

УДК 621.822.5

В. И. НАЗИН

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

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ НА СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СДВОЕННОГО РАДИАЛЬНОГО ГИДРОСТАТОДИНАМИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА

Приведены математические зависимости для определения несущей способности, расхода рабочей жидкости и потерь мощности на трение гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа. Выполнено обобщение математической модели на случай турбулентного течения рабочей жидкости. Получена замкнутая система уравнений, доведенная до вида приспособленного для численной реализации. Применены наиболее распространенные и рациональные численные методы. Разработан алгоритм определения статических характеристик гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа и приведены результаты расчета по этому алгоритму. Выполнен анализ полученных результатов и приведены выводы по проведенному теоретическому исследованию.

Ключевые слова: математические зависимости, гидростатодинамический подшипник, несущая способность, турбулентное течение, численные методы, статические характеристики, анализ результатов.

Введение

Ресурс работы машин зависит от многих факторов, одним из которых является надежная работа опор их роторов. В качестве опор роторов широко применяются подшипники жидкостного трения. Разновидностью этих подшипников являются гидростатодинамические подшипники сдвоенного типа.

Опоры роторов мощных турбогенераторов атомных станций работают с большим тепловыделением, так как потери мощности на трение в них составляют десятки киловатт. Большое тепловыделение в опорах роторов приводит к увеличению температуры рабочей жидкости и существенно изменяет характеристики подшипника.

Отсутствие информации по влиянию тепловыделения на работоспособность гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа делает эти исследования актуальными.

Целью данной работы является оценка влияния температуры рабочей жидкости на статические характеристики гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа и выполнение анализа полученных результатов расчета.

Конструктивная схема рассматриваемого радиального гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа приведена в работе [1]. В сдвоенном подшипнике несущая способность создается его внешней и двумя внутренними частями. При работе подшипника имеют место как гидростатические, так и гидродинамические эффекты. Основными статическими ха-

рактеристиками таких подшипников являются несущая способность, расход рабочей жидкости и потери мощности на трение и прокачку.

Теоретические зависимости

В основе определения статических характеристик радиального гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа лежит функция распределения давления в слое рабочей жидкости. Определение этой функции связано с совместным решением уравнений Рейнольдса и баланса расходов рабочей жидкости. Уравнения баланса расходов запишем из условия равенства расходов по контуру i -й камеры и расхода через входные компенсирующие устройства для наружной и внутренней рабочих поверхностей подшипника:

$$\begin{aligned} Q_{\text{вх}1} &= Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4; \\ Q_{\text{вх}2} &= Q_{11} + Q_{12} + Q_{13} + Q_{14}, \end{aligned} \quad (1)$$

где $Q_{\text{вх}1}$ и $Q_{\text{вх}2}$ – расходы через входные компенсирующие устройства для камер на наружной и внутренней поверхностях подшипника.

При записи выражений для расходов $Q_{\text{вх}1}$ и $Q_{\text{вх}2}$ воспользуемся известной формулой гидравлики [2]. Для жиклеров расходы $Q_{\text{вх}1}$ и $Q_{\text{вх}2}$ запишем в следующем виде:

$$\begin{aligned} Q_{\text{вх}1} &= \psi_{\text{вх}} \cdot \pi \cdot r_{\text{ж}1}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{\text{вх}} - P_{\text{к}1,i})}; \\ Q_{\text{вх}2} &= \psi_{\text{вх}} \cdot \pi \cdot r_{\text{ж}2}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{\text{вх}} - P_{\text{к}2,i})}, \end{aligned} \quad (2)$$

где $\psi_{\text{вх}}$ – коэффициент входа, равный 0,62...0,82 [3];

$r_{\text{ж1}}$ и $r_{\text{ж2}}$ – радиусы жиклеров, установленных на входе в камеры;

ρ – плотность рабочей жидкости;

$P_{\text{вх}}$ – давление питания от насоса на входе в камеру перед жиклерами;

$P_{\text{к1},i}$ и $P_{\text{к2},i}$ – давления в i -х камерах, расположенных на наружной и внутренней поверхностях подшипника.

