

*В. Н. Поляков*

## ПАРАМЕТРЫ ЭКСЦЕНТРИСИТЕТА ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

**Аннотация.** Рассмотрен расчет определения параметров эксцентриситета подшипника скольжения, основанный на определении угловых координат в материально-агрегатной модели, испытываемой на машине трения ИИ5018. Анализ полученных данных позволяет установить уточненное положение эксцентриситета и среднего положения толщины слоя смазочного материала  $h_0$ , а также определить значения и положения минимальной толщины пленки  $h_{\min}$  в контактной области сопрягаемых тел, не используя приблизительные или задаваемые значения угловой координаты эксцентриситета, тем самым повысить точность исследований в области трения. Представлены результаты параметров эксцентриситета с расчетными табулированными в виде сравнительных табличных значениях.

**Ключевые слова:** подшипник скольжения, машина трения, жидкостное трение, угловая координата, эксцентриситет, толщина смазочного слоя.

**Для цитирования:** Поляков, В. Н. Параметры эксцентриситета гидродинамического подшипника скольжения / В. Н. Поляков // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2024. – № 2. – С. 188–193. – DOI 10.46973/0201-727X\_2024\_2\_188.

### *Введение*

Подшипники скольжения являются обязательными элементами практически любого агрегата современной машины. Следует отметить, что причиной выхода из строя эксплуатируемой машины в 90 % случаев является отказ работоспособности подшипника [1, 2]. Это позволяет считать высоко актуальными все вопросы, связанные с инженерным проектированием, технологией изготовления и эксплуатацией трибосистем.

Настоящая работа посвящена повышению точности инженерных расчетов радиальных подшипников скольжения, работающих в гидродинамическом режиме смазывания при ламинарном потоке жидкого смазочного материала.

В настоящее время методика расчетов стандартизирована [3, 4]. В процессе выполнения расчетов используется целый ряд допущений, которые упрощают расчет, но снижают его точность. К такому параметру относится в первую очередь угловая координата эксцентриситета вала относительно направления нагрузочной характеристики, величина эксцентриситета и толщина смазочного слоя.

### *Теоретические исследования*

Основными эксплуатационными характеристиками подшипника является несущая способность, износостойкость, потери на трение, а также размерные параметры [1, 2, 5]. Эти данные должны быть определены при проектировании на основе расчетных моделей. Исходными элементами расчета является толщина смазочного слоя. Как известно, теоретически минимальную толщину смазочного слоя принято определять через абсолютные или через относительные величины:

$$h_{\min} = \frac{\Delta}{2} - e = r_1 \cdot \psi (1 - \varepsilon), \quad (1)$$

где  $\psi = \frac{r_1 - r}{r_1}$  – относительный зазор;

$\varepsilon = \frac{e}{\Delta/2} = 1 - \frac{h_{\min}}{\Delta/2}$  – относительный эксцентриситет;

$r_1 - r = \frac{\Delta}{2}$  – радиальный зазор.

Выражение для определения абсолютной величины эксцентриситета имеет вид:

$$e = \sqrt{x_0^2 + y_0^2}, \quad (2)$$

где  $x_0 = r \sin \beta$  – смещение центра втулки по оси  $x$ ;  $r$  – радиус вала;  $\beta$  – угловая координата положения эксцентриситета;

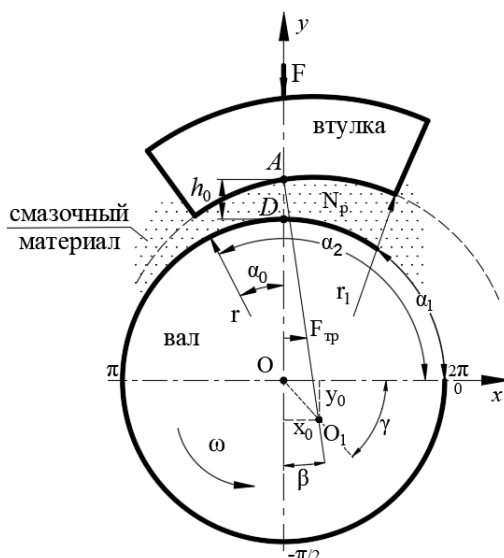
$y_0 = r + h_0 - r_1 \cos \beta$  – смещение центра втулки по оси  $y$ ;

$r_1 = r + \frac{\Delta}{2}$  – радиус втулки, где  $\Delta$  – величина диаметрального зазора.

