

# МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

DOI: 10.34031/2071-7318-2021-6-7-99-106

**Васильев А.А.***Санкт-Петербургский Политехнический университет имени Петра Великого  
E-mail: const333@mail.ru*

## РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ПОЛЯ ДАВЛЕНИЙ ДЛЯ НЕИЗОТЕРМИЧЕСКОГО ТЕЧЕНИЯ ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ В ГИРОСТАТИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКАХ ПРИ ОБРАБОТКЕ КРУПНОГАБАРИТНЫХ ВАЛОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН

**Аннотация.** Разработана математическая модель расчета поля давлений гидростатической опоры с неполным углом обхвата для неизотермического течения вязкой рабочей жидкости с использованием метода итераций. В модели использованы фундаментальные законы гидродинамики и гидродинамической теории смазки. Расчет поля давлений произведен путем совместного решения уравнений Рейнольдса, баланса энергии и баланса расходов, а также дополнительными соотношениями для теплофизических параметров рабочей жидкости, полученными путем аппроксимации табличных значений. Математическая модель поля давлений учитывает все характеристики и рабочие параметры гидростатической опоры с неполным углом обхвата путем задания граничных условий и геометрических параметров рабочей поверхности вкладыша опоры. Разработанная система решена численным методом конечных разностей. Проведен сравнительный анализ статических характеристик разных конструктивных исполнений гидростатической опоры с неполным углом обхвата. Даны рекомендации по выбору числа карманов при проектировании вкладышей для гидростатической опоры с неполным углом обхвата для обеспечения гарантированного всплытия и поддержания заданного значения рабочего зазора в зоне жидкостного трения шейки вала и опорной поверхности вкладыша гидростатической опоры при токарной обработке валов паровых турбин.

**Ключевые слова:** гидростатический подшипник с неполным углом обхвата, уравнение Рейнольдса, несущая способность, коэффициент динамической вязкости, температура, потери мощности на трение, расход.

**Введение.** Для крепления вала при токарной обработке используется планшайба или патрон со стороны шпинделя, в качестве второй опоры применяют задние бабки, роликовые опоры и люнеты. При обработке крупногабаритных валов роторов турбин массой от 1 до 250 тонн на токарном станке, в связи с ограничением по габаритам люнетов и большой массой роторов, используются гидростатические опоры (ГСО), являющие собой люнеты с вкладышами неполного угла обхвата (100 – 120 градусов). Преимущество таких опор заключается в простоте конструкции, малых габаритах (относительно точечных люнетов), надежности, отсутствии касания чистовых поверхностей (шеек вала), высокой точности положения центра шейки вала, при выдерживании заданного масляного зазора, меньшее значение прогиба вала в сравнении с установкой в центра или кулачковые патроны. Схема ГСО с неполным углом обхвата с тремя карманами представлена на рис. 1.

При использовании ГСО с неполным углом обхвата возникает ряд проблем, таких как боль-

шой расход и нагрев рабочей жидкости, непостоянное значение зазора, трение об баббит шеек вала (полужидкостное трение). В настоящее время конструктивное исполнение рабочих поверхностей ГСО с неполным углом обхвата выбирается исходя из практических рекомендаций, методики расчета полей давления ГСО с неполным углом обхвата в неизотермической постановке задачи не было разработано. Для решения проблем, связанных с конструктивным исполнением рабочей поверхности вкладыша ГСО для оптимизации и улучшения технологических параметров токарной обработки крупногабаритных валов, предлагается методика расчета полей давления и сравнение конструктивных исполнений рабочих поверхностей ГСО с неполным углом обхвата.

Функция полного зазора определяется из рассмотрения геометрии опорного узла. Определение функции  $h(\varphi)$  осуществляется вначале в радиальной плоскости (рис. 1). При учете перекоса вала функция радиального зазора принимает вид:

$$h(z, \varphi) = h_0 - X \sin\left(\varphi - \frac{\varphi_0}{2}\right) - Y \cos\left(\varphi - \frac{\varphi_0}{2}\right) - z \tan \gamma, \quad (1)$$

где  $h_0$  – начальный зазор,  $\varphi_0$  – угол обхвата опоры,  $\gamma$  – угол прогиба вала.

Представим область интегрирования (опорную поверхность развертки) в виде прямоугольной сетки, каждый узел которой будет иметь координаты  $x_j, z_i$  [9, 10, 13–15].

