

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОСТАТИЧЕСКОЙ ОПОРЫ С НЕПОЛНЫМ УГЛОМ ОБХВАТА ШЕЙКИ ВАЛА

Васильев А.А.

*Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
г. Санкт-Петербург*

Ключевые слова: гидростатическая опора, математическая модель, неполный угол обхвата, вал, рабочая жидкость, давление, зазор, ламинарное течение, ширина перемычки, несущая способность, схема, дифференциальное уравнение, граничные условия, уравнения движения жидкости.

Аннотация. В данной статье предлагается математическая модель, описывающая поведение рабочей жидкости в гидростатической опоре с неполным углом обхвата. Определены зависимости несущей способности и скорости потока рабочей жидкости, так же обосновывается выбор конструктивных параметров. Представленная формула для определения несущей способности гидростатической опоры с неполным углом обхвата. Даны рекомендации по проектированию четырех карманных гидростатических опор с неполным углом обхвата.

DEFINITION OF DESIGN PARAMETERS HYDROSTATIC BEARING WITH A PARTIAL ANGLE GIRTH OF JOURNAL

Vasilyev A.A.

St. Petersburg Polytechnic University of Peter the Great, St. Petersburg

Keywords: hydrostatic bearing, mathematical model, a partial girth angle, shaft, working fluid, pressure, clearance, laminar flow, bridge width, bearing capacity, circuit, differential equation, boundary conditions, equations of fluid motion.

Abstract. This article proposes a mathematical model that describes the behavior of a working fluid in a hydrostatic bearing with a partial girth angle. The dependences of the bearing capacity and the flow rate of the working fluid are determined; the choice of design parameters is also justified. The presented formula for determining the bearing capacity of a hydrostatic bearing with a partial girth angle. Recommendations are given on the design of four pocket hydrostatic bearing with a partial girth angle.

Введение

Гидростатические опоры (ГСО) с неполным углом обхвата применяются на токарных станках при точении и обработке габаритных валов турбин. Современные методы проектирования ГСО с неполным углом обхвата основываются на требованиях к несущей способности опоры и экспериментальных данных по влиянию конструктивных параметров на работу опоры.

В данной статье предлагается математическая модель опоры с вращающимся валом ротора большого диаметра шейки и массой от 80 т. Рассматривается конструкция четырехкамерного ГСО с неполным углом обхвата φ_0 . Экспериментальные данные показывают, что наилучшим вариантом исполнения ГСО является четное количество карманов от 4 [5].

Описание конструкции ГСО

Конструкция опоры представлена на рисунке 1.

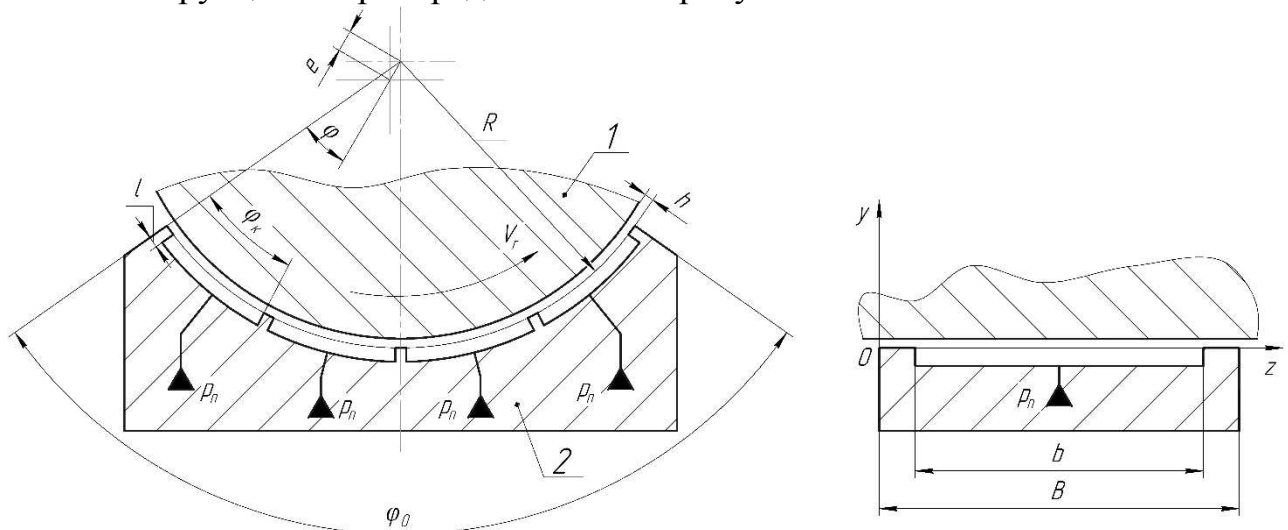


Рис. 1. Расчетная схема опоры; 1 – шейка вала ротора; 2 – ГСО

В каждый карман подается рабочая жидкость под давлением p_n . Шейка вала вращается со скоростью V_r . Рабочая жидкость попадая из карманов в зазор между шейкой вала и вкладышем обеспечивает зазор h , который до начала вращения вала при установившемся всплывании равен h_0 . Рабочая жидкость вытекает по торцам опоры в окружающую среду с давлением p_a .

