

В. И. НАЗИН*Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

ВЛИЯНИЕ УГЛОВ ПОЛОЖЕНИЯ КАМЕР НА НАРУЖНЫХ И ВНУТРЕННИХ ЧАСТЯХ ГИДРОСТАТОДИНАМИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА СДВОЕННОГО ТИПА НА ЕГО НЕСУЩЮЮ СПОСОБНОСТЬ

Поставлена задача исследования несущей способности подшипника сдвоенного типа при различных угловых положениях камер на наружной и внутренней рабочих поверхностях. Приведена математическая модель гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа в стационарной постановке, позволяющая определять его несущую способность. Рассмотрены случаи ламинарного и турбулентного течения рабочей жидкости в целомом тракте подшипника сдвоенного типа. Учтены как градиентное, так и переносное течения рабочей жидкости при записи расходов рабочей жидкости по контуру i -й камеры. Записано выражение для расхода рабочей жидкости на входе в камеры для случая применения жиклера в качестве компенсатора давления. Решены совместно уравнения баланса расходов и уравнения Рейнольдса, записанные как для наружной, так и для внутренней рабочих поверхностей подшипника сдвоенного типа. Применены допущения, обычно принимаемые в гидродинамической теории смазки при записи уравнений Рейнольдса. Применен для коэффициентов турбулентности наиболее распространенный метод В. Н. Константиnescу. Доведены до безразмерного вида выражения для уравнений баланса расходов и уравнений Рейнольдса. Проанализированы и применены наиболее эффективные численные методы при численной реализации уравнений баланса расходов и уравнений Рейнольдса. Использовался при решении уравнения Рейнольдса наиболее экономичный метод конечных разностей в сочетании с методом продольно-поперечной прогонки. Назначалась точность решения при определении давлений в камерах и на межкамерных перемышках. Назначались геометрические и рабочие параметры подшипника сдвоенного типа исходя из существующих в настоящее время рекомендаций по проектированию подшипников жидкостного трения. Получены результаты расчета несущей способности подшипника сдвоенного типа для различных углов расположения камер на наружных и внутренних частях этого подшипника. Приведены результаты расчета несущей способности подшипника сдвоенного типа в виде графиков. Выполнен анализ полученных результатов и сделаны выводы по полученным результатам, позволяющие конструкторам рациональнее проектировать подшипники рассматриваемого типа.

Ключевые слова: математическая модель; несущая способность; гидростатодинамический подшипник; турбулентное течение; численные методы; результаты расчетов.

Введение

Одним из важных направлений машиностроения является проектирование надежных и компактных авиационных двигателей, мощных турбогенераторов для атомных станций, различных типов насосов и других агрегатов энергоустановок. При их проектировании возникает необходимость решения ряда сложных задач, к числу которых относится обеспечение надежной работы опор их роторов. Выбор типа подшипника и разработка методики его расчета определяются главным образом характером работы подшипниковых узлов и энергоустановок в целом.

В качестве опор роторов агрегатов энергоустановок находят применение гидростатодинамические подшипники, которые в своей работе используют как гидростатические, так и гидродинамические эффекты и могут работать на рабочем теле машин. Подшипники скольжения жидкостного трения, разрабатываемые для роторов турбин атомных станций, должны также работать на рабочем теле турби-

ны. Нагрузки, которые действуют на подшипники в этих энергоустановках составляют десятки тонн, подшипники имеют размеры диаметров 520 мм и более, окружные скорости в этих подшипниках достигают 100 м/с.

Учитывая высокую нагрузочную способность и более высокие демпфирующие свойства возможно применение подшипников скольжения жидкостного трения в авиационных двигателях. В работе [1] приводится обоснование необходимости применения подшипников скольжения жидкостного трения в редукторах авиационных двигателей и приведены примеры их применения. Фирма Pratt Whitney разработала двигатель с редуктором и тягой 8 и 10 тонн, который планируется форсировать в дальнейшем до тяги 14 тонн. В качестве подшипников зубчатых колес внутреннего зацепления используются подшипники скольжения жидкостного трения.