Шаги сетки назначаются так, чтобы линии сетки совпадали с краями камер. Дискретизация

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 12h \frac{\partial p}{\partial t} + 6 \frac{\partial}{\partial x} (\rho h V_x) + 6 \frac{\partial}{\partial z} (\rho h V_z) + 12\rho V_y, \quad (2)$$

где

$$V_x = \dot{X}; V_y = \dot{Y}; V_z = \dot{Z}. \quad (3)$$

Для решения уравнения Рейнольдса (2) задаются следующие граничные условия: заданное давление слива  $p_s$  и давление в камерах  $p_n$ :

$$\begin{aligned} p(0, z) = p_s; p(x, 0) = p_s; p(x, N) = p_s; \\ p(M, z) = p_s; p(x_{Hn}, z_{Hn}) = p_{Hn}, \end{aligned} \quad (4)$$

где  $x_H, z_H, n$  – координаты и номер текущего кармана;  $M, N$  – максимальные значения узлов сетки по координатам  $x$  и  $z$ .

$$\frac{\partial p}{\partial x}(0, z) = \frac{\partial p}{\partial x}(R\varphi_0, z); \frac{\partial p}{\partial z}(x, 0) = \frac{\partial p}{\partial z}(x, L_0). \quad (5)$$

При расчете поля давлений в рабочем зазоре

опорной поверхности и схемы представления граничных условий ГСО с тремя карманами изображены на рисунке 2.

**Математическая модель поля давлений в ГСО с неполным углом обхвата.** Уравнение Рейнольдса, для ламинарного течения вязкой сжимаемой рабочей жидкости [1–4, 8, 10, 14]:

принимаются допущения:

- 1) смазочный материал заполняет весь радиальный зазор;
- 2) смазочная среда является изотропной;
- 3) в связи с малым значением зазора пренебрегаем изменением термодинамических параметров по толщине рабочего зазора;
- 4) не учитывается изменение объёма смазочного материала из-за изменения температуры в рабочем зазоре;
- 5) отсутствие проскальзывания смазочного материала по рабочим поверхностям опоры и шейки вала ротора;
- 6) не учитываем шероховатость шейки вала и вкладыша, считаем форму поперечного сечения постоянной вдоль оси подшипника.

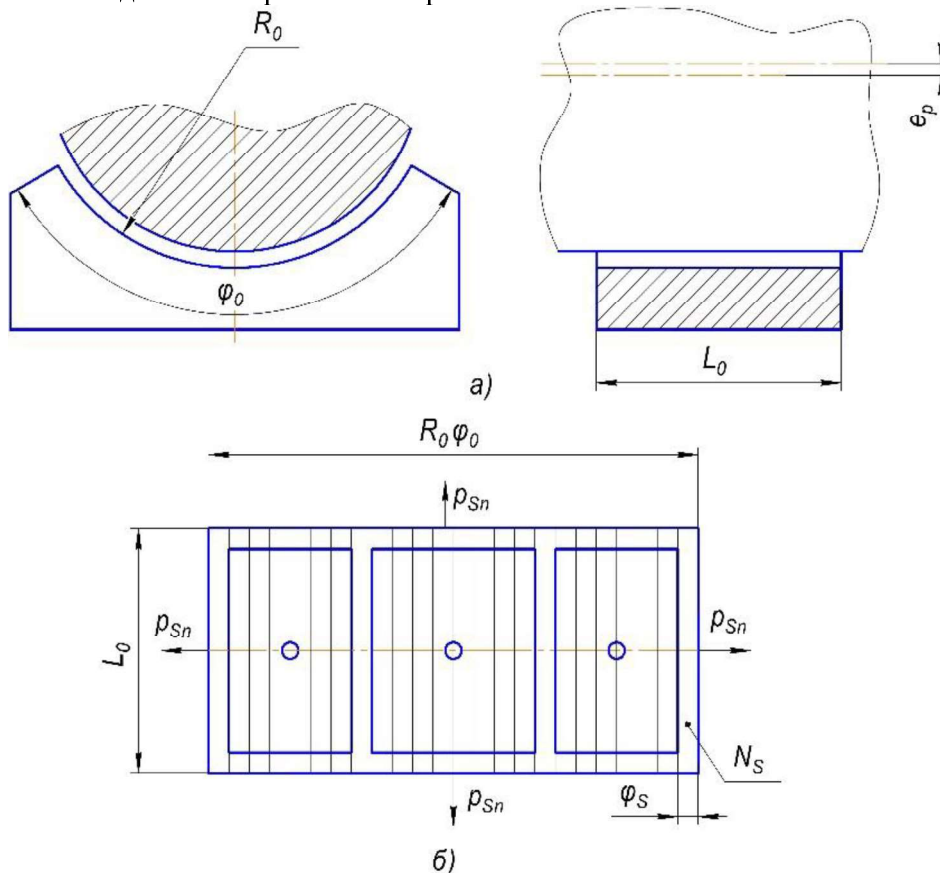


Рис. 1. Гидростатический подшипник с неполным углом обхвата: а) расчетная схема; б) развертка опорной поверхности