$$Q_1 = -\frac{\omega \cdot R_1 \cdot h_{1,i} \cdot l_{\text{к1}}}{2} + \frac{h_{1,i}^3 (P_{\text{к1},i} - P_{\text{к1},i-1}) \cdot l_{\text{к1}}}{12\mu \cdot l_{\text{mk1}} \cdot k_{\text{x1},i}};$$

$$Q_2 = \frac{\omega \cdot R_1 \cdot h_{1,i+2} \cdot l_{\text{к1}}}{2} + \frac{h_{1,i+2}^3 (P_{\text{к1},i} - P_{\text{к1},i+1}) \cdot l_{\text{к1}}}{12\mu \cdot l_{\text{mk1}} \cdot k_{\text{x1},i}};$$

$$Q_3 = Q_4 = \frac{h_{1,i+1}^3 (P_{\text{к1},i} - P_{\text{сл}}) \cdot b_{\text{к1}}}{12\mu \cdot l_{\text{n1}} \cdot k_{\text{z1},i}};$$

$$Q_{11} = -\frac{\omega \cdot R_2 \cdot h_{2,i} \cdot l_{\text{к2}}}{2} + \frac{h_{2,i}^3 (P_{\text{к2},i} - P_{\text{к2},i-1}) \cdot l_{\text{к2}}}{12\mu \cdot l_{\text{mk2}} \cdot k_{\text{x2},i}};$$

$$Q_{12} = \frac{\omega \cdot R_2 \cdot h_{2,i+2} \cdot l_{\text{к2}}}{2} + \frac{h_{2,i+2}^3 (P_{\text{к2},i} - P_{\text{к2},i+1}) \cdot l_{\text{к2}}}{12\mu \cdot l_{\text{mk2}} \cdot k_{\text{x2},i}};$$

$$Q_{13} = Q_{14} = \frac{h_{2,i+1}^3 (P_{\text{к2},i} - P_{\text{сл}}) \cdot b_{\text{к2}}}{12\mu \cdot l_2 \cdot k_{\text{z2},i}};$$

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

μ – динамическая вязкость рабочей жидкости;

ω – угловая скорость вращения диска с валом;

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

$l_{\text{к1}}$ и $l_{\text{к2}}$ – длина камер на наружной и внутренней поверхностях подшипника;

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

$b_{\text{к1}}$ и $b_{\text{к2}}$ – ширина камер на наружной и внутренней рабочих поверхностях подшипника;

$P_{\text{сл}}$ – перепад давления на сливе подшипника;

$k_{\text{x1},i}$, $k_{\text{x2},i}$, $k_{\text{z1},i}$, $k_{\text{z2},i}$ – коэффициенты турбулентности, определяемые по методу В.Н.Константинеску [4].

Записанные выражения для расходов рабочей жидкости подставляем в исходные выражения (1) и получаем уравнения для определения давлений в камерах, которые представим в виде, приспособленном для численной реализации:

$$(P_{\text{к1},i})_{n+1} = a_{9,i} \sqrt{P_{\text{вх}} - (P_{\text{к1},i})_n} + a_{11,i} (P_{\text{к1},i-1})_n + a_{12,i} (P_{\text{к1},i+1})_n + a_{10,i}; \quad (3)$$

$$(P_{\text{к2},i})_{n+1} = b_{9,i} \sqrt{P_{\text{вх}} - (P_{\text{к2},i})_n} + b_{11,i} (P_{\text{к2},i-1})_n + b_{12,i} (P_{\text{к2},i+1})_n + b_{10,i}. \quad (3)$$

Коэффициенты $a_{9,i}$, $a_{11,i}$, $a_{12,i}$, $a_{10,i}$, $b_{9,i}$, $b_{11,i}$, $b_{12,i}$, $b_{10,i}$ в процессе итерации остаются постоянными.

Итерационный процесс продолжается до получения заданной точности.

Для определения давлений на межкамерных перемычках запишем уравнения Рейнольдса для наружной и внутренней частей подшипника, обобщенные на случай турбулентного течения рабочей жидкости:

$$\frac{\partial}{\partial x_1} \left(\frac{h_1^3}{k_{\text{x1}}} \frac{\partial P_1}{\partial x_1} \right) + \frac{\partial}{\partial z_1} \left(\frac{h_1^3}{k_{\text{z1}}} \frac{\partial P_1}{\partial z_1} \right) = 6\mu \frac{\partial (U_1 h_1)}{\partial x_1};$$

$$\frac{\partial}{\partial x_2} \left(\frac{h_2^3}{k_{\text{x2}}} \frac{\partial P_2}{\partial x_2} \right) + \frac{\partial}{\partial z_2} \left(\frac{h_2^3}{k_{\text{z2}}} \frac{\partial P_2}{\partial z_2} \right) = 6\mu \frac{\partial (U_2 h_2)}{\partial x_2}, \quad (4)$$

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

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

μ – динамическая вязкость рабочей жидкости;

k_{x1} , k_{z1} , k_{x2} , k_{z2} – коэффициенты турбулентности, определяемые по методу В.Н.Константинеску;

U_1 , U_2 – окружные скорости наружной и внутренней рабочих поверхностей диска.

