

УДК 621.822.5

В. И. НАЗИН*Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Украина***ВЛИЯНИЕ РЕЖИМА ТЕЧЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОСТАТОДИНАМИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ СДВОЕННОГО ТИПА**

Приведена математическая модель, позволяющая определять динамические характеристики гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа с учетом режима течения рабочей жидкости. Проанализированы некоторые методики учета турбулентности течения рабочей жидкости и выбран наиболее широко применяемый метод. Применены нелинейные уравнения движения ротора внутри подшипника, которые дают возможность анализировать зоны резонанса и границы устойчивости движения ротора на подшипниках сдвоенного типа. Использованы наиболее эффективные численные методы при численной реализации математической модели. Выполнен сравнительный анализ амплитудно-частотных характеристик ротора при ламинарном и турбулентном течении рабочей жидкости.

Ключевые слова: гидростатодинамический подшипник, математическая модель, динамические характеристики, ламинарное и турбулентное течение, амплитудно-частотные характеристики.

На работоспособность гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа оказывают влияние большое количество факторов. Одним из них является режим течения рабочей жидкости. Результаты расчетов и опытов, полученные исследователями гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа, показали, что при существующих зазорах и частотах вращения роторов велика вероятность наличия в этих подшипниках развитого турбулентного течения рабочей жидкости. При турбулентном режиме течения рабочей жидкости возрастает грузоподъемность подшипника, и увеличиваются потери мощности на трение. С ростом скоростей вращения роторов возникает необходимость учета режима течения рабочей жидкости при определении динамических характеристик опоры. Решение такой задачи представляет научный и практический интерес. В настоящей работе режим турбулентного течения рабочей жидкости в щелевом тракте подшипника учитывается с помощью специальных коэффициентов. Анализ различных методик, описывающих режим турбулентного течения рабочей жидкости показал, что наиболее удобным и широко применяемым является метод В.Н. Константеску, основанный на гипотезе Л. Прандтля о пути перемешивания.

Математическая модель, учитывающая режим течения рабочей жидкости, разработана для радиального гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа. В основе определения динамических характеристик ротора на рассматриваемых подшипниках лежит функция распределения давле-

ния в слое рабочей жидкости. Для получения динамических характеристик системы «вал-подшипник» необходимо совместно решить уравнения Рейнольдса, баланса расходов и уравнения движения диска с валом внутри подшипника.

Давления в камерах определяются из уравнения баланса расходов. Схема рассматриваемого подшипника приведена в работе [1]. Баланс расходов записывается из условия равенства расходов через входные компенсирующие устройства (жиклеры) и расходов по контуру i -й камеры. Запишем баланс расходов для наружной и внутренней рабочих поверхностей подшипника.

$$Q_{\text{вх}1} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_{\text{в}1}, \quad (1)$$

$$Q_{\text{вх}2} = Q_{11} + Q_{12} + Q_{13} + Q_{14} + Q_{\text{в}2}, \quad (2)$$

где $Q_{\text{вх}1}$ и $Q_{\text{вх}2}$ - расходы через входные компенсирующие устройства, соответственно для камер на наружной и внутренней рабочих поверхностях подшипника. Для жиклеров эти расходы записываются в следующем виде:

$$Q_{\text{вх}1} = \varphi_{\text{вх}} \pi r_{\text{ж}1}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{\text{вх}} - P_{\text{к}1,i})}, \quad (3)$$

$$Q_{\text{вх}2} = \varphi_{\text{вх}} \pi r_{\text{ж}2}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{\text{вх}} - P_{\text{к}2,i})}, \quad (4)$$

где $\varphi_{\text{вх}}$ - коэффициент входа, равный 0,62...0,82;

$r_{\text{ж}1}$ и $r_{\text{ж}2}$ - радиусы жиклеров на наружной и внутренней рабочих поверхностях подшипника;

$P_{\text{вх}}$ - давление питания от насоса;

ρ - плотность рабочей жидкости;

$P_{k1,i}$ и $P_{k2,i}$ - давление в i -х камерах, расположенных на наружной и внутренней рабочих поверхностях подшипника.

