

УДК 621-822-5

UDC 621-822-5

**РАСЧЕТ РАДИАЛЬНОГО
ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ
С КАНАВКОЙ****CALCULATION OF THE PLAIN
GROOVE JOURNAL BEARING****В. А. Мордвинкин, С. А. Горкун,
Р. А. Сергиенко****V. A. Mordvinkin, S. A. Gorkun,
R. A. Sergienko**Донской государственный технический
университет, Ростов-на-Дону,
Российская ФедерацияDon State Technical University, Rostov-on-Don,
Russian Federation,2456537@bk.ru
spu-42.4@donstu.ru2456537@bk.ru
spu-42.4@donstu.ru

Рассмотрен метод расчета радиального подшипника конечной длины с жидкостной смазкой. В качестве основы расчета выступает дифференциальное уравнение Рейнольдса с соответствующими граничными условиями. Полученная граничная задача решена методом конечных элементов в программном комплексе *FlexPDE*. При этом вязкость смазки считалась зависимой от давления по формуле Баруса. Определено поле давления в зазоре конкретного подшипника, а также его несущая способность. Результаты расчетов представлены в виде графиков.

The article considers the method of calculation of the journal bearing of finite length with fluid-based lubricant. As the basis of calculation the authors took Reynolds differential equation with the relevant boundary conditions. The boundary value problem is solved by the finite element software package *FlexPDE*, while the viscosity of the lubricant was calculated dependent on pressure using the Barus formula. The authors defined the pressure field in the gap of a particular bearing and its bearing capacity. The calculation results are presented in the graphs.

Ключевые слова: подшипник скольжения, смазка, вязкость, поле давления.**Keywords:** plain bearing, lubrication, viscosity, pressure field.

Введение. Подшипники скольжения[1] применяются во многих отраслях техники. В данной работе предлагается методика расчета несущей способности таких подшипников с учетом зависимости вязкости от давления. Методика расчета базируется на использовании метода конечных элементов[2]. В качестве примера рассмотрен расчет подшипника скольжения двигателя внутреннего сгорания.

Постановка задачи. В данной работе ограничимся расчетом одного из подшипников двигателя внутреннего сгорания (ДВС). Подшипник состоит из двух вкладышей, в одном из которых (нижнем) расположен питатель (рис. 1).



Рис. 1. Вкладыш коренного подшипника ДВС с питателем

При расчете подшипника будем считать движение установившимся, температуру смазываемой жидкости постоянной. Вязкость зависит от давления по формуле Баруса $\mu = e^{aP}$, где a — пьезокоэффициент вязкости. При данных предположениях основная задача, возникающая при расчете подшипника, сводится к определению поля давлений в смазочном слое. Для определения поля давлений воспользуемся уравнениями Навье — Стокса, которые в цилиндрической системе координат и в пренебрежении силами инерции примут вид [3]:

$$\frac{1}{R} \frac{\partial P}{\partial \varphi} = \mu \frac{\partial^2 V_\varphi}{\partial R^2}; \quad \frac{\partial P}{\partial R} = 0; \quad \frac{\partial P}{\partial z} = \mu \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2}. \quad (1)$$

При расчете давления в смазочном слое будем считать, что корпус подшипника неподвижен, а вал вращается с некоторой постоянной угловой скоростью ω . При этом центры вала и подшипника не соосны и сдвинуты на величину e — эксцентриситета подшипника, что и создает условие для возникновения несущей способности подшипника. Разность радиусов подшипника и шипа (рис. 2) определяет средний зазор — c .

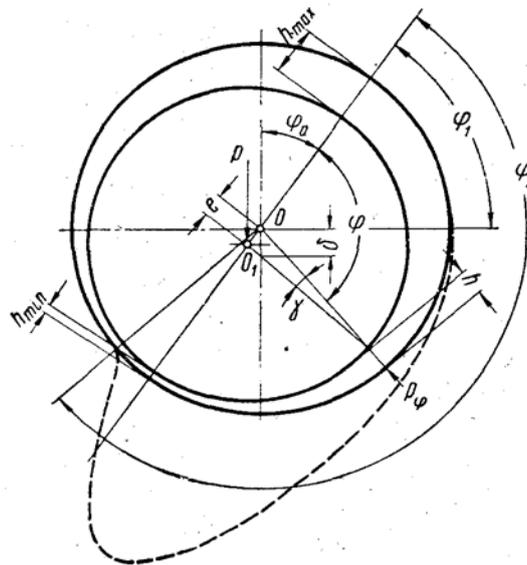


Рис. 2. Схема радиального подшипника скольжения

Полученные уравнения (1) можно упростить с учетом отсутствия радиального движения частиц смазки. Производя в системе уравнений (1) замену переменных:

$$\varphi = \phi; \quad z = z; \quad \eta = R - R_0; \quad d\eta = dR, \quad (2)$$