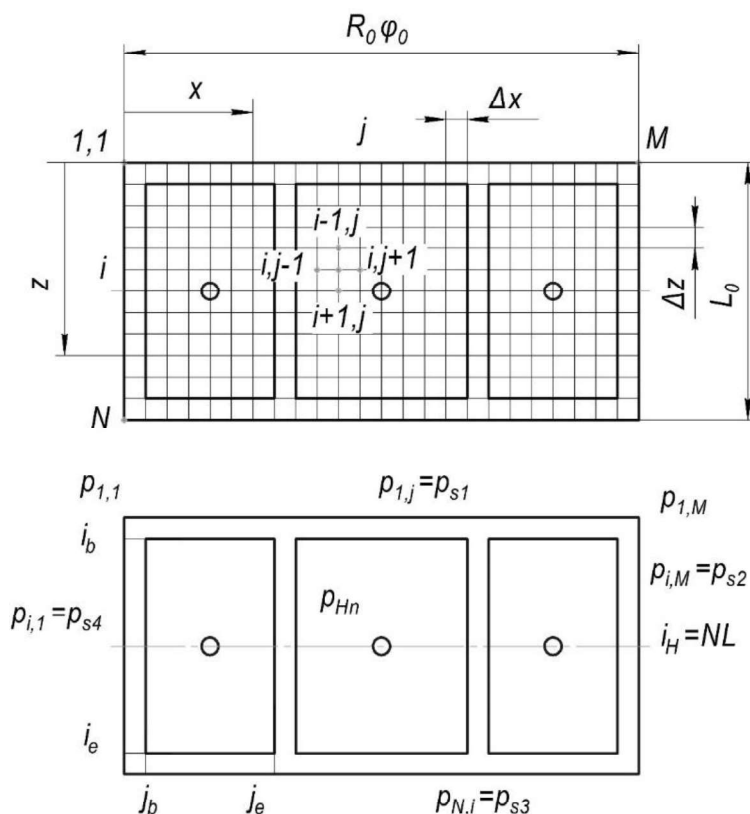


Рис. 2. Дискретизация опорной поверхности ГСО с неполным углом обхвата, с тремя камерами

Для неизотермической постановки задачи требуется включение в математическую модель уравнения баланса энергий. Энергетический баланс при условии отсутствия теплообмена с со-

пряжёнными поверхностями шейки вала и корпуса вкладыша в адиабатной постановке задачи для течения вязкой жидкости описывается формулой [2, 5, 6]:

$$\rho C_p \left[ \left( 1 - \frac{h^2}{6\mu U} \frac{\partial p}{\partial x} \right) \frac{\partial T}{\partial x} - \frac{h^2}{6\mu U} \frac{\partial p}{\partial z} \frac{\partial T}{\partial z} \right] = \frac{2\mu U}{h^2} \left[ 1 + \frac{h^4}{12(\mu U)^2} \left( \left( \frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)^2 \right) \right], \quad (6)$$

где  $C_p$  – удельная теплоемкость,  $U$  – скорость вращения.

В уравнении (6) заменим производные температуры в каждом узле сетки  $(i, j)$  центральными разностями:

$$\frac{\delta \bar{T}}{\delta \bar{z}_i} \approx \frac{\bar{T}_{i+1,j} - \bar{T}_{i,j}}{\Delta \bar{z}}; \quad \frac{\delta \bar{T}}{\delta \bar{x}_j} \approx \frac{\bar{T}_{i,j+1} - \bar{T}_{i,j}}{\Delta \bar{x}}$$

Граничными условиями для определения поля температуры является задание начального значения температуры и значение в питающих камерах.

Для решения уравнения (6) используется итерационный метод Зейделя [2, 11, 15]. Данный метод имеет быструю сходимость по сравнению с другими методами итераций.

Справочные данные по теплофизическим свойствам гидравлических масел [16] и спецификация на рабочее масло позволяют найти аналитическую зависимость коэффициента динамического трения в виде функции  $\mu(T)$  путем аппроксимации по методу наименьших квадратов.

$$A = \frac{1}{\bar{\rho}} \frac{\delta \bar{p}}{\delta \bar{z}} + \frac{3}{\bar{h}} \frac{\delta \bar{h}}{\delta \bar{z}} - \frac{1}{\bar{\mu}} \frac{\delta \bar{\mu}}{\delta \bar{z}}; \quad C = \frac{1}{\bar{\rho}} \frac{\delta \bar{p}}{\delta \bar{x}} + \frac{3}{\bar{h}} \frac{\delta \bar{h}}{\delta \bar{x}} - \frac{1}{\bar{\mu}} \frac{\delta \bar{\mu}}{\delta \bar{x}};$$