При моделировании работы опоры, расчете статических характеристик и их исследовании предполагали, что соблюдается параллельное расположение осей шейки вала и ГСО. Жидкость принимается вязкой и несжимаемой, то есть: $d\mu/dt = const$, $dp/dt = const$. Сжимаемость жидкостей при нормальных условиях обычно мала. Например, для машинного масла увеличение плотности на 1% требует давления более 220 атмосфер, а для увеличения плотности на 10% – свыше 3200 атмосфер. Поэтому при небольших давлениях масло считают несжимаемой жидкостью [1]. Обычно давление в ГСО не превышает 100 атмосфер. Течение в зазоре и карманах ламинарное, так как число Рейнольдса для течения жидкости в карманах и зазорах в данной опоре не превышает 10.

Число Рейнольдса рассчитывается по формуле (1):

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D_{\Gamma}}{\mu}, \quad (1)$$

где ρ – плотность масла; V – скорость потока жидкости; μ – коэффициент динамической вязкости; D_{Γ} – гидравлический диаметр, который для прямоугольного сечения рассчитывается:

$$D_{\Gamma} = 2S/\lambda,$$

где $\lambda = 2 \cdot 3 \cdot a$ – смоченный периметр.

Функции распределения давления в тонких смазочных зазорах для несжимаемой рабочей жидкости удовлетворяют дифференциальному уравнению Рейнольдса [2]:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(H^3 \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(H^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 0, \quad (2)$$

где $p(z, \varphi)$ – функция распределения давления в смазочных зазорах; z, φ – продольная и окружная координаты, $H(\varphi) = h_0 - \varepsilon \cdot \cos \varphi$ – функция радиального смазочного зазора между смазываемыми элементами конструкции; ε – эксцентриситет вала 1 и корпуса 2.

Граничными условиями будут являться:

для крайних карманов: $p|_{\varphi=0} = p_a, p|_{\varphi=\varphi_0} = p_a, p|_{\varphi=\varphi_{ki}} = p_k,$

для центральных: $p|_{\varphi=\varphi_{ki}} = p_k,$

где φ_{ki} – угол кармана; $p_k = p_n$ – давление в кармане.

Несущая способность радиальных смазочных зазоров определяется формулой:

$$W_i = \int_0^{\varphi_0} \cos \varphi \int_0^B p(z, \varphi) dz. \quad (3)$$

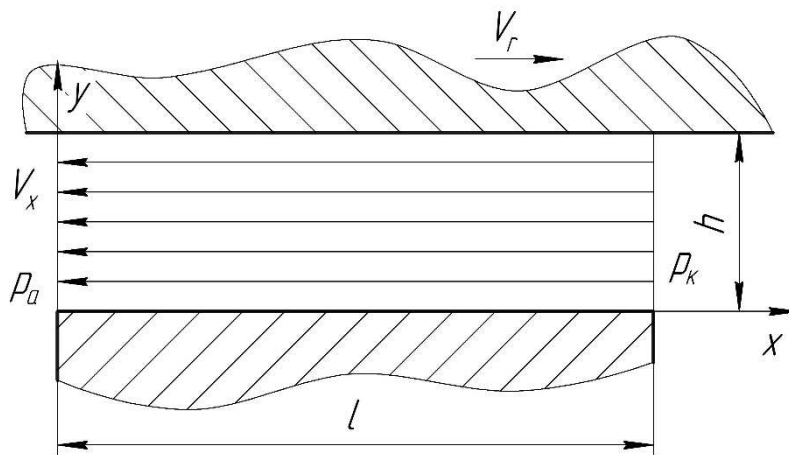


Рис. 2. Расчетная схема перемычки

Изначально вводим допущение, что при рассмотрении течения жидкости в направлении одной из осей, поведение жидкости в других осях не учитывается. Так как влияние скорости вращения вала V_r на течение рабочей жидкости значимо только в приграничном слое при малых значениях ширины перемычки, а давление в кармане p_k выталкивает рабочую жидкость из кармана перпендикулярно к плоскости зазора.