Приведенный анализ показывает, что рабочими телами агрегатов энергоустановок, как правило, являются маловязкие жидкости. Малая вязкость рабочих тел и сравнительно высокие скорости

скольжения создают условия, при которых может иметь место турбулентный режим течения рабочей жидкости. Режим течения рабочей жидкости, как показано в работах [2-4], может существенно влиять как на статические, так и на динамические характеристики подшипников жидкостного трения.

Весьма перспективными конструкциями подшипников скольжения для перечисленных условий работы роторов агрегатов энергоустановок являются предложенные автором данной работы конструкции сдвоенных гидростатодинамических подшипников [5, 6]. В отличие от рассмотренных конструкций подшипников они обладают очень высокой грузоподъемностью и повышенными демпфирующими свойствами.

Целью данной работы является исследование влияния углов положения камер на наружных и внутренних частях гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа на его несущую способность.

Теоретические зависимости

Схема рассматриваемого гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа приведена на рис. 1.

Рассматриваемый подшипник состоит из наружной части, на которой выполнены два ряда несущих камер. Давления в этих камерах обозначены $P_{K1}, P_{K2}, P_{K3}, P_{K4}$, т.е. четыре камеры в каждом ряду. На внутренних частях подшипника также выполнены несущие камеры, давление в которых обозначено $P_{K11}, P_{K12}, P_{K13}, P_{K14}$. Рабочая жидкость подается в камеры через входные компенсаторы

ры давления (жиклеры) под большим давлением. Диск закреплен на валу неподвижно и вращается вместе с ним. Между рабочими поверхностями диска и подшипника выполняется необходимый зазор. Рабочая жидкость, поступившая в камеры, пройдя через щелевой тракт подшипника, поступает на слив $P_{сл}$.

В данной работе теория гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа рассматривается в стационарной постановке. Основными характеристиками при такой постановке являются несущая способность, расход рабочей жидкости и потери мощности на трение. В основе определения этих характеристик лежит функция распределения давления в слое рабочей жидкости.

Определение этой функции связано с совместным решением уравнений Рейнольдса и баланса расходов рабочей жидкости.

Запишем баланс расходов рабочей жидкости из условия равенства расходов по контуру i -й камеры и расхода через входные компенсирующие устройства для наружной $Q_{ВХ1}$ и внутренних частей $Q_{ВХ2}$

$$Q_{ВХ1} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4, \quad (1)$$

$$Q_{ВХ2} = Q_{11} + Q_{12} + Q_{13} + Q_{14}, \quad (2)$$

где $Q_{ВХ1}$ и $Q_{ВХ2}$ – расходы через входные компенсирующие устройства, соответственно для камер на наружной и внутренней рабочих поверхностях подшипника. Для жиклеров эти расходы записываются в следующем виде:

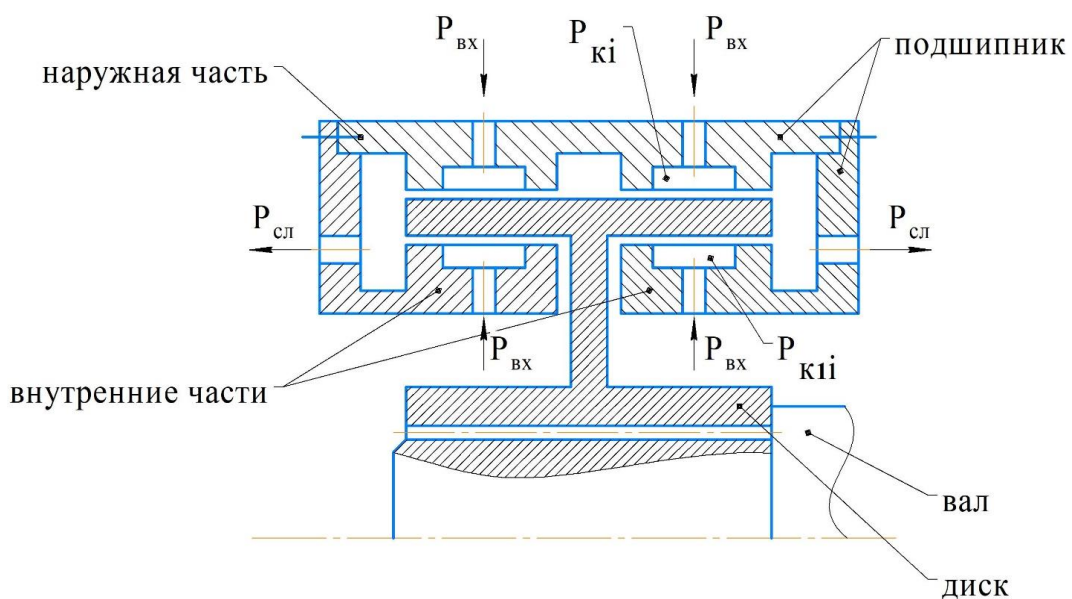


Рис. 1. Схема радиального гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа

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

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

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

$r_{\text{ж}1}$ и $r_{\text{ж}2}$ – радиусы жиклеров, установленных на входе в камеры;

ρ – плотность рабочей жидкости;

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

$P_{\text{К}i}$ и $P_{\text{К}i+1}$ – давления в 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 и внутренних частей подшипника запишем в следующем виде (рис. 2):

$$Q_{1i} = -\frac{\omega \cdot R_1 \cdot h_{1,i} \cdot \ell_{\text{К}1}}{2} + \frac{h_{1,i}^3 (P_{\text{К},i} - P_{\text{К},i-1}) \cdot \ell_{\text{К}1}}{12 \cdot \mu \cdot \ell_{\text{МК}1} \cdot K_{x11}},$$

$$Q_{2i} = \frac{\omega \cdot R_1 \cdot h_{1,i+2} \cdot \ell_{\text{К}1}}{2} + \frac{h_{1,i+2}^3 \cdot (P_{\text{К},i} - P_{\text{К},i+1}) \cdot \ell_{\text{К}1}}{12 \cdot \mu \cdot \ell_{\text{МК}1} \cdot K_{x12}},$$

$$Q_{3i} = Q_{4i} = \frac{h_{1,i+1}^3 \cdot (P_{\text{К},i} - P_{\text{сл}}) \cdot b_{\text{К}1}}{12 \cdot \mu \cdot \ell_{\text{п}1} \cdot K_{z1}},$$

$$Q_{11i} = -\frac{\omega \cdot R_2 \cdot h_{2,i} \cdot \ell_{\text{К}2}}{2} + \frac{h_{2,i}^3 (P_{\text{К}1,i} - P_{\text{К}1,i-1}) \cdot \ell_{\text{К}2}}{12 \cdot \mu \cdot \ell_{\text{МК}2} \cdot K_{x21}},$$

$$Q_{12i} = \frac{\omega \cdot R_2 \cdot h_{2,i+2} \cdot \ell_{\text{К}2}}{2} + \frac{h_{2,i+2}^3 \cdot (P_{\text{К}1,i} - P_{\text{К}1,i+1}) \cdot \ell_{\text{К}2}}{12 \cdot \mu \cdot \ell_{\text{МК}2} \cdot K_{x22}},$$

$$Q_{13i} = Q_{14i} = \frac{h_{2,i+1}^3 \cdot (P_{\text{К}1,i} - P_{\text{сл}}) \cdot b_{\text{К}2}}{12 \cdot \mu \cdot \ell_{\text{п}2} \cdot K_{z2}},$$

где ω – угловая скорость вращения вала;

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

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

$\ell_{\text{К}1}$ и $\ell_{\text{К}2}$ – длина камер на наружной и внутренней рабочих поверхностях подшипника;

μ – динамическая вязкость рабочей жидкости;

$\ell_{\text{МК}1}$ и $\ell_{\text{МК}2}$ – длины межкамерных перемычек подшипника;

$\ell_{\text{п}1}$ и $\ell_{\text{п}2}$ – длины торцевых перемычек камер;

$b_{\text{К}1}$ и $b_{\text{К}2}$ – ширина камер на наружной и внутренней рабочих поверхностях подшипника;

$P_{\text{сл}}$ – давление рабочей жидкости на сливе;