приходим к системе

$$\frac{1}{R_0} \frac{\partial P}{\partial \phi} = \mu \frac{\partial^2 V_\phi}{\partial \eta^2}; \quad \frac{\partial P}{\partial \eta} = 0; \quad \frac{\partial P}{\partial z} = \mu \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \quad (3)$$

со следующими граничными условиями:

на подшипнике (неподвижная поверхность) при $\eta = 0$

$$V_\phi = 0; \quad V_z = 0; \quad (4)$$

на шипе (подвижная поверхность, вращающаяся с угловой скоростью ω_0 .) при $\eta = H$

$$V_\phi = \omega_0 R_0; \quad V_z = 0. \quad (5)$$

Интегрируя первое и третье уравнения системы (3) с учетом граничных условий (4), (5), устанавливаем:

$$V_\phi = \frac{1}{2\mu R_0} \frac{\partial P}{\partial \phi} (\eta^2 - H\eta) + \frac{\omega_0 R_0}{H} \eta; \quad (6)$$

$$V_z = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial z} (\eta^2 - H\eta). \quad (7)$$

Подставляя значения V_φ и V_z (6), (7) в уравнение неразрывности, которое для несжимаемой жидкости ($\rho = \text{const}$) и постоянной вязкости ($\mu = \text{const}$) имеет вид

$$\frac{1}{R_0} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial V_r}{\partial \eta} + \frac{\partial V_z}{\partial z} = 0,$$

Получим

$$\frac{1}{R_0} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\frac{1}{2\mu R_0} \frac{\partial P^I}{\partial \varphi} (\eta^2 - H\eta) + \frac{\omega_0 r_0}{H} \eta \right] + \frac{\partial V_r}{\partial \eta} + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{1}{2\mu} \frac{\partial P^I}{\partial z} (\eta^2 - H\eta) \right] = 0. \quad (8)$$

Проинтегрируем уравнение (8) по толщине слоя η :

$$\begin{aligned} & \frac{1}{R_0} \int_0^H \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\frac{1}{2\mu R_0} \frac{\partial P^I}{\partial \varphi} (\eta^2 - H\eta) + \frac{\omega_0 r_0}{H} \eta \right] d\eta + \\ & + \int_0^H \frac{\partial V_r}{\partial \eta} d\eta + \int_0^H \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{1}{2\mu} \frac{\partial P^I}{\partial z} (\eta^2 - H\eta) \right] d\eta = 0. \end{aligned}$$

Учитывая, что

$$\int_0^H \frac{\partial}{\partial q} [f(\varphi, \eta, z)] d\eta = \frac{\partial}{\partial q} \int_0^H f(\varphi, \eta, z) d\eta - f(\varphi, H, z) \frac{\partial H}{\partial q},$$

после преобразования получим уравнение Рейнольдса [3] для радиального подшипника скольжения

$$\frac{1}{R_0^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(H^3 \frac{\partial P^I}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z^I} \left(H^3 \frac{\partial P^I}{\partial z^I} \right) = 6\mu\omega_0 \frac{\partial H}{\partial \varphi} \quad (9)$$

с граничными условиями:

$$P^I \Big|_{z^I = \pm L} = P_{\text{изб}}, \quad (10)$$

где $P_{\text{изб}}$ — избыточное давление масла на торцах;

$$P^I \Big|_{\gamma_{\text{питатель}}^I} = P_S,$$

где P_S — избыточное давление масла на выходе из питателя.