Течение несжимаемой вязкой жидкости в общем случае описывается уравнением Навье-Стокса [1]:

$$\frac{\delta \vec{V}}{\delta t} + V_x \frac{\delta \vec{V}}{\delta x} + V_y \frac{\delta \vec{V}}{\delta y} + V_z \frac{\delta \vec{V}}{\delta z} = -\frac{1}{\rho} \text{grad} p + \frac{\mu}{\rho} \Delta \vec{V}, \quad (4)$$

где $\text{grad} p = \vec{i} \frac{\delta p}{\delta x} + \vec{j} \frac{\delta p}{\delta y} + \vec{k} \frac{\delta p}{\delta z}$; $\Delta \vec{V} = \frac{\delta^2 \vec{V}}{\delta x^2} + \frac{\delta^2 \vec{V}}{\delta y^2} + \frac{\delta^2 \vec{V}}{\delta z^2}$.

С учетом всех принятых допущений для модели дифференциальные уравнения движения жидкости примут вид:

$$V_x \frac{\delta V_x}{\delta x} + V_y \frac{\delta V_x}{\delta y} + V_z \frac{\delta V_x}{\delta z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\delta p}{\delta x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\delta^2 V_x}{\delta x^2} + \frac{\delta^2 V_x}{\delta y^2} + \frac{\delta^2 V_x}{\delta z^2} \right),$$

$$\begin{aligned}
 V_x \frac{\delta V_y}{\delta x} + V_y \frac{\delta V_y}{\delta y} + V_z \frac{\delta V_y}{\delta z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\delta p}{\delta y} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\delta^2 V_y}{\delta x^2} + \frac{\delta^2 V_y}{\delta y^2} + \frac{\delta^2 V_y}{\delta z^2} \right), \\
 V_x \frac{\delta V_z}{\delta x} + V_y \frac{\delta V_z}{\delta y} + V_z \frac{\delta V_z}{\delta z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\delta p}{\delta z} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\delta^2 V_z}{\delta x^2} + \frac{\delta^2 V_z}{\delta y^2} + \frac{\delta^2 V_z}{\delta z^2} \right).
 \end{aligned} \tag{5}$$

Добавим уравнение неразрывности потока несжимаемой жидкости:

$$\frac{\delta V_x}{\delta x} + \frac{\delta V_y}{\delta y} + \frac{\delta V_z}{\delta z} = 0. \tag{6}$$

Рассмотрим скорость потока рабочей жидкости по одной из координат, для примера по Ox . Тогда из уравнения неразрывности получаем, согласно выбранной координате:

$$\frac{\delta V_x}{\delta x} = 0; \quad \frac{\delta^2 V_x}{\delta x^2} = 0.$$

При ламинарном течении вдоль оси Ox , считаем, что линии тока прямые, параллельные оси, тогда:

$$V_y = V_z = 0;$$

$$\frac{\delta V_y}{\delta y} = \frac{\delta V_z}{\delta z} = 0; \quad \frac{\delta^2 V_y}{\delta y^2} = \frac{\delta^2 V_z}{\delta z^2} = 0; \quad \frac{\delta V_y}{\delta x} = \frac{\delta V_z}{\delta x} = 0; \quad \frac{\delta^2 V_y}{\delta x^2} = \frac{\delta^2 V_z}{\delta x^2} = 0;$$

$$\frac{\delta V_y}{\delta z} = \frac{\delta V_z}{\delta y} = 0; \quad \frac{\delta^2 V_y}{\delta z^2} = \frac{\delta^2 V_z}{\delta y^2} = 0.$$

Поскольку мы не учитываем движение по оси z , то:

$$\frac{\delta V_x}{\delta z} = 0; \quad \frac{\delta^2 V_x}{\delta z^2} = 0.$$

В итоге система дифференциальных уравнений движения принимает вид:

$$0 = -\frac{1}{\rho} \frac{\delta p}{\delta x} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\delta^2 V_x}{\delta y^2}, \tag{7}$$

$$0 = -\frac{1}{\rho} \frac{\delta p}{\delta y}.$$

Из второго уравнения системы (5) делаем вывод:

$$\frac{\delta p}{\delta y} = 0.$$

Это означает, что давление является функцией только координаты x . Скорость V_x является функцией координаты y . Следовательно, первое уравнение системы (7) можно записать, переходя от частных производных к полным производным:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} = \frac{\mu}{\rho} \frac{d^2 V_x}{dy^2}. \tag{8}$$