Давление в питающих камерах  $p_H$  рассчитывается исходя из уравнения баланса расходов [2–4, 6, 8, 9, 13, 14]:

$$Q_H = Q_z + Q_x + Q_y, \quad (7)$$

где

- 1)  $Q_H$  – суммарный массовый расход рабочей жидкости [2, 6, 13, 14];
- 2)  $Q_z$  и  $Q_x$  – массовые расходы рабочей жидкости через контур карманов опор, в соответствующих направлениях [13, 14];
- 3)  $Q_y$  – массовый расход рабочей жидкости, возникающий из-за радиального смещения шейки вала ротора [9, 13].

Дифференцирование и введение безразмерных параметров приводят уравнение Рейнольдса (2) к следующему виду:

$$\frac{\delta^2 \bar{p}}{\delta \bar{z}^2} + A \frac{\delta \bar{p}}{\delta \bar{z}} + \frac{\delta^2 \bar{p}}{\delta \bar{x}^2} + C \frac{\delta \bar{p}}{\delta \bar{x}} = E + F, \quad (8)$$

где

$$F = \frac{12\mu_0\omega_0L_0^2}{p_0h_0^2}\bar{\mu}\left[\frac{\bar{V}_y}{h^3} + \frac{1}{\bar{\rho}h^2}\frac{\delta\bar{\rho}}{\delta\bar{t}}\right];$$

$$E = \frac{12\mu_0\omega_0L_0^2}{p_0h_0^2}\frac{\bar{\mu}}{\bar{\rho}h^3}\left[\left\{\bar{V}_z\left(\bar{h}\frac{\delta\bar{\rho}}{\delta\bar{z}} + \bar{\rho}\frac{\delta\bar{h}}{\delta\bar{z}} + \frac{\bar{h}\bar{\rho}}{\bar{z}}\right) + \bar{h}\bar{\rho}\frac{\delta\bar{V}_z}{\delta\bar{z}}\right\} + \left\{\bar{V}_x\left(\bar{h}\frac{\delta\bar{\rho}}{\delta\bar{x}} + \bar{\rho}\frac{\delta\bar{h}}{\delta\bar{x}} + \frac{\bar{h}\bar{\rho}}{\bar{x}}\right) + \bar{h}\bar{\rho}\frac{\delta\bar{V}_x}{\delta\bar{x}}\right\}\right].$$

В уравнении (8) заменим производные давления в каждом узле сетки  $(i, j)$  центральными разностями:

$$\frac{\delta\bar{p}}{\delta\bar{z}_i} \approx \frac{\bar{p}_{i+1,j} - \bar{p}_{i-1,j}}{2\Delta\bar{z}}; \quad \frac{\delta^2\bar{p}}{\delta\bar{z}_i^2} \approx \frac{\bar{p}_{i+1,j} - 2\bar{p}_{i,j} + \bar{p}_{i-1,j}}{\Delta\bar{z}^2};$$

$$\frac{\delta\bar{p}}{\delta\bar{x}_j} \approx \frac{\bar{p}_{i,j+1} - \bar{p}_{i,j-1}}{2\Delta\bar{x}}; \quad \frac{\delta^2\bar{p}}{\delta\bar{x}_j^2} \approx \frac{\bar{p}_{i,j+1} - 2\bar{p}_{i,j} + \bar{p}_{i,j-1}}{\Delta\bar{x}^2}.$$

После подстановки приближенных представлений производных уравнение (1.8), примет вид:

$$\left(-\frac{2}{\Delta\bar{z}^2} - \frac{2}{\Delta\bar{x}^2}\right)\bar{p}_{i,j} + \left(\frac{1}{\Delta\bar{x}^2} + \frac{c}{2\Delta\bar{x}}\right)\bar{p}_{i,j+1} + \left(\frac{1}{\Delta\bar{z}^2} + \frac{A}{2\Delta\bar{z}}\right)\bar{p}_{i+1,j} + \left(\frac{1}{\Delta\bar{x}^2} - \frac{c}{2\Delta\bar{x}}\right)\bar{p}_{i,j-1} + \left(\frac{1}{\Delta\bar{z}^2} - \frac{A}{2\Delta\bar{z}}\right)\bar{p}_{i-1,j} - (E + F) = 0. \tag{9}$$

Для решения уравнения (9) используется итерационный метод Зейделя [6]. Процесс расчета давлений прекращается при выполнении условия:

$$\max \left| \frac{\bar{p}_{i,j} - \bar{p}_{i,j}^{пред}}{\bar{p}_{i,j}} \right| \leq \xi; \quad i = \overline{1, M}; \quad j = \overline{1, N},$$

где  $\bar{p}_{i,j}^{пред}$  – давление, вычисленное на предыдущей итерации;  $\xi$  – заданная точность расчета.