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

$$\begin{aligned} Q_1 &= -\frac{\omega R_1 h_{1,i} l_{k1}}{2} + \frac{h_{1,i}^3 (P_{k1,i} - P_{k1,i-1}) l_{k1}}{12\mu l_{mk1} K_{x11}}, \\ Q_2 &= \frac{\omega R_1 h_{1,i+2} l_{k1}}{2} + \frac{h_{1,i+2}^3 (P_{k1,i} - P_{k1,i+1}) l_{k1}}{12\mu l_{mk1} K_{x12}}, \\ Q_3 &= Q_4 = \frac{h_{1,i+1}^3 (P_{k1,i} - P_{сл}) b_{k1}}{12\mu l_{П1} K_{z1}}, \\ Q_{V1} &= b_{k1} l_{k1} V_m, \\ Q_{11} &= -\frac{\omega R_2 h_{2,i} l_{k2}}{2} + \frac{h_{2,i}^3 (P_{k2,i} - P_{k2,i-1}) l_{k2}}{12\mu l_{mk2} K_{x21}}, \\ Q_{12} &= \frac{\omega R_2 h_{2,i+2} l_{k2}}{2} + \frac{h_{2,i+2}^3 (P_{k2,i} - P_{k2,i+1}) l_{k2}}{12\mu l_{mk2} K_{x22}}, \\ Q_{13} &= Q_{14} = \frac{h_{2,i+1}^3 (P_{k2,i} - P_{сл}) b_{k2}}{12\mu l_{П2} K_{z2}}, \\ Q_{V2} &= b_{k2} l_{k2} V_m, \end{aligned} \quad (5)$$

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

μ - динамическая вязкость рабочей жидкости;

ω - угловая скорость вращения ротора;

R_1 и R_2 - радиусы наружной и внутренней рабочих поверхностей подшипника;

l_{k1} и l_{k2} - длина камер наружной и внутренней поверхностей подшипника;

$l_{П1}$ и $l_{П2}$ - длина торцевых перемычек камер;

l_{mk1} и l_{mk2} - длина межкамерных перемычек подшипника;

$P_{сл}$ - давление рабочей жидкости на сливе;

b_{k1} и b_{k2} - ширина камер;

Q_{V1} и Q_{V2} - расходы рабочей жидкости, обусловленные движением ротора;

V_m - скорость движения ротора вдоль линии центров диска с ротором и подшипника;

K_{x11} , K_{x12} , K_{z1} , K_{x21} , K_{x22} , K_{z2} - коэффициенты турбулентности.

Коэффициенты турбулентности определяются по методу В. Н. Константинеску [2]. В соответствие с этим методом их определяют следующим образом:

$$K_{x11} = 1 + 0,044 \left(\sigma_{*11}^2 Re_{11} \right)^{0,725},$$

$$K_{x12} = 1 + 0,044 \left(\sigma_{*12}^2 Re_{12} \right)^{0,725},$$

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

$$K_{x21} = 1 + 0,044 \left(\sigma_{*21}^2 Re_{21} \right)^{0,725},$$

$$K_{x22} = 1 + 0,044 \left(\sigma_{*22}^2 Re_{22} \right)^{0,725},$$

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

где

$$\sigma_{*11} = 0,125 Re_{11}^{0,07}; \sigma_{*12} = 0,125 Re_{12}^{0,07};$$

$$\sigma_{*1} = 0,125 Re_1^{0,07}; \sigma_{*21} = 0,125 Re_{21}^{0,07};$$

$$\sigma_{*22} = 0,125 Re_{22}^{0,07}; \sigma_{*2} = 0,125 Re_2^{0,07};$$

$$Re_{11} = \frac{u_1 h_{1,i}}{v}; \quad Re_{12} = \frac{u_1 h_{1,i+2}}{v}; \quad Re_1 = \frac{u_1 h_{1,i+1}}{v};$$

$$Re_{21} = \frac{u_2 h_{2,i}}{v}; \quad Re_{22} = \frac{u_2 h_{2,i+2}}{v}; \quad Re_2 = \frac{u_2 h_{2,i+1}}{v} -$$

числа Рейнольдса;

$u_1 = \omega R_{д1}$ и $u_2 = \omega R_{д2}$ - окружные скорости;

$R_{д1}$ и $R_{д2}$ - радиусы диска (наружный и внутренний);

v - кинематическая вязкость рабочей жидкости.