В стандартизированном расчете используется только относительная величина эксцентриситета в виде диапазона величин при заданном положении вала относительно направления нагрузки. Кроме того, численно задана таблица с угловой координатой  $\beta$ , что требует интерполяции для вычисления промежуточных значений параметров [4].

В эксплуатационной практике величина и угловая координата эксцентриситета зависит от нагрузочно-скоростных режимов эксплуатации подшипника. Повышение точности расчетов может быть выполнено на основе учета связи коэффициента трения смазочного материала в применяемых нагрузочно-скоростных режимах при угловой координате эксцентриситета вала относительно направления нагрузки.

Эта материально-агрегатная модель (рисунок) реализуется на испытательной машине трения ИИ 5018 в виде частичного вкладыша (колодки, втулки) и вала [6, 7]. Вал вращается против часовой стрелки с угловой скоростью  $\omega$ . На втулку действует внешняя сила  $F$ .



#### Схема параметров трибологической модели «вал-втулка»:

$F$  – нагрузка;  $F_{тр}$  – сила трения;  $\omega$  – скорость вала;  $h_0$  – толщина смазочной пленки в контакте;

$\alpha_0$  – половина длины дуги контакта;  $\alpha_1$  – угол, определяющий начало границы нагружения;

$\alpha_2$  – угол, определяющий конец границы нагружения;

$\gamma$  – угол, определяющий зону нагружения колодки;

$r$  – профиль вала;  $r_1$  – профиль втулки;  $\beta$  – угловая координата положения эксцентриситета;

$N_p$  – подъемная сила смазочного клина;  $\angle OAO_1 = \beta$  – угловая координата эксцентриситета;

$\alpha_0$  – длина дуги половины контакта

В результате присутствия жидкого смазочного материала в зазоре с начальным значением толщины смазочного слоя  $AD = h_0$  и  $\omega > 0$  в контакте появляется гидродинамическое давление, которое приводит к смещению центра втулки  $O_1$  относительно центра вала  $O$ , определяемое эксцентриситетом  $e$ .

Определим положение угловой координаты эксцентриситета с помощью реакции гидродинамического давления на вал и на втулку подшипника скольжения относительно направления нагрузки, связанной с коэффициентом жидкостного трения смазочного материала.

Для этого найдем подъемную силу смазочного клина [8], действующую в контактной зоне:

$$N_p = N - N_0, \quad (3)$$

где  $N$  – сила реакции на область трения вала;  $N_0$  – сила реакции на область трения втулки.

Силу реакции на область трения вала найдем по формуле:

$$N = P_{\max} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot s, \quad (4)$$

где  $P_{\max}$  – максимальное давление в области контакта сопрягаемых тел;  $s$  – ширина контактной поверхности.

Также найдем и силу реакции на область трения втулки по формуле:

$$N_0 = P_{\max} \cdot (l_2 - l_1) \cdot s. \quad (5)$$

Для учета жидкостного трения доказано, что всегда имеет место совместно реализуемое граничное и смешанное трение [9], учитывая это, запишем выражение для сил реакции как:

$$Nf_{\text{см}} = N_0f_0 - N_p f_{\text{жид}}, \quad (6)$$

где  $f_{\text{см}}$  – коэффициент смешенного трения;  $f_0$  – коэффициент граничного трения;  $f_{\text{жид}}$  – коэффициент жидкостного трения.