Эпюры давлений, полученные по разработанной методике расчета характеристик ГСО с неполным углом обхвата, представлены на рисунке 4.

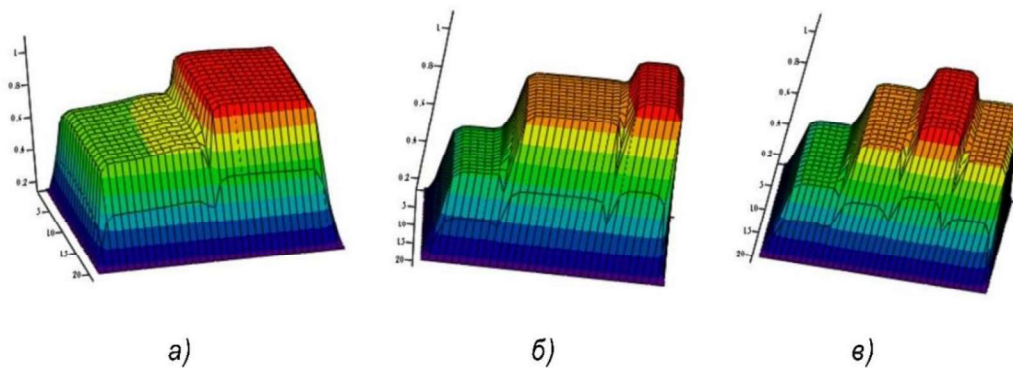


Рис. 4. Характерные эпюры давлений для ГСО с неполным углом обхвата: а) с 2-мя карманами; б) с 3-мя карманами; в) с 4-мя карманами

**Статические характеристики.** Интегрирование найденного поля давлений позволяет определить статические характеристики ГСО с неполным углом обхвата по следующим зависимостям [11, 13, 14]:

1) несущая способность ГСО:

$$W = \sqrt{R_X^2 + R_Y^2}, \tag{10}$$

где

$$R_X = \int_0^{R_o\varphi_0} \int_0^B p \sin \beta \, dx dz; \quad R_Y = \int_0^{R_o\varphi_0} \int_0^B p \cos \beta \, dx dz, \tag{11}$$

2) потери мощности на трение:

$$N_{mp} = M_{mp}\omega_0, \tag{12}$$

$$M_{mp} = \int_0^B \int_0^{R_o\varphi_0} R_o \tau dz dx, \tau = \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu V_x}{h},$$

3) массовый расход рабочей жидкости рассчитывается по формуле [3, 4, 9, 13, 14]:

$$Q_m = \frac{\pi d_H^4}{128 l_H} \sum_{n=1}^{N_k} \left( \frac{(p_0 - p_H)(\rho_0 + \rho_H)}{K(\mu_0 + \mu_H)} \right)_n, \quad (13)$$

где  $N_k$  – число камер.

Результаты расчета статических характери-

стик ГСО с неполным углом обхвата для трех вариантов конструктивного исполнения опор приведены на рис. 5–7. Опоры имеют следующие рабочие и геометрические параметры: длина опоры  $L_0 = 0,2$  м; радиус опоры  $R_0 = 0,455$  м; средний радиальный зазор  $h_0 = 100 \cdot 10^{-6}$  м; масса вала ротора  $m = 90 \cdot 10^3$  кг; давление подачи  $p_0 = 6$  МПа.

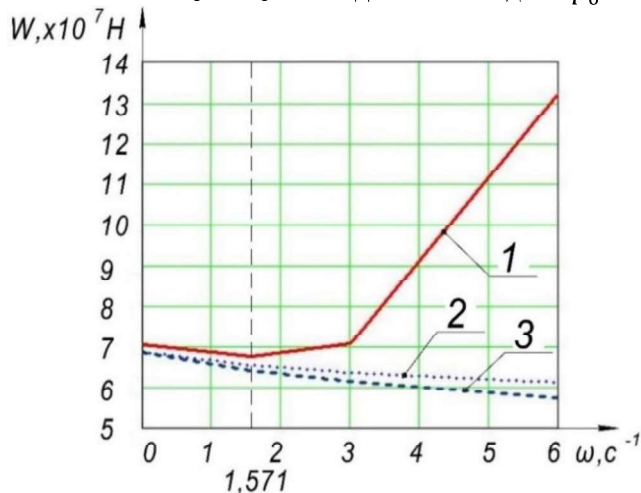


Рис. 5. Несущая способность ГСО с числом карманов: 1 – двумя, 2 – тремя, 3 – четырьмя