Для удобства дальнейших расчетов перейдем в (9), (10) к безразмерному виду по формулам:

$$R = R_0 r; \varphi = \varphi; z^I = z R_0; \varepsilon = \frac{e}{c}; P^I = P_S P; H = ch. \quad (11)$$

Преобразовывая (9), (10) с помощью формул (11), приходим к уравнению Рейнольдса в безразмерном виде:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right) = - \frac{6\mu\omega_0 e R_0^2}{c^3 P_S} \quad (12)$$

с соответствующими граничными условиями

$$P \Big|_{z = \pm \frac{L}{R_0}} = P_{\text{изб}}; P \Big|_{\gamma_{\text{питат}}} = 1. \quad (13)$$

Метод решения. Решая численно уравнение Рейнольдса (12) с граничными условиями (13) методом конечных элементов в программном комплексе *FlexPDE*, определяем поле давлений в смазочной области подшипника, варьируя параметры вязкости, геометрии подшипника, перепада давлений и эксцентриситета. При реализации метода конечных элементов представим область смазки подшипника в виде развернутого цилиндра длиной $2L$ с охватом шипа от φ_1 до φ_2 (рис. 3).

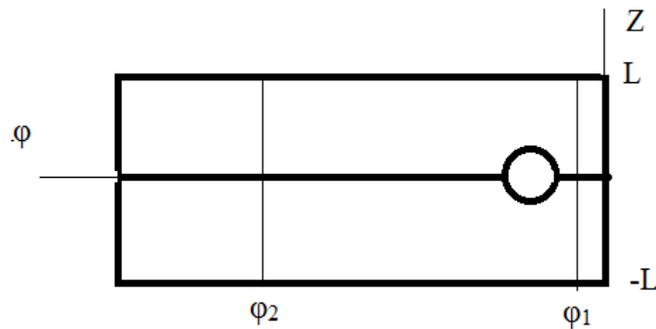


Рис. 3. Схема развернутой поверхности подшипника скольжения

Для определения несущей способности [4],[5] (вертикальной составляющей главного вектора сил давления) подшипника W_y справедлива формула:

$$W_y = -R_0^2 P_s \int_{-L}^L \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (P - P_{изб}) \cos \varphi d\varphi dy \cos(\varphi_a) - \\ - R_0^2 P_s \int_{-L}^L \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (P - P_{изб}) \cos \varphi d\varphi dy \cos(\varphi_a).$$

При этом угол отклонения определим из соотношения:

$$\varphi_a = \arctg\left(-\frac{1}{e} \frac{(J_1 - HJ_2)}{(J_1 - HJ_2)}\right), \text{ где } I_n = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{d\varphi}{h^n}, J_n = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{\sin \varphi d\varphi}{h^n}; H = \frac{I_1}{I_2}.$$

Анализ несущей способности подшипника удобнее производить с помощью безразмерного коэффициента несущей способности:

$$C_w = \frac{W_y}{4LR_0(P_s - P_{изб})}.$$

Анализ результатов. По предложенной методике в среде *FlexPDE* рассчитан радиальный подшипник скольжения с параметрами:

$$P_{изб} = 0,98 \times 10^5 \text{ Н/м}^2;$$

$$P_s = 2P_{изб};$$

$$R_0 = 3,75 \times 10^2 \text{ м};$$

$$L = 3,75 \times 10^2 \text{ м};$$

$$\mu_0 = 0,4 \frac{\text{Нс}}{\text{м}^2};$$

$$a = 2,5 \times 10^{-8};$$

$$d_{пит} = 1,7 \times 10^{-2} \text{ м}.$$

Результаты расчета представлены на графиках (рис. 4–7), из которых следует, что предложенный в работе метод расчета позволяет с достаточной степенью точности определить основные характеристики опоры, а также влияние давления на вязкость смазки в зазоре.