Подставляя выражения (3), (4), (5) в уравнения (1) и (2), запишем систему уравнений для определения давлений в камерах в безразмерном виде:

$$\begin{aligned} (\bar{P}_{k1,i})_{n+1} &= \bar{a}_{9,i} \sqrt{1 - (\bar{P}_{k1,i})_n} + \bar{a}_{11,i} (\bar{P}_{k1,i-1})_n + \\ &+ \bar{a}_{12,i} (\bar{P}_{k1,i+1})_n + \bar{a}_{10,i}, \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} (\bar{P}_{k2,i})_{n+1} &= \bar{b}_{9,i} \sqrt{1 - (\bar{P}_{k2,i})_n} + \bar{b}_{11,i} (\bar{P}_{k2,i-1})_n + \\ &+ \bar{b}_{12,i} (\bar{P}_{k2,i+1})_n + \bar{b}_{10,i}. \end{aligned} \quad (8)$$

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

$$\overline{P_{k1,i}} = \frac{P_{k1,i}}{P_{BX}}; \quad \overline{a_{9i}} = \frac{a_{9,i}}{\sqrt{P_{BX}}}; \quad \overline{a_{9i}} = \frac{a_{9,i}}{\sqrt{P_{BX}}};$$

$$\overline{a_{11,i}} = a_{11,i}; \quad \overline{a_{12,i}} = a_{12,i}; \quad \overline{a_{10,i}} = \frac{a_{10,i}}{P_{BX}};$$

$$\overline{P_{k2,i}} = \frac{P_{k2,i}}{P_{BX}}; \quad \overline{b_{9i}} = \frac{b_{9,i}}{\sqrt{P_{BX}}};$$

$$\overline{b_{11,i}} = b_{11,i}; \quad \overline{b_{12,i}} = b_{12,i}; \quad \overline{b_{10,i}} = \frac{b_{10,i}}{P_{BX}}.$$

Коэффициенты: $\overline{a_{9,i}}$; $\overline{a_{11,i}}$; $\overline{a_{12,i}}$; $\overline{a_{10,i}}$; $\overline{b_{9,i}}$; $\overline{b_{11,i}}$;

$\overline{b_{12,i}}$; $\overline{b_{10,i}}$, входящие в уравнения (7) и (8) в процессе итерации остаются постоянными.

Для определения функции изменения давления на межкамерных перемычках, запишем уравнения Рейнольдса для наружной и внутренней рабочих поверхностей подшипника, обобщенные на случай турбулентного течения рабочей жидкости.

$$\frac{\partial}{\partial x_1} \left(\frac{h_1^3}{k_{x1}} \frac{\partial P_1}{\partial x_1} \right) + \frac{\partial}{\partial z_1} \left(\frac{h_1^3}{k_{z1}} \frac{\partial P_1}{\partial z_1} \right) = 6\mu \frac{\partial(u_1 h_1)}{\partial x_1} + 12\mu V, \quad (9)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_2} \left(\frac{h_2^3}{k_{x2}} \frac{\partial P_2}{\partial x_2} \right) + \frac{\partial}{\partial z_2} \left(\frac{h_2^3}{k_{z2}} \frac{\partial P_2}{\partial z_2} \right) = 6\mu \frac{\partial(u_2 h_2)}{\partial x_2} + 12\mu V, \quad (10)$$

где x_1, z_1 и x_2, z_2 - окружные и осевые координаты в подшипнике;

h_1 и h_2 - зазоры в наружной и внутренней частях подшипника;

P_1 и P_2 - текущие значения давлений на межкамерных перемычках наружной и внутренней частей подшипника;

u_1 и u_2 - окружные скорости наружной и внутренней рабочих частей диска, установленного на роторе;

V - скорость сближения диска с ротором и подшипника;

k_{x1} , k_{z1} , и k_{x2} , k_{z2} - коэффициенты турбулентности, определяемые по методу В.Н. Константинычу.