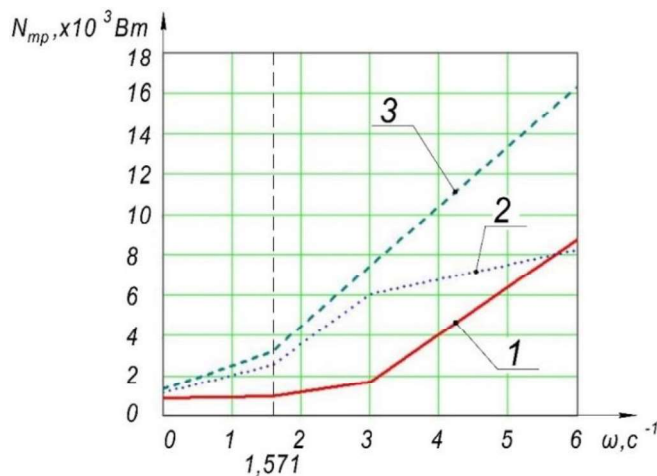


Рис. 6. Потери мощности на прокачку в ГСО с числом карманов: 1 – двумя, 2 – тремя, 3 – четырьмя

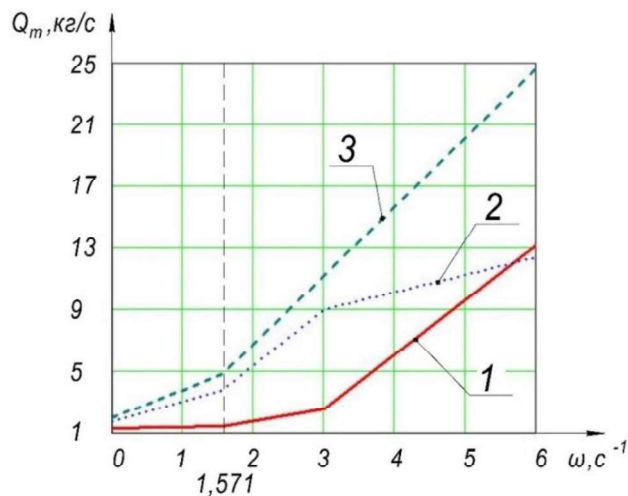


Рис. 7. Расход масла в ГСО с числом карманов: 1 – двумя, 2 – тремя, 3 – четырьмя

Как видно из рисунка 5, несущая способность опоры для варианта с двумя карманами выше, чем для двух других вариантов, при повышении скорости вращения вала при обработке несущая способность данного варианта возрастает, когда для двух других вариантов снижается. Потери мощности на прокачку значительно меньше для случая с двумя карманами, чем для двух других вариантов (рис. 6), но с ростом скорости вращения вала потери мощности на прокачку в варианте с тремя карманами становится меньше, чем с двумя. Конструкция с двумя карманами имеет значительно меньший расход, чем конструкции с тремя и четырьмя карманами (рис. 7).