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

Коэффициенты турбулентности определялись по методу В. Н. Константиnescу [7]. В соответствии с этим методом их определяют следующим образом:

$$K_{x11} = 1 + 0,044 \cdot (G_{*11}^2 \cdot \text{Re}_{11})^{0,725},$$

$$K_{x12} = 1 + 0,044 \cdot (G_{*12}^2 \cdot \text{Re}_{12})^{0,725},$$

$$K_{z1} = 1 + 0,0247 \cdot (G_{*1}^2 \cdot \text{Re}_1)^{0,65},$$

$$K_{x21} = 1 + 0,044 \cdot (G_{*21}^2 \cdot \text{Re}_{21})^{0,725},$$

$$K_{z2} = 1 + 0,0247 \cdot (G_{*2}^2 \cdot \text{Re}_2)^{0,65},$$

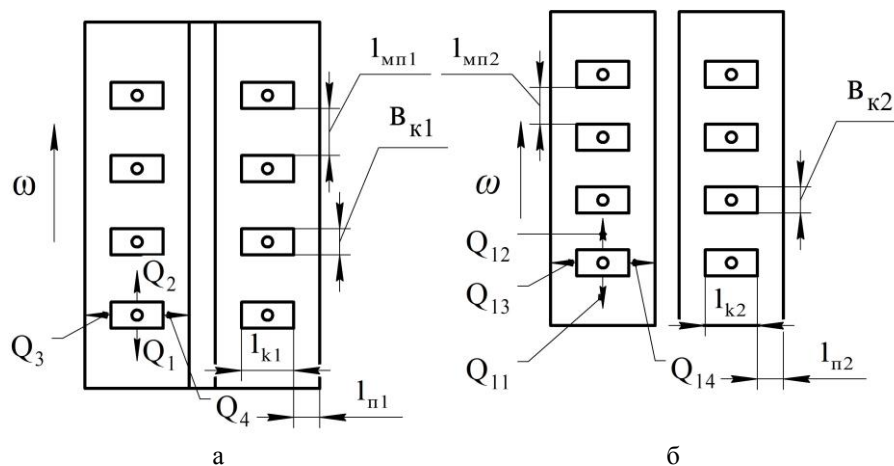


Рис. 2. Развертки наружной (а) и внутренней (б) рабочих поверхностей подшипника

где $G_{*11} = 0,125 \cdot Re_{11}^{0,07}$; $G_{*12} = 0,125 \cdot Re_{12}^{0,07}$;
 $G_{*1} = 0,125 \cdot Re_1^{0,07}$; $G_{*21} = 0,125 \cdot Re_{21}^{0,07}$;
 $G_{*22} = 0,125 \cdot Re_{22}^{0,07}$; $G_{*2} = 0,125 \cdot Re_2^{0,07}$;
 $Re_{11} = \frac{U_1 \cdot h_{1,i}}{\nu}$; $Re_{12} = \frac{U_1 \cdot h_{1,i+2}}{\nu}$;
 $Re_1 = \frac{U_1 \cdot h_{1,i+1}}{\nu}$; $Re_{21} = \frac{U_2 \cdot h_{2,i}}{\nu}$;
 $Re_{22} = \frac{U_2 \cdot h_{2,i+2}}{\nu}$; $Re_2 = \frac{U_2 \cdot h_{2,i+1}}{\nu}$ – числа Рей-

нольдса;

$U_1 = \omega \cdot R_{D1}$ и $U_2 = \omega \cdot R_{D2}$ – окружные скорости;

R_{D1} и R_{D2} – радиусы диска (наружный и внутренний);

ν – кинематическая вязкость рабочей жидкости.

Из уравнений баланса расходов (1) и (2) после подстановки выражений для расходов получаем зависимости для определения давлений в камерах, приспособленные для численных расчетов:

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

$$(P_{K1,i})_{n+1} = b_{10,i} \sqrt{P_{вх} - (P_{K1,i})_n} - b_{12i} \cdot (P_{K1,i-1})_n - b_{13i} \cdot (P_{K1,i+1})_n - b_{11i}. \quad (6)$$

Коэффициенты a_{10i} ; a_{12i} ; a_{13i} ; a_{11i} ; b_{10i} ; b_{12i} ; b_{13i} ; b_{11i} в процессе итерации остаются постоянными.