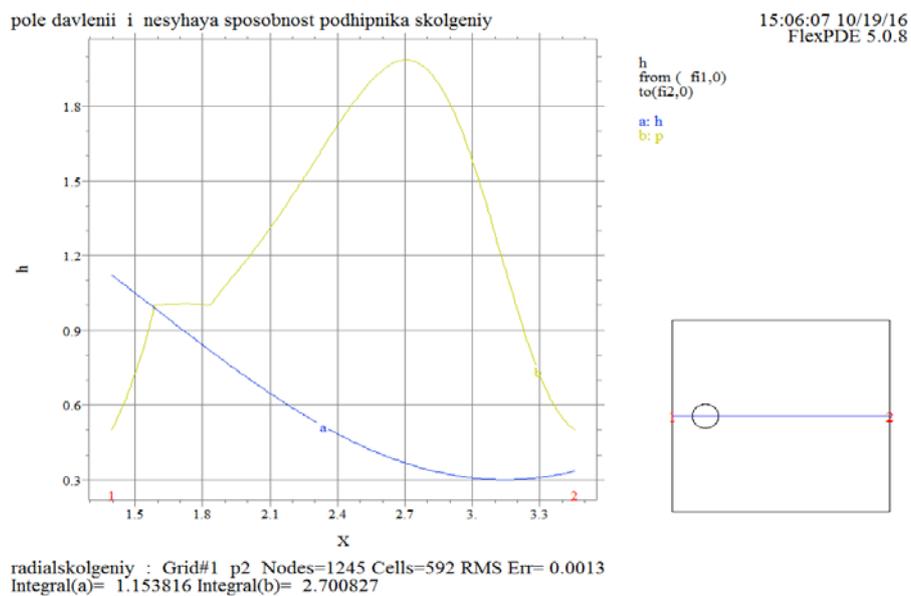


Рис. 4. Изменение давления P и величины зазора h в области смазки

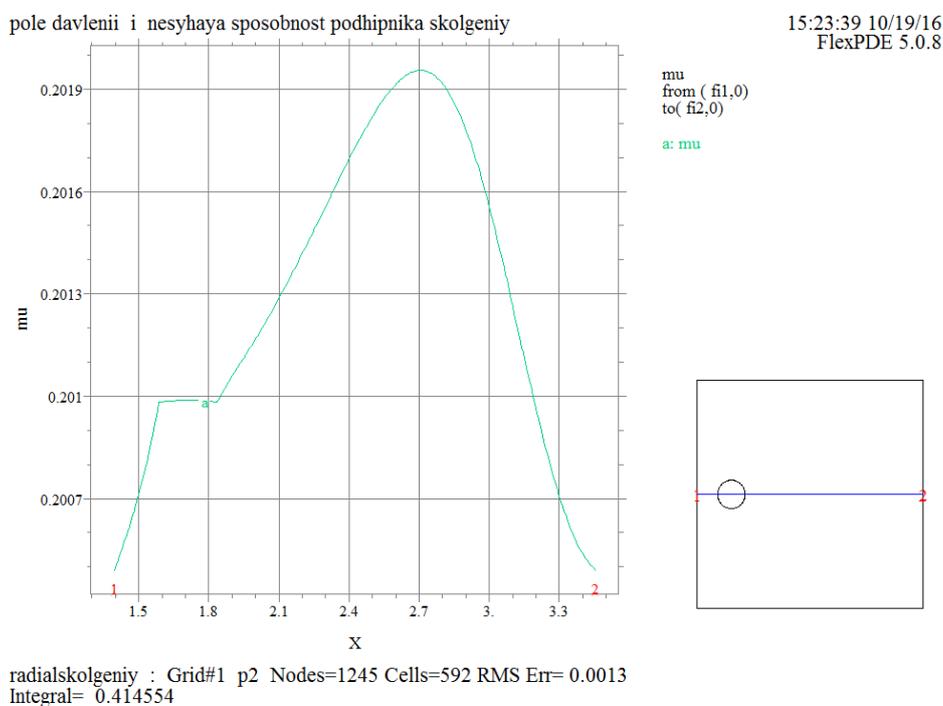
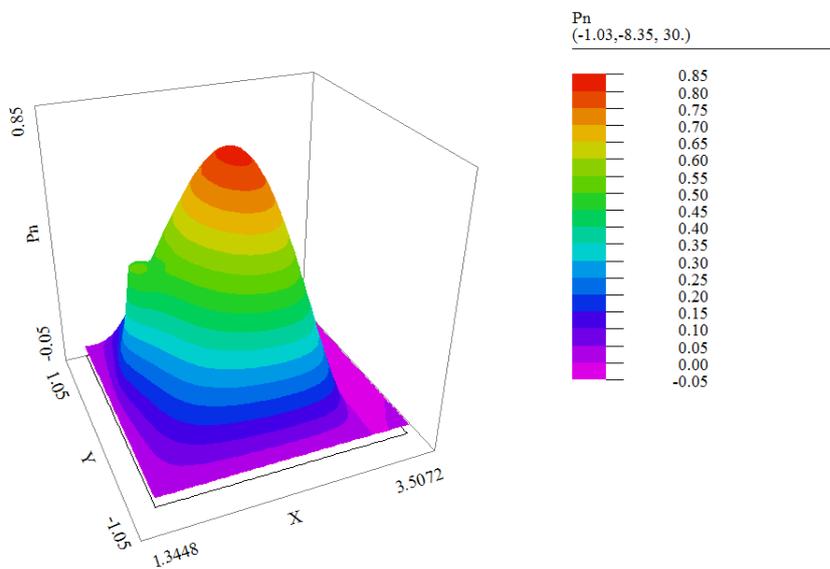