**Выводы.** Разработанная методика расчета полей давлений в ГСО с неполным углом обхвата в неизотермической постановке задачи позволяет рассчитывать статические характеристики опоры и учесть нагрев масла для корректной работы гидравлической системы станка. Исходя из результатов, можно сделать вывод, что оптимальным вариантом конструктивного исполнения вкладыша для ГСО с неполным углом обхвата является вариант с двумя карманами.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Srinivasan V. Analysis of Dynamic Load Characteristics on Hydrostatic Bearing with Variable Viscosity and Temperature using Simulation Technique // *Indian Journal of Science and Technology*. 2013. № 6. Pp. 4797–4803.
2. Waheed Ur Rehman, Guiyun Jiang, Yuanxin Luo, Yongqin Wang, Wakeel Khan, Shafiq Ur Rehman, Nadeem Iqbal. Control of active lubrication for hydrostatic journal bearing by monitoring bearing clearance // *Advances in Mechanical Engineering*. 2018. № 10. Pp. 1–17.
3. Xibing Li, Xun Wang, Ming Li, Yunshi Ma, and Ying Huang. The Research Status and Progress of Heavy/Large Hydrostatic Thrust Bearing // *Advances in Mechanical Engineering*. 2014. №8. Pp. 1–9.
4. Jian Cao<sup>1</sup>, Xiaocong Zhu, Feiteng Li, Xin Jin. Modeling and constrained optimal design of an ultra-low-friction pneumatic cylinder with air bearing // *Advances in Mechanical Engineering*. 2019. №11. Pp. 1–13.
5. Nebojsa N., Zivota A., Jovan D., Dragan R., Stjepan G., Mitar J., Velibor K. An Analytical Method for the Determination of Temperature Distribution in Short Journal Bearing Oil Film // *Symmetry*. 2020. № 12. Pp. 1–19.
6. Feng Shen, Cong-Lian Chen, Zhao-Miao Liu. Effect of Pocket Geometry on the Performance of a Circular Thrust Pad Hydrostatic Bearing in Machine Tools // *Tribology Transactions*. 2014. № 57. Pp. 700–714.
7. Лазарев С.А., Савин Л.А., Соломин О.В. Аппроксимация термодинамических свойств криогенных рабочих тел // *Сборник научных трудов ученых Орловской области*. 1996. С. 24–28.
8. Максимов В.А., Баткис Г.С. Высокооборотные опоры скольжения гидродинамического трения. К.: издательство «Фэн», 2004. 406 с.
9. Шатохин С.Н., Г.Б. Золотпрева. Опоры скольжения с внешним источником давления. Красноярский политехнический институт, 1974. 157 с.
10. Попикова. А.А., Бучко И.А. Динамика ротора на управляемых гидростатодинамических опорах // *Проблемы механики современных машин*. 2012. Т. 3. С. 1–3.
11. Самарский А. А., Гулин А.В. Численные методы. М.: Наука. 1989. 432с.
12. Седов Л.И. Механика сплошной среды. Том 1. Наука. 1970. 492 с.
13. Темис М.Ю. Расчет статических и динамических коэффициентов подшипника скольжения с учетом деформативности его рабочих поверхностей // *Вестник Гомельского технологического университета им. П. О. Сухого*. 2004. № 4. С. 25–32.
14. Корнеев А.Ю., Шенбо Ли. Расчёт полей давлений и температур в смазочном слое конических гидростатодинамических подшипников // *Вестник Брянского государственного технологического университета*. 2017. №1. С. 12–24.
15. Коннор Дж., Бреббия К. Метод конечных элементов в механике жидкости. Л.: Судостроение, 1979. 264 с.
16. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М.: Наука, 1972. 720 с.

*Информация об авторах*

**Васильев Андрей Андреевич**, аспирант. E-mail: const333@mail.ru. Санкт-Петербургский Политехнический университет имени Петра Великого. Россия, 195251, г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29

*Поступила 12.04.2021 г.*

© Васильев А.А., 2021

**Vasilyev A.A.**

*Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University*

*E-mail: const333@mail.ru*

## DEVELOPMENT OF A METHODOLOGY FOR CALCULATING THE PRESSURE DEVELOPMENT OF A METHOD FOR CALCULATING THE PRESSURE FIELD FOR THE NONISOTHERMAL FLOW OF A VISCOUS LIQUID IN HYDROSTATIC BEARINGS WHEN PROCESSING LARGE-SIZED STEAM TURBINE SHAFTS

**Abstract.** *A mathematical model for calculating the pressure field of a hydrostatic support with an incomplete girth angle for a non-isothermal flow of a viscous working fluid using the iteration method is developed. The fundamental laws of hydrodynamics and the hydrodynamic theory of lubrication are used. The pressure field is calculated by jointly solving the Reynolds equation, the energy balance equation and the flow rate balance equation, as well as additional relationships for the thermophysical parameters of the working fluid, obtained by approximating the tabular values. The mathematical model of the pressure field takes into account all the characteristics and operating parameters of the hydrostatic support with an incomplete range angle, by setting the boundary conditions and geometric parameters of the working surface of the support liner. The developed system is solved by the numerical method of finite differences. A comparative analysis of the static characteristics of different designs of a hydrostatic support with an incomplete range angle is carried out. Recommendations are given on the choice of the number of pockets in the design of liners for a hydrostatic support with an incomplete range angle to ensure guaranteed floatation and maintain a given value of the working clearance in the fluid friction zone of the shaft journal and the bearing surface of the hydrostatic support liner when turning shafts of steam turbine.*

**Keywords:** *hydrostatic bearing with incomplete range angle, Reynolds equation, bearing capacity, dynamic viscosity, temperature, density, friction power loss, flow rate.*