Записанные выражения (5) и (6) представляют реализацию обычного итерационного метода итераций. Итерационный процесс продолжается до тех пор, пока предыдущее и последующее значения давлений в камерах будут меньше заданной точности решения.

Для определения функции изменения давления на межкамерных перемычках запишем уравнения Рейнольдса для наружной и внутренней частей подшипника:

$$\frac{\partial}{\partial x_1} \left(\frac{h_1^3}{K_{x1}} \frac{\partial P_1}{\partial x_1} \right) + \frac{\partial}{\partial z_1} \left(\frac{h_1^3}{K_{z1}} \frac{\partial P_1}{\partial z_1} \right) = 6\mu \cdot \omega \cdot R_{D1} \cdot \frac{\partial h_1}{\partial x_1}, \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_2} \left(\frac{h_2^3}{K_{x2}} \frac{\partial P_2}{\partial x_2} \right) + \frac{\partial}{\partial z_2} \left(\frac{h_2^3}{K_{z2}} \frac{\partial P_2}{\partial z_2} \right) = 6\mu \cdot \omega \cdot R_{D2} \cdot \frac{\partial h_2}{\partial x_2}, \quad (8)$$

где K_{x1} , K_{z1} , K_{x2} , K_{z2} – коэффициенты турбулентности.

В уравнения Рейнольдса (7) и (8) также входят: $h_{1,i} = \delta_{01} - e \cdot \cos(\varphi - \beta_0)$ и

$h_{2,i} = \delta_{02} + e \cdot \cos(\varphi - \beta_0)$ – текущие значения зазоров в наружной и внутренней частях подшипника;

$\delta_{01} = R_{П1} - R_{D2}$ и $\delta_{02} = R_{D2} - R_{П2}$ – радиальные зазоры для наружной и внутренней частей подшипника;

$R_{П1}$ и $R_{П2}$ – радиусы наружной и внутренней рабочих поверхностей подшипника;

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

e – эксцентриситет, характеризующий расстояние между центрами подшипника и диска;

φ – текущая окружная координата в подшипнике;

β_0 – угол положения диска в подшипнике;

μ – динамическая вязкость рабочей жидкости;

ω – угловая скорость вращения диска;

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

Для решения уравнений Рейнольдса (7) и (8) применялись приближенные численные методы. Одним из таких методов является метод конечных разностей в сочетании с методом продольно-поперечной прогонки.

Зная давления в камерах и на межкамерных перемычках, можно определить грузоподъемность 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:

$$\begin{aligned} i_\Sigma &= i_H + i_B, \\ j_\Sigma &= j_H + j_B. \end{aligned} \quad (9)$$

Результаты расчетов исследуемого объекта

В данной работе проводилось исследование влияния углов положения камер на наружных и внутренних частях подшипника на его несущую способность. Задавались три различных положения камер на наружной и внутренней частях подшипника (рис. 3).

Для приведенных трех случаев положения камер на наружной и внутренней частях подшипника рассчитывалась несущая способность.

Рассматриваемый подшипник имел следующие геометрические и рабочие параметры:

1. Давление питания $P_{вх} = 1$ МПа.
2. Наружный диаметр подшипника $D_H = 0,091$ м.
3. Внутренний диаметр подшипника $D_{вн} = 0,083$ м.
4. Наружный диаметр диска $D_{д1} = 0,09082$ м.
5. Внутренний диаметр диска $D_{д2} = 0,08318$ м.
6. Наружный и внутренний радиальные зазоры $\delta_1 = \delta_2 = \delta_0 = 0,00009$ м.
7. Диаметр жиклеров $d_{ж1} = d_{ж2} = 0,0012$ м.
8. Рабочая жидкость – вода при температуре 20°C .

Результаты расчета несущей способности для трех рассмотренных случаев положения камер на наружной и внутренней частях подшипника приведены на рис. 4.

Из полученных результатов расчета (см. рис. 4) видно, что наибольшей грузоподъемностью обладает подшипник, у которого камеры на наружной и внутренней частях расположены под одним углом (напротив друг друга). При смещении расположения камер на наружной и внутренней частях грузоподъемность подшипника снижается. Для принятых

геометрических и рабочих параметров подшипника на эксцентриситете $e = 60$ мкм уменьшение грузоподъемности при смещении камер на наружной и внутренних частях составило примерно 38 %.