Если  $P_{\max}$  – максимальное внешнее давление на контакт, то силу трения можно вычислить по формуле:

$$F_{\text{см}} = Nf_{\text{см}} = P_{\max} A, \quad (7)$$

где  $A = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot s$  – площадь смачиваемой поверхности вала.

$$F_{\text{гран}} = N_0f_0 = P_{\max} A_1, \quad (8)$$

где  $A_1 = l \cdot s$  – площадь смачиваемой поверхности втулки;  $l$  – длина дуги контактной поверхности относительно втулки.

Как известно, длина дуги  $l = r \cdot \alpha$ , где угол  $\alpha$  указан в радианах, тогда получим начальное положение входной зоны нагружения  $\alpha_1$  (рисунок):

$$l_1 = \left[ \frac{\pi}{2} - \arcsin\left(\frac{a}{r}\right) \right] \cdot r. \quad (9)$$

Конечное положение выходной зоны нагружения  $\alpha_2$  (рисунок):

$$l_2 = \left[ \frac{\pi}{2} + \arcsin\left(\frac{a}{r}\right) \right] \cdot r, \quad (10)$$

где  $a$  – является длиной дуги контакта проекции втулки на ось  $x$  на участке  $\alpha_0$ , тогда:

$$l = l_2 - l_1. \quad (11)$$

Силу жидкостного трения находим по формуле:

$$F_{\text{жид}} = N_p f_{\text{жид}}. \quad (12)$$

Используя формулы (3)–(12), находим коэффициент трения для расчетов:

$$f_{\text{жид}} = \frac{(N_0f_0 - Nf_{\text{см}})}{(N - N_0)}. \quad (13)$$

Равнодействующая всех давлений в контакте направлена по линии, соединяющей их центры (линия эксцентриситета). Эта линия образует с вертикальной осью системы координат, используя формулу (14), угловая координата  $\gamma$  примет вид:

$$\gamma = -\frac{\pi}{2} - \arctg(f_{\text{жид}}), \text{ рад.} \quad (14)$$

Так как коэффициент трения  $f_{\text{жид}}$  – это тангенс угла (см. рисунок), таким образом, искомый угол  $\beta$  может быть найден из уравнения:

$$\beta = \frac{y_0}{x_0} = \text{tg}\left(-\frac{\pi}{2} - \arctg(f_{\text{жид}})\right), \text{ рад.} \quad (15)$$

Используя формулы для определения угловых координат (14, 15), подставив полученные выражения в (1, 2), найдем параметры эксцентриситета и толщины смазочной пленки (табл. 1).

Рекомендуемая величина коэффициента трения [9] в зависимости от вклада смешанного трения при превалировании гидродинамического трения не превышает 0,05.

Таблица 1

### Теоретические исследования модели

Параметры модели: $r = 0.02$ м; $a = 0.01$ м; $s = 0.01$ м; $\Delta = 100$ мкм; $f_0 = 0.1$ ; $f_{\text{см}} = 0.05$ ; $l_1 = 0.020944$ м, $l_2 = 0.041888$ м,												
$h_0$ , мкм	1	10	20	30	1	10	20	30	1	10	20	30
$f_{\text{жид}}$	0.05				0.04				0.03			
$\beta \cdot 10^{-3}$ , °	7.01	5.72	4.29	2.86	5.61	4.58	3.437	2.29	4.21	3.437	2.578	1.718
$\varepsilon$	0.981	0.8	0.6	0.4	0.981	0.8	0.6	0.4	0.98	0.8	0.6	0.4
$f_{\text{жид}}$	0.02				0.01				0.001			
$\beta \cdot 10^{-3}$ , °	2.807	2.29	1.718	1.14	1.403	1.145	0.859	0.572	0.14	0.114	0.085	0.057
$\varepsilon$	0.98	0.8	0.6	0.4	0.98	0.8	0.6	0.4	0.98	0.8	0.6	0.4

Новая методика позволила установить, что оперирование относительным эксцентриситетом при расчетах по стандартизированной методике дает разные результаты (табл. 1). При постоянной величине относительного эксцентриситета  $\varepsilon = 0,8$  величина угловой координаты эксцентриситета изменяется в диапазоне от  $0,114 \cdot 10^{-3}$  до  $5,72 \cdot 10^{-3}$  градуса, при изменении коэффициента трения от 0,001 до 0,05.

