigma_{*1}^2 \cdot Re_1)^{0,725},$$

$$K_{z1} = 1 + 0,0247 \cdot (\sigma_{*1}^2 \cdot Re_1)^{0,65},$$

$$K_{x2} = 1 + 0,044 \cdot (\sigma_{*2}^2 \cdot Re_2)^{0,725},$$

$$K_{z2} = 1 + 0,0247 \cdot (\sigma_{*2}^2 \cdot Re_2)^{0,65},$$

$$\sigma_{*1} = 0,125 \cdot Re_1^{0,07},$$

$$\sigma_{*2} = 0,125 \cdot Re_2^{0,07},$$

где Re_1 и Re_2 – числа Рейнольдса.

При решении уравнений Рейнольдса (5) и (6) использовался метод конечных разностей в сочетании с методом продольно-поперечной прогонки.

Зная давления в камерах и узлах межкамерных перемычек, можно определить грузоподъемность подшипника, суммируя грузоподъемности отдельных его составляющих на каждой из частей подшипника, а затем суммируя грузоподъемности обеих частей подшипника.

Запишем суммарную грузоподъемность обеих рабочих поверхностей подшипника в проекциях на линию центров диска и подшипника \bar{J}_{Σ} и направление ей перпендикулярное \bar{J}_{Σ} в безразмерном виде

$$\begin{aligned}\bar{I}_{\Sigma} &= \bar{I}_H + \bar{I}_B, \\ \bar{J}_{\Sigma} &= \bar{J}_H + \bar{J}_B.\end{aligned} \quad (7)$$

Безразмерные параметры в уравнениях (7) связаны с размерными следующими соотношениями:

$$\begin{aligned} \bar{i}_H &= i_H / (P_{вх} \cdot R_{D1}^2); \bar{j}_H = j_H / (P_{вх} \cdot R_{D1}^2); \\ \bar{i}_B &= i_B / (P_{вх} \cdot R_{D2}^2); \bar{j}_B = j_B / (P_{вх} \cdot R_{D2}^2). \end{aligned}$$

Для анализа резонансных зон и границ неустойчивого движения ротора в данной работе использовались его амплитудно-частотные характеристики. Построение амплитудно-частотных характеристик ротора на рассматриваемых подшипниках осуществлялось на основании решения нелинейных уравнений движения ротора внутри гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа [4, 5].

Запишем уравнения движения ротора в безразмерном виде

$$\begin{aligned} \bar{m}(\ddot{\chi} - \dot{\chi} \cdot \dot{\beta}_0^2) &= -2\bar{i}_\Sigma + \bar{G} \cdot \cos \beta_0 + \\ &+ \bar{q} \cos \left(\frac{\bar{t}}{Sh} - \beta_0 + \beta_H \right), \\ \bar{m}(\ddot{\chi} \cdot \dot{\beta}_0 + 2\dot{\chi} \cdot \dot{\beta}_0) &= -2\bar{j}_\Sigma - \bar{G} \cdot \sin \beta_0 + \\ &+ \bar{q} \sin \left(\frac{\bar{t}}{Sh} - \beta_0 + \beta_H \right). \end{aligned} \quad (8)$$

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

$$\begin{aligned} \bar{m} &= \frac{m \cdot \delta_{01}}{P_{вх} \cdot R_{D1} \cdot T^2}; \bar{i}_\Sigma = \frac{i_\Sigma}{P_{вх} R_{D1}^2}; \bar{j}_\Sigma = \frac{j_\Sigma}{P_{вх} R_{D1}^2}; \\ \bar{q} &= \frac{q\omega^2}{P_{вх} \cdot R_{D1}^2}; \bar{G} = \frac{mg}{P_{вх} \cdot R_{D1}^2}; \bar{t} = \frac{t}{T}; Sh = \frac{l}{\omega t}, \end{aligned}$$

где $G = mg$ – вес ротора с дисками; g – ускорение свободного падения; i_Σ и j_Σ – гидродинамические силы, записанные в проекциях на линию центров диска и подшипника и направление ей перпендикулярное; q – остаточная неуровненность ротора; ω – угловая скорость вращения диска с валом; β_H – положение оси отсчета углов.

Для решения уравнений движения ротора (8) использовался многошаговый метод Адамса. Рассчитываемый подшипник имел следующие исходные данные:

1. Диаметр подшипника наружный $D_1 = 120$ мм.
2. Диаметр подшипника внутренний $D_2 = 100$ мм.
3. Диаметр диска наружный $D_{д1} = 119,86$ мм.
4. Диаметр диска внутренний $D_{д2} = 100,14$ мм.
5. Наружный и внутренний радиальный зазор $\delta_{01} = \delta_{02} = 0,07$ мм.
6. Диаметр жиклера $d_{ж1} = d_{ж2} = 2$ мм.
7. Длина камер $l_{k1} = l_{k2} = 15$ мм.

8. Ширина камер $b_{k1} = b_{k2} = 5$ мм.
9. Длина межкамерной перемычки наружной части подшипника $l_{mk1} = 89,249$ мм.
10. Длина межкамерной перемычки внутренней части подшипника $l_{mk2} = 73,54$ мм.
11. Длина перемычек торцов камер $l_{п1} = l_{п2} = 5$ мм.
12. Длина половины подшипника $L_{п} = 25$ мм.
13. Общая длина подшипника $L_\Sigma = 50$ мм.
14. Коэффициент входа $\psi_{вх} = 0,62$.