### REFERENCES

1. Srinivasan V. Analysis of Dynamic Load Characteristics on Hydrostatic Bearing with Variable Viscosity and Temperature using Simulation Technique. *Indian Journal of Science and Technology*. 2013. No. 6. Pp. 4797–4803.
2. Waheed Ur Rehman, Guiyun Jiang, Yuanxin Luo, Yongqin Wang, Wakeel Khan, Shafiq Ur Rehman, Nadeem Iqbal. Control of active lubrication for hydrostatic journal bearing by monitoring bearing clearance. *Advances in Mechanical Engineering*. 2018. No. 10. Pp. 1–17.
3. Xibing Li, Xun Wang, Ming Li, Yunshi Ma, and Ying Huang. The Research Status and Progress of Heavy/Large Hydrostatic Thrust Bearing. *Advances in Mechanical Engineering*. 2014. No. 8. Pp. 1–9.
4. Jian Cao, Xiaocong Zhu, Feiteng Li, Xin Jin. Modeling and constrained optimal design of an ultra-low-friction pneumatic cylinder with air bearing. *Advances in Mechanical Engineering*. 2019. No. 11. Pp. 1–13.
5. Nebojsa N., Zivota A., Jovan D., Dragan R., Stjepan G., Mitar J., Velibor K. An Analytical Method for the Determination of Temperature Distribution in Short Journal Bearing Oil Film. *Symmetry*. 2020. No. 12. Pp. 1–19.
6. Feng Shen, Cong-Lian Chen, Zhao-Miao Liu. Effect of Pocket Geometry on the Performance of a Circular Thrust Pad Hydrostatic Bearing in Machine Tools. *Tribology Transactions*. 2014. No. 57. Pp. 700–714.
7. Lazarev S.A., Savin L.A., Solomin O.V. Approximation of thermodynamic properties of cryogenic working bodies [Approximaciya termodinamicheskikh svoystv kriogennykh rabochih tel]. Collection of scientific works of scientists of the Oryol region. 1996. Pp. 24–28. (rus)
8. Maksimov V.A., Batkis G.S. High-speed sliding bearings of hydrodynamic friction [Visokoskorostnii jpori gidrodinamicheskogo trenia]. Kazan: publishing house "Feng", 2004. 406 p. (rus)
9. Shatokhin S.N., Zolotpreva G.B. Sliding bearings with an external source of pressure [Opori skolizhenia s vneshnim istochnikom pitania]. Krasnoyarsk Polytechnic Institute, 1974. 157 p. (rus)
10. Popikova. A.A., Buchko I.A. Rotor dynamics on controlled hydrostatodynamic supports [Dinamika rotora na upravlyaemyh gidrostatodinamicheskikh oporah]. Problems of mechanics of modern machines. 2012. Vol. 3. Pp. 1–3. (rus)
11. Samarskiy A.A., Gulin A.V. Numerical Methods [Chislenii metodi]. *Mechanical Engineering: Science*. 1989. 432 p. (rus)
12. Sedov L.I. Continuum Mechanics. Vol. 1 [Mechanika splochnoi sredi]. *Science*. 1970. 492 p. (rus)
13. Temis M.Yu. Calculation of static and dynamic coefficients of a sliding bearing taking into account the deformability of its working surfaces [Raschet staticheskikh i dinamicheskikh koeffitsientov

podshipnika skol'zheniya s uchetom deformativnosti ego rabochih poverhnostej]. Bulletin of the Gomel Technological University named after P.O. Sukhoi. 2004. No. 4. Pp. 25–32. (rus)

14. Korneev A.Yu., Shenbo Li. Calculation of pressure and temperature fields in the lubricating layer of conical hydrostatodynamic bearings [Raschyot polej davlenij i temperatur v smazochnom sloe konicheskikh gidrostatodinamicheskikh podshipnikov]. Bulletin of the Bryansk State Technological University. 2017. No. 1. Pp. 12–24. (rus).

15. Connor J. Brabbia K. Finite element method in fluid mechanics [Metod konechnich elementov v mechanike gidkosti i gaza]. Leningrad: Shipbuilding. 1979. 264 p. (rus)

16. Vargaftik N.B. Handbook on thermophysical properties of gases and liquids [Spravochnik po teplofizicheskim svoistvam gazov igidkosti]. Moscow: Science, 1972. 720 p. (rus).

*Information about the authors*

**Vasilyev, Andrei A.** Postgraduate student. E-mail: const333@mail.ru. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. Russia, 195251, St. Petersburg, st. Polytechnic, 29.

---

*Received 12.04.2021*

**Для цитирования:**

Васильев А.А. Разработка методики расчета поля давлений для неизотермического течения вязкой жидкости в гидростатических подшипниках при обработке крупногабаритных валов паровых турбин // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2021. № 7. С. 99–106. DOI: 10.34031/2071-7318-2021-6-7-99-106

**For citation:**

Vasilyev A.A. Development of a methodology for calculating the pressure development of a method for calculating the pressure field for the nonisothermal flow of a viscous liquid in gyrostatic bearings when processing large-sized steam turbine shafts. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov. 2021. No. 7. Pp. 99–106. DOI: 10.34031/2071-7318-2021-6-7-99-106