Преобразуя формулу (8), получаем:

$$\frac{d^2V_x}{dy^2} = \frac{1}{\mu} \frac{\delta p}{\delta x}. \quad (9)$$

Интегрируя последнее уравнение (9) по переменной y , получаем:

$$\begin{aligned} \frac{dV_x}{dy} &= \frac{1}{\mu} \frac{\delta p}{\delta x} y + C_1; \\ V_x &= \frac{y^2}{2\mu} \frac{\delta p}{\delta x} + C_1 y + C_2. \end{aligned} \quad (10)$$

Для определения постоянных интегрирования C_1 и C_2 используется граничные условия для скорости: при $y=0$ $(V_x)_0 = 0$; при $y=h$ $(V_x)_0 = V_r$. Таким же способом можно найти зависимость скорости по слоям на кромке противоположно скорости вращению вала:

$$V_x = \frac{1}{2\mu} \frac{\delta p}{\delta x} y(y-h) + V_r \frac{y}{h}. \quad (11)$$

Чтобы рабочая жидкость заполнила всю площадь перемычки против вращения вала (рис. 2), необходимо чтобы скорость $V_x \leq 0$ на высоте зазора минимум $0,9 \cdot h$, исходя из этих требований, получаем путем преобразования формулы (11):

$$dx \leq \frac{dp \cdot h_0^2}{20 \cdot V_r \cdot \mu}, \quad (12)$$

проинтегрировав получившееся выражение (12) по x получаем для значения длины перемычки с учетом постоянных интегрирования:

$$l \leq \frac{\Delta p \cdot h_0^2}{20 \cdot V_r \cdot \mu}, \quad (13)$$

где $\Delta p = p_k - p_a$ – перепад давления.

Ширина перемычки должна быть $l \geq 5$ мм. Так как нетехнологично изготавливать перемычки размера меньше 5 мм. Материал, из которого изготавливаются вкладыши для ГСО, – баббит, не жесткий. При значениях перемычки меньше 5 мм, несущая способность площадки перемычки становится незначительной:

$$W_n = \int_0^{\varphi_n} \cos \varphi \int_0^l p(z, \varphi) dz.$$

Результаты исследования

На рисунке 3 представлен график зависимости W_i от b при разных φ_0 .

На рисунке 4 показана зависимость скорости $\partial V_x / \partial y$ от зазора при разных длинах перемычки l . При наименьшей длине l (рис. 4 линия 1) видно, что рабочая жидкость не затягивается шейкой вала и способна достигнуть радиального края опоры. В этом случае длина перемычки соответствует равенству в формуле (13) и мы видим, что на высоте $0,9 \cdot h$ скорость $V_x = 0$. Из расчетной схемы (рисунок 2), мы видим, что скорость течения рабочей жидкости противоположно

направлению вращения вала, при $V_x \leq 0$ рабочая жидкость не затягивается вращением вала V_r .

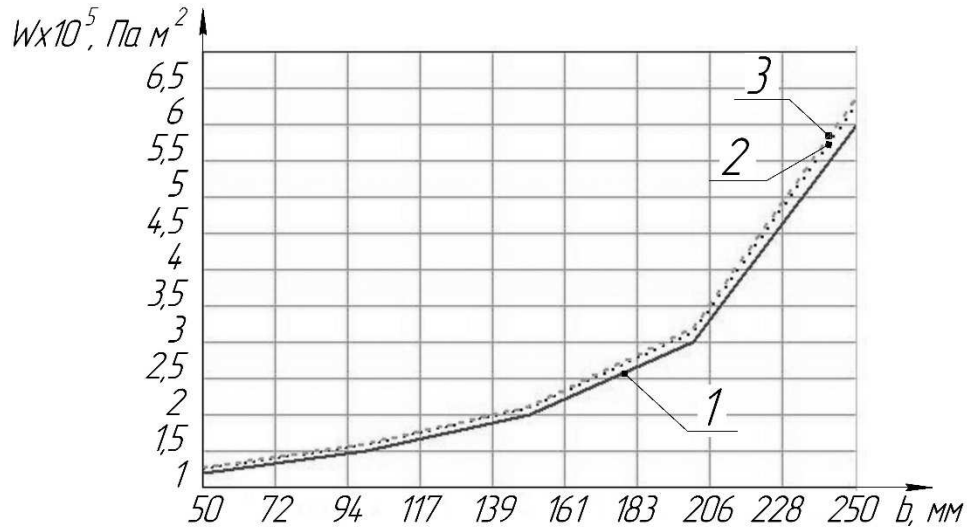


Рис. 3. Несущая способность W_i в зависимости от поперечной длины кармана b :
1 – при $\varphi_0 = 90^\circ$, 2 – при $\varphi_0 = 100^\circ$, 3 – при $\varphi_0 = 110^\circ$

Как видно из рисунка 3, при увеличении длины кармана в поперечном сечении b несущая способность W_i возрастает. Угол обхвата ГСО φ_0 почти не влияет на несущую способность.