15. Рабочая жидкость – вода при $t = 47^\circ\text{C}$ имеет следующие характеристики:

- а) плотность $\rho = 0,989 \cdot 10^{-6}$ кг / мм³;
- б) динамическая вязкость $\mu = 5,817 \cdot 10^{-10}$ Н · с / мм²;
- в) кинематическая вязкость $\nu = 5,882 \cdot 10^{-4}$ мм² / с.

На рис. 1 приведены результаты расчета амплитудно-частотных характеристик ротора на одинарных втулочных и сдвоенных гидростатодинамических подшипниках.

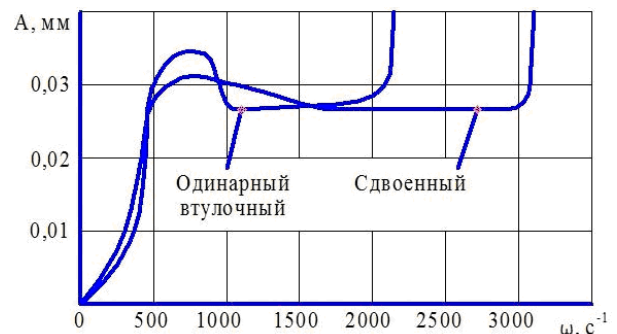


Рис. 1. Амплитудно-частотные характеристики ротора на одинарных втулочных и сдвоенных гидростатодинамических подшипниках для веса ротора $G_p = 500$ Н и неуровненности $q = 0,1$ кг · мм

Из приведенных результатов видно, что область резонанса у сдвоенного гидростатодинамического подшипника имеет более размытый (нечетко выраженный) характер и диапазон его устойчивой работы примерно в 1,41 раза больше в сравнении с обычным одинарным гидростатодинамическим подшипником. Следовательно, гидростатодинамические подшипники сдвоенного типа могут быть использованы для высокоскоростных роторов машин.

Литература

1. Назин, В. И. Теория сдвоенного радиального гидростатодинамического подшипника при нестационарной внешней нагрузке [Текст] / В. И. Назин // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2013. – № 8/105. – С. 160-166.

2. Константиnescу, В. Н. Анализ работы подшипников в турбулентном режиме [Текст] / В. Н. Константиnescу // *Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер. Д. Техническая механика*. – 1962. – Т. 24, № 1. – С. 168-180.

3. Константиnescу, В. Н. Гидродинамическая теория смазки: турбулентность и родственные явления [Текст] / В. Н. Константиnescу // *Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер. Ф. Проблемы трения и смазки*. – 1974. – Т. 96, № 1. – С. 198-208.

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

5. Токарь, И. Я. Проектирование и расчет опор трения [Текст]: моногр. / И. Я. Токарь. – М.: Машиностроение, 1972. – 167 с.

Поступила в редакцию 5.06.2015, рассмотрена на редколлегии 22.06.2015

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры С. В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

ПОРІВНЯННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗДВОЄНИХ І ОДИНАРНИХ ГІДРОСТАТОДИНАМІЧНИХ ПІДШИПНИКІВ

В. І. Назін

Приведено математичну модель, що дозволяє визначати динамічні характеристики здвоєних і одинарних гідростатодинамічних підшипників. Розглянуто чисельні методи вирішення математичних залежностей, і ці залежності приведено до вигляду, пристосованого для чисельної реалізації. Розглянуто алгоритм здобуття динамічних характеристик досліджуваного підшипника. Представлено результати розрахунку амплітудно-частотних характеристик ротора здвоєного й одинарного гідростатодинамічних підшипників. Проаналізовано резонансні зони й межі стійкості здвоєних і одинарних підшипників та виконано їх порівняння за динамічними характеристиками. Показано перевагу за динамічними характеристиками здвоєних гідростатодинамічних підшипників у порівнянні з одинарними.

Ключові слова: гідростатодинамічний підшипник, динамічні характеристики, математична модель, амплітудно-частотні характеристики, чисельні методи, резонансні зони, межі стійкості.

COMPARISON OF DYNAMIC DESCRIPTIONS OF THE DOUBLED AND SINGLE HYDROSTATODINAMIC BEARINGS

V. I. Nazin

A mathematical model, allowing to determine dynamic descriptions of the doubled and single hydrostatodinamic bearings, is resulted. The numeral methods of decision of mathematical dependences and these dependences are considered resulted to the kind, to adjusted for numeral realization. The algorithm of receipt of dynamic descriptions of the probed bearing is considered. The results of calculation of gain-frequency characteristics of rotor are presented doubled and single hydrostatodinamic bearings. Resonance areas and scopes of stability of the doubled and single bearings are analysed and their comparison is executed on dynamic descriptions. Advantage on dynamic descriptions of the doubled hydrostatodinamic bearings is rotined as compared to single.

Keywords: hydrostatodinamic bearing, dynamic descriptions, mathematical model, gain-frequency characteristics, numeral methods, resonance areas, scopes of stability.

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