Полученные результаты позволяют рекомендовать при проектировании гидростатодинамических подшипников сдвоенного типа расположение камер на наружной и внутренней частях под одним углом относительно линии отсчета (т.е. напротив друг друга).

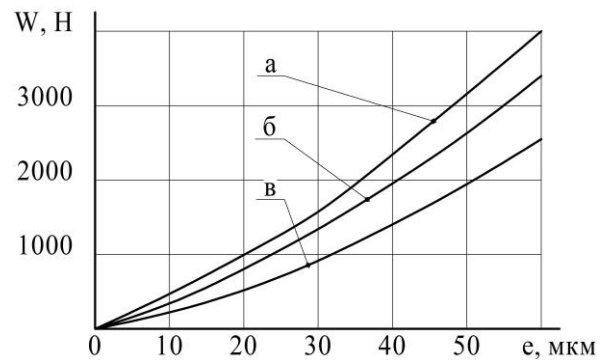


Рис. 4. Зависимость несущей способности гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа от эксцентриситета для трех случаев расположения камер на наружной и внутренней частях подшипника

Литература

1. Экспериментальное исследование работы подшипников с жидкостной смазкой в нештатных режимах [Текст] / Ю. А. Равикович, Ю. И. Ермилов, Д. П. Холобуев и др. // Труды МАИ. – 2011. – Вып. № 46. – С. 1-10.
2. Тейлор, Д. Теория турбулентного течения смазки и ее применение к расчету подшипников [Текст] / Даусон Тейлор // Тр. америк. общ. инж.-мех. ASME. Сер. Ф Проблемы трения и смазки. – 1974. – Т. 96, № 1. – С. 37-51.

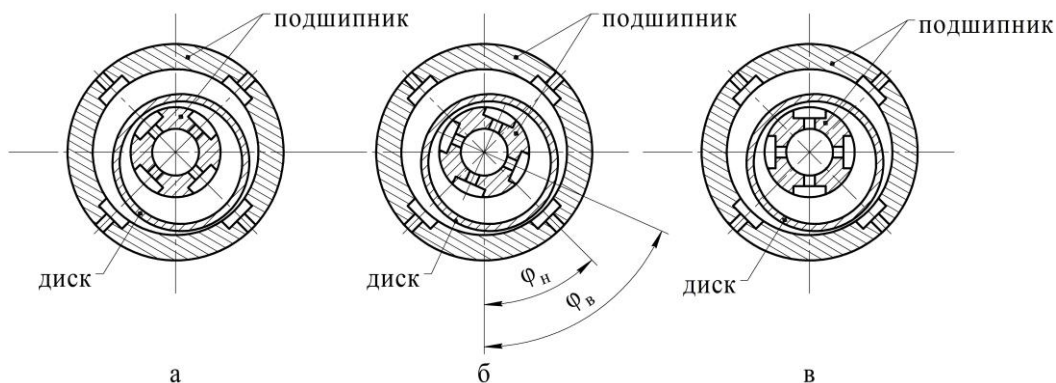


Рис. 3. Три варианта расположения камер на наружной и внутренней частях подшипника:

а – $\varphi_H = 45^\circ$; $\varphi_B = 45^\circ$; б – $\varphi_H = 45^\circ$; $\varphi_B = 67,5^\circ$; в – $\varphi_H = 45^\circ$; $\varphi_B = 90^\circ$

3. Сгибнев, А. В. Применение гидростатических подшипников с турбулентными дросселями на входе в качестве опор штока в динамических гидrocиллиндрах [Текст] / А. В. Сгибнев, В. В. Болотин // Изв. вузов. Машиностроение. – 2004. – № 5. – С. 27-35.

4. Шатохин, С. Н. Влияние высокой частоты вращения на эксплуатационные характеристики адаптивного гидростатического подшипника [Текст] / С. Н. Шатохин, С. А. Ярошенко // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1990. – № 2. – С. 40-46.

5. Патент на винахід України № 112922, МПК F 16 C 32/06 (2006.01). Радіальний гідростатодинамічний комбінований підшипник [Текст] / Назін В. І. – Заяв. 10.04.2015, опубл. 10.11.2016, Бюл. № 21.