Для решения уравнения Рейнольдса (4) применяем приближенные численные методы. Одним из таких методов является метод конечных разностей в сочетании с методом продольно-поперечной прогонки [5, 6].

Зная давления в камерах и на межкамерных перемычках, можно определить грузоподъемность подшипника (рис. 1).

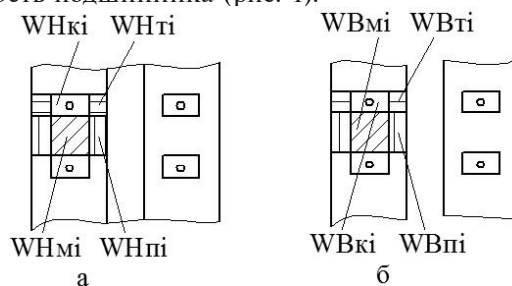


Рис. 1. К определению грузоподъемности наружной (а) и внутренней (б) рабочих поверхностей подшипника

Несущую способность подшипника определяем как сумму несущих способностей наружной и внутренней его рабочих поверхностей.

Суммарную грузоподъемность обеих частей подшипника в проекциях на линию центров диска и подшипника i_{Σ} и направление j_{Σ} , ей перпендикулярное запишем в следующем виде:

$$\begin{aligned} i_{\Sigma} &= i_H + i_B; \\ j_{\Sigma} &= j_H + j_B. \end{aligned} \quad (5)$$

Запишем грузоподъемность наружной рабочей поверхности подшипника в проекциях на линию центров диска и подшипника i_H и на направление j_H , ей перпендикулярное:

$$\begin{aligned} i_H &= (WH_{y_{кам}} + WH_{y_m} + WH_{T,y} + WH_{п,y}) \cdot 2; \\ j_H &= (WH_{x_{кам}} + WH_{x_m} + WH_{T,x} + WH_{п,x}) \cdot 2, \end{aligned} \quad (6)$$

где $WH_{y_{кам}}$, $WH_{x_{кам}}$ – грузоподъемности камер (рис. 1, а);

WH_{y_m} , WH_{x_m} – грузоподъемности межкамерных перемычек;

$WH_{T,y}$, $WH_{T,x}$ – грузоподъемности торцевых перемычек камер;

$WH_{п,y}$, $WH_{п,x}$ – грузоподъемности торцов межкамерных перемычек.

Запишем грузоподъемность внутренней рабочей поверхности подшипника в проекциях на линию центров диска и подшипника i_B и направление j_B , ей перпендикулярное:

$$\begin{aligned} i_B &= -(WB_{y_{кам}} + WB_{y_m} + WB_{T,y} + WB_{п,y}) \cdot 2; \\ j_B &= -(WB_{x_{кам}} + WB_{x_m} + WB_{T,x} + WB_{п,x}) \cdot 2, \end{aligned} \quad (7)$$

где $WB_{y_{кам}}$, $WB_{x_{кам}}$ – грузоподъемности камер (рис. 1, б);

WB_{y_m} , WB_{x_m} – грузоподъемности межкамерных перемычек;

$WB_{T,y}$, $WB_{T,x}$ – грузоподъемности торцевых перемычек камер;

$WB_{п,y}$, $WB_{п,x}$ – грузоподъемности торцов межкамерных перемычек.

По известным значениям давлений в камерах запишем расход рабочей жидкости через подшипник:

$$Q_{\Sigma} = Q_{наруж} + Q_{внутр}, \quad (8)$$

где $Q_{наруж} = 2\psi_{вх} \pi r_{ж1}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \sum_{i=1}^k P_{вх} - P_{k1,i}}$ – расход рабочей жидкости через наружную рабочую поверхность подшипника;

k – число камер в подшипнике на половине его наружной рабочей поверхности;

$Q_{внутр} = 2\psi_{вх} \pi r_{ж2}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \sum_{i=1}^m P_{вх} - P_{k2,i}}$ – расход рабочей жидкости через внутреннюю рабочую поверхность подшипника;

m – число камер на половине внутренней рабочей поверхности подшипника.