Рис. 5. Изменение вязкости μ в области смазки

pole davlenii i nesyhaya sposobnost podhipnika skolgeniy

15:06:07 10/19/16
FlexPDE 5.0.8

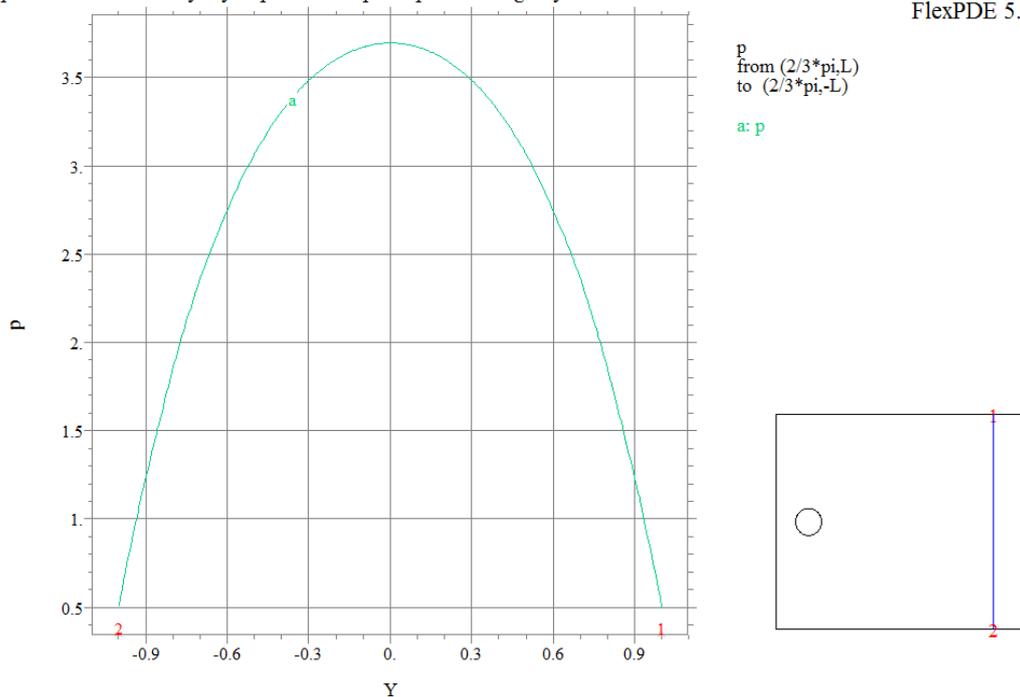


radialskolgeniy : Grid#1 p2 Nodes=1245 Cells=592 RMS Err= 0.0013
Integral= 1.201314

Рис. 6. Распределение давления P в зазоре подшипника

pole davlenii i nesyhaya sposobnost podhipnika skolgeniy

07:41:17 6/19/16
FlexPDE 5.0.8



skolgenie lotverctie: Grid#1 p2 Nodes=1118 Cells=531 RMS Err= 0.0017
Stage 6 Integral= 5.494903

Рис. 7. Изменение давления P по длине подшипника

Библиографический список

1. Кочин, Н. Е. Теоретическая гидромеханика. Ч. 1. / Н. Е. Кочин, И. А. Кибель, Н. В. Розе. — Москва : Физматгиз, 1963. — 585 с.



2. Мордвинкин, В. А. Введение в механику жидкости и газа / В. А. Мордвинкин. — Ростов-на-Дону : Изд. центр ДГТУ, 2016. — 95 с.
3. Мордвинкин, В. А. Математическое моделирование опор с газовой смазкой / В. А. Мордвинкин. — Ростов-на-Дону : Изд. центр ДГТУ, 2008. — 55 с.
4. Снопов, А. И. Теоретические основы работы газостатических опор / А. И. Снопов. — Ростов-на-Дону : Изд-во ЮФУ, 2009. — 176 с.
5. Мордвинкин, В. А. Несущая способность упорного газостатического подшипника (УГСП) с учетом вращения / В. А. Мордвинкин // Вестник Дон. гос. техн. ун-та. — 2008. — Т. 8, № 2 (37). — С. 166–169.