6. Патент на винахід України № 107997, МПК F 16 C 32/06 (2006.01). Радіально-упорний гідростатодинамічний підшипник [Текст] / Назін В. І. – Заяв. 22.09.2014, опубл. 26.10.2015, Бюл. № 20.

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

8. Крылов, В. И. Вычислительные методы [Текст] / В. И. Крылов, В. В. Бобков, П. Н. Монастырный. – М.: Наука, 1977. – Т. 2. – 400 с.

ings with liquid lubrication in abnormal conditions]. Trudy MAI, 2011, vol. 46, pp. 1-10.

2. Teylor, D. Teoriya turbulentnogo techeniya smazki i ee primenenie k raschetu podshipnikov [Theory of turbulent flow of lubricant and its application to the calculation of bearings]. The works of the American Society of Mechanical Engineers. Friction and lubrication problems, ser. F, 1974, vol. 96, no. 1, pp. 37-51.

3. Sgibnev, A. V., Bolotin, V. V. Primenenie gidrostaticheskikh podshipnikov s turbulentnymi drosselyami na vkhode v kachestve opor shtoka v dinamicheskikh gidrotsilindrakh [Application of hydrostatic bearings with turbo-belt chokes at the inlet as rod bearings in dynamic hydraulic cylinders]. Izv. Vuzov, Mashinostroenie Publ., 2004, no. 5, pp. 27-35.

4. Shatokhin, S. N., Jaroshenko, S. A. Vliyanie vysokoy chastoty vrashcheniya na ekspluatatsionnye kharakteristiki adaptivnogo gidrostaticheskogo podshipnika [Effect of high rotational speed on the performance characteristics of an adaptive hydrostatic bearing]. Problems of mechanical engineering and machine reliability, 1990, no. 2, pp. 40-46.

5. Nazin V. I. Radial'nyy gidrostatodinamichniy kombinovaniy pidshipnik [Radial hydrostatodynamic combined bearing]. Patent Ukraine, №. 112922, 2016.

6. Nazin V. I. Radial'no-uporniy gidrostatodinamichniy pidshipnik [Angular contact hydrostatic bearing]. Patent Ukraine, №. 10799709, 2015.

7. Konstantinesku, V. N. Hidrodinamicheskaya smazka: turbulentsnost' i rodstvennyye yavleniya [Hydrodynamic lubrication: turbulence and related phenomena]. Materials of the general discussion at the symposium of the American Society of Mechanical Engineers 1973. Friction and lubrication problems, ser. F, 1974, vol. 96, no. 1, pp. 198-208.

8. Krylov, V. I. Vychislitel'nye metody [Computational methods]. Moscow, Nauka Publ., 1977, vol. 2. 400 p.

References

1. Ravikovich, Ju. A., Ermilov, Ju. I., Holobuev, D. P. i dr. Eksperimental'noe issledovanie raboty podshipnikov s zhidkostnoy smazkoj v neshtatnykh rezhimakh [Experimental study of the operation of bear-

Поступила в редакцию 1.06.2019, рассмотрена на редколлегии 7.08.2019

ВПЛИВ КУТІВ ПОЛОЖЕННЯ КАМЕР НА ЗОВНІШНІХ І ВНУТРІШНІХ ЧАСТИНАХ ГІДРОСТАТОДИНАМІЧНОГО ПІДШИПНИКА ЗДВОЄНОГО ТИПУ НА ЙОГО НЕСУЧУ ЗДАТНІСТЬ