Потери мощности на трение $N_{тр\Sigma}$ определялись двойным интегрированием касательных напряжений в слое рабочей жидкости по рабочей поверхности подшипника.

В гидростатодинамическом подшипнике кроме потерь мощности на трение есть также потери мощности на прокачку рабочей жидкости:

$$N_{прок} = P_{вх} \cdot Q_{\Sigma}. \quad (9)$$

Суммарные потери мощности на трение и прокачку будут равны их сумме:

$$N_{подш} = N_{тр\Sigma} + N_{прок}. \quad (10)$$

Результаты расчетов исследуемых объектов

Задаваясь различными значениями температур рабочей жидкости определяем несущую способность, расход рабочей жидкости и потери мощности на трение в радиальном гидростатодинамическом подшипнике сдвоенного типа.

Рассматриваемый подшипник имел следующие геометрические рабочие параметры:

Наружный диаметр подшипника $D_1 = 0,091$ м.

Внутренний диаметр подшипника $D_2 = 0,083$ м.

Наружный и внутренний радиальные зазоры

$$\delta_{01} = \delta_{02} = 0,00009 \text{ м.}$$

Диаметры жиклеров $d_{ж1} = d_{ж2} = 0,0012$ м.

Рабочая жидкость – вода.

Результаты расчета несущей способности, расхода рабочей жидкости и потерь мощности на трение показаны на рис. 2 – 7.

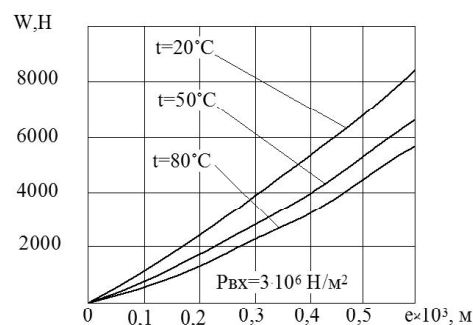


Рис. 2. Влияние температуры рабочей жидкости на грузоподъемность гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа при давлении питания

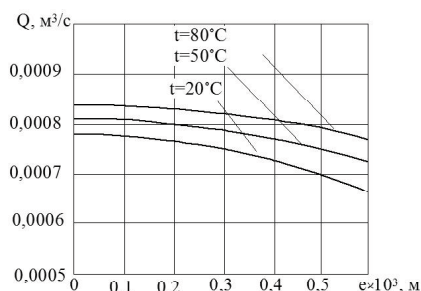


Рис. 3. Влияние температуры на расход рабочей жидкости через гидростатодинамический подшипник сдвоенного

го типа при давлении питания $P_{вх} = 3 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$

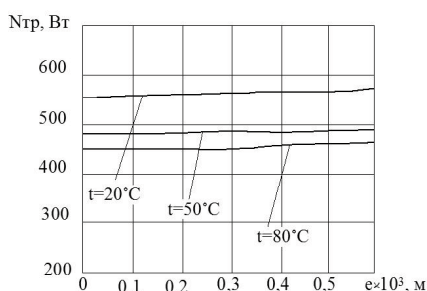


Рис. 4. Влияние температуры рабочей жидкости на потери мощности на трение в гидростатодинамическом подшипнике сдвоенного типа при давлении питания

$P_{вх} = 3 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$

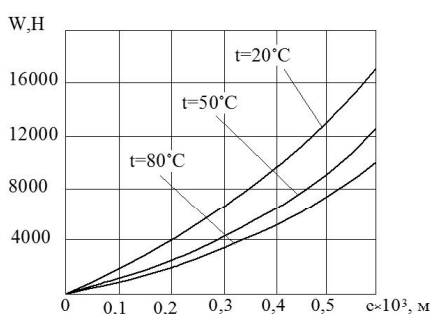


Рис. 5. Влияние температуры рабочей жидкости на грузоподъемность гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа при давлении питания