$$k_{x1} = 1 + 0,044 \left(\sigma_{*1}^2 Re_1 \right)^{0,725};$$

$$k_{z1} = 1 + 0,0247 \left(\sigma_{*2}^2 Re_2 \right)^{0,65};$$

$$k_{x2} = 1 + 0,044 \left(\sigma_{*12}^2 Re_{12} \right)^{0,725};$$

$$k_{z2} = 1 + 0,0247 \left(\sigma_{*22}^2 Re_{22} \right)^{0,65};$$

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

$$\sigma_{*12} = 0,125 Re_{12}^{0,07}; \quad \sigma_{*22} = 0,125 Re_{22}^{0,07};$$

Re_1 , Re_2 , Re_{12} , Re_{22} - числа Рейнольдса.

Зная давления в камерах и на межкамерных перемычках, можно определить грузоподъемность подшипника. Полученные гидродинамические силы используются при решении уравнений движения диска внутри подшипника [3]. Запишем уравнения движения ротора в безразмерном виде

$$\overline{m} \left(\ddot{\bar{x}} - \ddot{\bar{x}} \beta_0^2 \right) = -2 \overline{j}_\Sigma + \overline{G} \cos \beta_0 + \overline{q} \cos \left(\frac{\bar{t}}{Sh} - \beta_0 + \beta_H \right),$$

$$\overline{m} \left(\ddot{\bar{x}} \beta_0 - 2 \ddot{\bar{x}} \beta_0 \right) = -2 \overline{j}_\Sigma -$$

$$- \overline{G} \sin \beta_0 + \overline{q} \sin \left(\frac{\bar{t}}{Sh} - \beta_0 + \beta_H \right).$$

Безразмерные параметры в выражениях (11) связаны с размерными следующими соотношениями:

$$\overline{m} = \frac{m \delta_{01}}{P_{вх} R_{д1} T^2}; \quad \overline{i}_\Sigma = \frac{i_\Sigma}{P_{вх} R_{д1}^2}; \quad \overline{j}_\Sigma = \frac{j_\Sigma}{P_{вх} R_{д1}^2};$$

$$\overline{q} = \frac{q \omega^2}{P_{вх} R_{д1}^2}; \quad \overline{G} = \frac{mg}{P_{вх} R_{д1}^2}; \quad \overline{t} = \frac{t}{T}; \quad sh = \frac{1}{\omega t}; \quad x = \frac{e}{\delta_{01}},$$

где $G = mg$ - вес ротора с диском;

g - ускорение свободного падения;

e - эксцентриситет в подшипнике;

i_Σ и j_Σ - гидродинамические силы в проекциях

на линию центров диска и подшипника и направление перпендикулярное ей;

q - остаточная неуравновешенность ротора;

ω - угловая скорость вращения диска с ротором;

β_H - положение оси отсчета углов.

Приведенная математическая модель позволяет определить амплитудно-частотные характеристики ротора на гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа при различных режимах течения рабочей жидкости.

Исходные данные при расчете динамических характеристик были следующие:

1. Диаметр подшипника наружный $D_1 = 91$ мм.
2. Диаметр подшипника внутренний $D_2 = 83$ мм.
3. Диаметр диска наружный $D_{д1} = 90,86$ мм.
4. Диаметр диска внутренний $D_{д2} = 83,14$ мм.
5. Наружный и внутренний радиальный зазор $\delta_{01} = \delta_{02} = 0,07$ мм.
6. Диаметр жиклера $d_{ж1} = d_{ж2} = 2$ мм.
7. Число камер суммарное на наружной и внутренней рабочих поверхностях подшипника $k = 16$.
8. Осевая длина подшипника $l_\Sigma = 50$ мм.
9. Рабочая жидкость - вода при $t = 40^\circ\text{C}$.

На рис. 1 приведены результаты расчета амплитудно-частотных характеристик ротора на гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа при ламинарном и турбулентном течении рабочей жидкости.

Из полученных результатов видно, что при турбулентном режиме течения рабочей жидкости резонанс наступает при более высоких частотах вращения, нежели при ламинарном режиме течения

рабочей жидкости. Амплитуды колебаний также больше в области резонанса при турбулентном течении рабочей жидкости в сравнении с ламинарным течением. Важным выводом из полученных результатов является тот факт, что турбулентный режим течения рабочей жидкости расширяет диапазон устойчивой работы ротора на гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа.