В. І. Назін

Поставлено завдання дослідження несучої здатності підшипника здвоєного типу при різних кутових положеннях камер на зовнішній та внутрішній робочих поверхнях. Наведено математичну модель гідростатодинамічного підшипника здвоєного типу в стаціонарній постановці, що дозволяє визначити його несучу здатність. Розглянуто випадки ламінарної та турбулентної течії робочої рідини в щільовому тракті підшипника здвоєного типу. Враховано як градієнтна, так і переносна течії робочої рідини під час запису витрат робочої рідини по контуру і-ої камери. Записано вираз для витрати робочої рідини на вході в камери для випадку застосування жиклера як компенсатора тиску. Вирішено спільно рівняння балансу витрат і рівняння Рейнольдса, записані як для зовнішньої, так і для внутрішньої робочих поверхонь підшипника здвоєного типу. Застосовані допущення, що зазвичай приймаються в гідродинамічній теорії змашування при запису рівнянь Рейнольдса. Застосовано для коефіцієнтів турбулентності найбільш поширений метод В.Н. Константинеску. Доведені до безрозмірного виду вираження для рівнянь балансу витрат і рівнянь Рейнольдса. Проаналізовано та застосовані найбільш ефективні чисельні методи при чисельній реалізації рівнянь балансу витрат і рівнянь Рейнольдса. Використовувався при вирішенні рівняння Рейнольдса найбільш економіч-

ний метод кінцевих різниць в поєднанні з методом поздовжньо-поперечної прогонки. Призначалася точність рішення при визначенні тисків у камерах і на межкамерних перемичках. Призначалися геометричні та робочі параметри підшипника здвоєного типу виходячи з існуючих в даний час рекомендацій з проектування підшипників рідинного тертя. Отримано результати розрахунку несучої здатності підшипника здвоєного типу для різних кутів розташування камер на зовнішніх і внутрішніх частинах цього підшипника. Наведено результати розрахунку несучої здатності підшипника здвоєного типу у вигляді графіків. Виконано аналіз отриманих результатів і зроблені висновки за отриманими результатами, що дозволяють конструкторам раціональніше проектувати підшипники розглянутого типу.

Ключові слова: математична модель; несуча здатність; гідростатодинамічний підшипник; турбулентна течія; чисельні методи; результати розрахунків.

THE EFFECT OF CHAMBERS ANGLES' POSITION ON THE EXTERNAL AND INTERNAL PARTS OF THE HYDROSTATODYNAMIC BEARING OF DOUBLE TYPE ON ITS SUPPORTING CAPACITY

V. I. Nazin

The task is to study the bearing capacity of the double type bearing at different angular positions of the chambers on the outer and inner working surfaces. It is given a mathematical model of a double type hydrostatodynamic bearing in a stationary formulation, which makes it possible to determine its bearing capacity. It is considered the cases of laminar and turbulent flow of the working fluid in the slit path of the double type bearing. Both gradient and portable flows of the working fluid are considered in recording the flow of working fluid along the contour of the 1st chamber. The expression for the flow rate of the working fluid at the entrance to the chambers is written for the case of using the jet as a pressure compensator. The cost balance equations and the Reynolds equations, written for both the outer and inner working surfaces of the double type bearing, were solved jointly. Applied assumptions are usually taken in the hydrodynamic theory of lubrication in writing the Reynolds equations. The most common V.N. Constantinescu method was applied for turbulence coefficients. The expression for the balance of expenditure equations and the Reynolds equations are expanded to the dimensionless type. The most effective numerical methods for the numerical implementation of the expenditure balance equations and Reynolds equations are analyzed and applied. The most economical finite-difference method in combination with the longitudinal-transverse sweep method was applied to solve the Reynolds equation. The accuracy of the solution was assigned when determining the pressures in the chambers and on the inter-chamber jumpers. Geometric and operating parameters of the double type bearing were assigned based on currently existing recommendations for the design of fluid-friction bearings. The results of the calculation of the bearing capacity of the double type bearing for different camera angles on the external and internal parts of this bearing are obtained. The results of the calculation of the bearing capacity of the double type bearing in the form of graphs are given. The analysis of the obtained results was made and conclusions were made on the obtained results, allowing designers to more efficiently design bearings of this type.

Keywords: mathematical model; bearing capacity; hydrostatodynamic bearing; turbulent flow; numerical methods; calculation results.

Назин Владимир Иосифович – д-р техн. наук, доцент, доцент кафедры теоретической механики, машиноведения и роботомеханических систем, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

Nazin Vladimir Iosifovich – Doctor of Technical Science, Assistant Professor of Dept. of Theoretical Mechanics, Engineering and robotic Systems, National Aerospace University «Kharkiv Aviation Institute», Kharkov, Ukraine, e-mail: dekanat@d2.khai.edu.