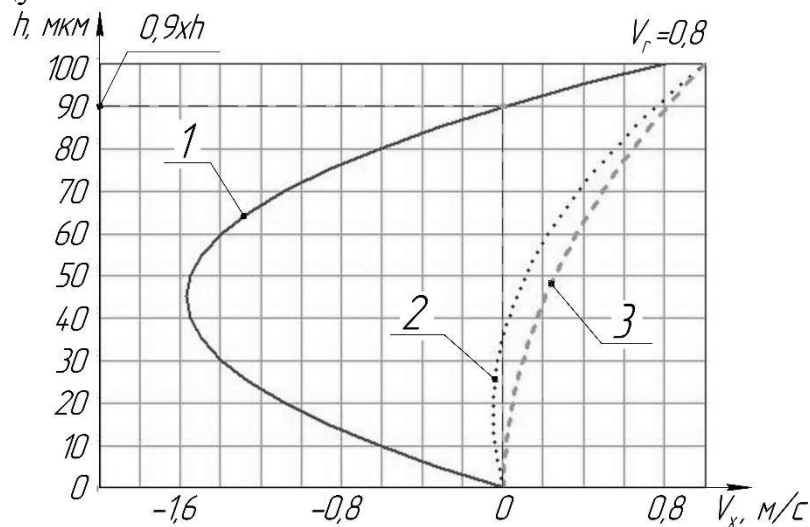


Рис. 4. Скорость течения рабочей жидкости в зазоре на перемычке против вращения вала; 1 – при $l = 10$ мм, 2 – при $l = 30$ мм, 3 – при $l = 50$ мм

При вращение вала для гарантированного обеспечения зазора на кромке вкладыша находящегося против направления вращения относительно оси длину перемычки l необходимо задавать, учитывая условие (13). Малое значение перемычки приведет к увеличению роста температуры и уменьшению жесткости опоры [4,9].

Выводы

Разработанная математическая модель и результаты исследования позволяют сделать следующие выводы.

1. Значение ширины перемычки стоит выбрать согласно (13).

2. Глубина карманов t , как видно из формулы (2) не влияет на несущую способность ГСО.

3. Соотношение ширины кармана к ширине опоры стоит так же выбирать, учитывая рекомендации (12), но с учетом факта, что по торцам на оси z вращение вала происходит перпендикулярно линиям тока рабочей жидкости со скоростями V_z , поэтому критическими зонами являются крайние точки ГСО. Ширина перемычки по данным торцам может быть выбрана в 2 раза больше, чем в радиальном направлении.

Представленные в данной статье выводы позволяют подобрать размеры перемычек ГСО под необходимый вал с учетом длины шейки вала.

Список литературы

1. Смогунов В., Филиппов Б.А. Основы механики сплошных сред: уч. пособие. Ч. 1. – Пенза: Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2005. – 75 с.
2. Константиnescу В.Н. Газовая смазка: Пер. с румынск. – М.: Машиностроение, 1968. – 709с.
3. Седов Л.И. Механика сплошной среды. Т. 1.– М.: Наука, 1970. – 492 с.
4. Шатохин С.С. Совершенствование гидростатических шпиндельных опор и направляющих металлорежущих станков: дисс. ... канд. техн. наук: 05.02.02. – 156 с.
5. Пуш В.Э. Металлорежущие станки. – М.: Машиностроение, 1985. – 575 с.
6. Шатохин С.Н., Коднянко В.А., Зайцев В.П. Функциональные возможности радиальной адаптивной гидростатической опоры. – М.: Машиноведение, 1988. № 4. – С. 85-91.
7. Борисюк А.В., Аврамов К.В. К расчету нелинейных сил, действующих на цапфы роторов на подшипниках скольжения // Динамика и прочность машин. 2011. № 3. С. 48-53.
8. Коднянко В.А. Отрицательная податливость энергосберегающей адаптивной радиальной гидростатической опоры с ограничением выходного потока смазки// Journal of Siberian Federal University. Engineering & Technologie. 2010. № 4. С. 444-452.
9. Дудески Л., Петков П., Прокопенко В.А., Яцкевич А.А. Методические указания по выполнению расчётов и проектированию подшипников современных высокопроизводительных металлорежущих станков. – Л.: ЛГТУ, 1990. – 37 с.

Сведения об авторе:

Васильев Андрей Андреевич – аспирант, СПбПУ, г. Санкт-Петербург.