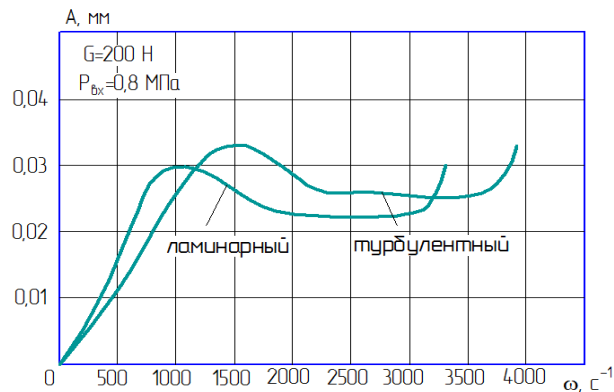


Рис. 1. Амплитудно-частотные характеристики ротора на гидростатодинамических подшипниках сдвоенного типа при различных режимах течения рабочей жидкости

Если при ламинарном течении рабочей жидкости потеря устойчивости движения ротора наступает примерно при угловой скорости $\omega_{уст} = 3250 \text{ с}^{-1}$, то при турбулентном течении рабочей жидкости потеря устойчивости движения ротора наступает при угловой скорости $\omega_{уст} = 3900 \text{ с}^{-1}$, т.е. диапазон устойчивой работы при турбулентном течении рабочей жидкости больше, примерно на 20%, в сравнении с ламинарным течением рабочей жидкости.

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. Constantinescu, V. N. On turbulent lubrication [Text] / V. N. Constantinescu // *Proceeding of the Institution of mechanical engineers*. – 1959. – Vol. 173, № 38. – P. 881-899.
3. Коровчинский, М. В. Теоретические основы работы подшипников скольжения [Текст] / М. В. Коровчинский. – М.: Машизд, 1969. – 403 с.

Поступила в редакцию 22.04.2015, рассмотрена на редколлегии 15.05.2015

ВПЛИВ РЕЖИМУ ТЕЧІЇ РОБОЧОЇ РІДИНИ НА ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОСТАТОДИНАМІЧНИХ ПІДШИПНИКІВ ЗДВОЄНОГО ТИПУ

В. І. Назін

Наведено математичну модель, що дозволяє визначати динамічні характеристики гідростатодинамічних підшипників здвоєного типу з урахуванням режиму течії робочої рідини. Проаналізовано деякі методи обліку турбулентності течії робочої рідини та обрано найбільш широко вживаний метод. Застосовано нелінійні рівняння руху ротора усередині підшипника, які дають можливість аналізувати зони резонансу і межі стійкості руху ротора на підшипниках здвоєного типу. Використано найбільш ефективні чисельні методи при чисельній реалізації математичної моделі. Виконано порівняльний аналіз амплітудно-частотних характеристик ротора при ламинарному і турбулентному плині робочої рідини.

Ключові слова: гідростатодинамічний підшипник, математична модель, динамічні характеристики, ламинарна і турбулентна течія, амплітудно-частотні характеристики.

INFLUENCE OF FLUID FLOW REGIME ON DYNAMIC CHARACTERISTICS OF BEARING HYDROSTATICDYNAMIC TWIN-TYPE

V. I. Nazin

A mathematical model allowing to determine the dynamic characteristics of the double bearing type hydrostaticdynamic with the working fluid flow regime. We analyze some techniques turbulence flow of the working fluid and selected the most widely used method. Applied nonlinear equations of motion of the rotor inside the bearing which gives the opportunity to analyze resonance zone and the stability boundary movement of the rotor on bearings tandem type. Use the most efficient numerical methods for the numerical realization of mathematical model. A comparative analysis of the characteristics of the rotor amplitude-frequency in laminar and turbulent flow of the working fluid.

Keywords: hydrostaticdynamic bearing, mathematical model, dynamic performance, laminar and turbulent flow, the amplitude-frequency characteristics.

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.