$P_{вх} = 7 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$

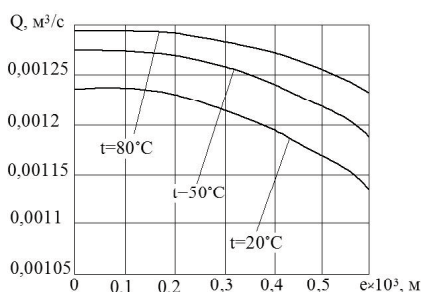


Рис. 6. Влияние температуры на расход рабочей жидкости через гидростатодинамический подшипник сдвоенного

го типа при давлении питания $P_{вх} = 7 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$

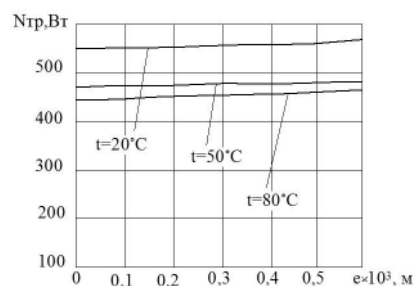


Рис. 7. Влияние температуры рабочей жидкости на потери мощности на трение в гидростатодинамическом подшипнике сдвоенного типа при давлении питания

$P_{вх} = 7 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$

Заключение

Полученные результаты расчета показывают, что температура рабочей жидкости может оказывать существенное влияние на статические характеристики подшипника. Поэтому при проектировании турбогенераторов мощных энергоустановок, в которых ожидаются большие потери на трение, необходимо учитывать изменение характеристик подшипника, вызванное повышением температуры рабочей жидкости, либо предусмотреть охлаждение рабочей жидкости. Также является весьма перспективным применение гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа для роторов мощных энергоустановок, так как они в сравнении с обычными втулочными гидростатодинамическими подшипниками имеют примерно в 1,64 раза меньше потери мощности на трение и прокачку.

Литература

1. Назин В. И. Радиальный гидростатодинамический подшипник повышенной несущей способности [Текст] / В. И. Назин // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 8(95). – С. 94–100.
2. Constantinescu V. N. On Turbulent Lubrication [Text] / V. N. Constantinescu // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. – 1959. – Vol. 173, № 38. – P. 881–899.
3. Константинеску В. Н. Анализ работы подшипников в турбулентном режиме [Текст] / В. Н. Константинеску // Тр. америк. общ. инж.-мех. Техническая механика, сер. Д. – 1962. – Т. 29, № 1. – С. 168–180.
4. Крылов В. И. Вычислительные методы [Текст] / В. И. Крылов, В. В. Бабков, П. Н. Монастырный. – М. : Наука, 1977. – Т. 2. – 400 с.
5. Шуп Т. Решение инженерных задач на ЭВМ [Текст] / Т. Шуп. – М. : Мир, 1982. – 235 с.

Поступила в редакцию 15.05.2016

В.І. Назін. Вплив температури робочої рідини на статичні характеристики здвоєного радіального гідростатодинамічного підшипника

Наведено математичні залежності для визначення несучої здатності, витрати робочої рідини і втрат потужності на тертя гідростатодинамічного підшипника здвоєного типу. Виконано узагальнення математичної моделі на випадок турбулентної течії робочої рідини. Отримано замкнutoї система рівнянь, яка доведена до виду пристосованого для чисельної реалізації. Застосовані найбільш поширені і раціональні чисельні методи. Розроблено алгоритм визначення статичних характеристик гідростатодинамічного підшипника здвоєного типу і наведені результати розрахунку за цим алгоритмом. Виконано аналіз отриманих результатів і наведені висновки з проведеного теоретичного дослідження.

Ключові слова: математичні залежності, гідростатодинамічний підшипник, несуча здатність, турбулентна течія, чисельні методи, статичні характеристики, аналіз результатів.

V. I. Nazin. Effects of temperature fluid on the static characteristics of double radial hydrostatodynamic bearing

Mathematical formulas for determining the carrying capacity of the working fluid flow and power losses due to friction hydrostatodynamic bearing double type. The generalization of the mathematical model to the case of a turbulent flow of the working fluid. A closed system of equations brought to the form adapted for numerical implementation. Applied the most common and rational numerical methods. An algorithm for determining the static characteristics of dual bearing type hydrostatodynamic and the results of calculation by this algorithm. The analysis of the results and conclusions are listed on the conducted theoretical research.

Keywords: mathematical relationships, hydrostatodynamic bearing, bearing spoolities, turbulent flow, numerical methods, static characteristics, analysis of the results.