### Данные экспериментальных исследований

Экспериментальная часть трибологических исследований определения угловых координат  $\beta$  и  $\gamma$ , связанных с толщиной смазочного материала, проводилась на машине трения ИИ 5018 по аналогии [6, 7, 10, 11, 12], экспериментальные результаты практических исследований и теоретических расчетов представлены в табл. 2.

Таблица 2

### Трибологические исследования материально-агрегатной модели подшипника скольжения

Экспериментальные данные (I)	Теоретический расчет		Погрешность %		
	Новая методика (II)	по ГОСТ (III)	I–II	I–III	II–III
$h_{\text{min}} = 5.49 \cdot 10^{-6}$ , м $P_{\text{max}} = 5 \cdot 10^6$ Па $U = 0.5$ м/с $f_{\text{жид}} = 0.04$ $\beta = 0.0051$ °	$h_{\text{min}} = 5.93 \cdot 10^{-6}$ , м $\varepsilon = 0.907$	$h_{\text{min}} = 4.7 \cdot 10^{-6}$ , м $\varepsilon = 0.927$	8,01	14,38	20,74

### Выводы

На основе анализа разработанной новой методики расчета основных параметров гидродинамического трения в радиальных подшипниках скольжения делаем вывод, что новая методика в сравнении

с экспериментальными данными вносит погрешность 8,01 %, стандартизированная методика в сравнении с экспериментальными данными вносит погрешность 14,38 %. Результаты, рассчитанные по новой методике, обеспечивают уточнение на 20,74 %.

### Список литературы

1 Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2 кн. Кн. 2. Т. 66 / под ред. И. В. Крагельского и В. В. Алисина. – Москва : Машиностроение, 1979. – 358 с.

2 **Мышкин, Н. К.** Трение, смазка, износ. Физические основы и технические приложения трибологии / Н. К. Мышкин. – Москва : Физматлит, 2007. – 368 с. – ISBN 978-5-9221-0824-9.

3 **ГОСТ ИСО 7902-1-2001.** Гидродинамические радиальные подшипники скольжения, работающие в стационарном режиме. Круглоцилиндрические подшипники. Часть 1. Метод расчета. Постановлением Государственного комитета Российской Федерации по стандартизации и метрологии от 19 февраля 2002 г. № 67-ст межгосударственный стандарт введен в действие непосредственно в качестве государственного стандарта Российской Федерации с 1 июля 2002 г.

4 **ГОСТ ИСО 7902-2-2001.** Гидродинамические радиальные подшипники скольжения, работающие в стационарном режиме. Круглоцилиндрические подшипники. Часть 2. Функции, используемые для расчета. Постановлением Государственного комитета Российской Федерации по стандартизации и метрологии от 19 февраля 2002 г. № 67-ст межгосударственный стандарт введен в действие непосредственно в качестве государственного стандарта Российской Федерации с 1 июля 2002 г.

5 **Горячева, И. Г.** Механика фрикционного взаимодействия / И. Г. Горячева. – Москва : Наука, 2001. – 478 с. – ISBN 5-02-002567-4.

6 **Кохановский, В. А.** Опорный профиль трибосистем скольжения / В. А. Кохановский, В. Н. Поляков // Вестник машиностроения. – 2021. – № 3. – С. 53–56. – DOI 10.36652/0042-4633-2021-3-53-56.

7 Новая методика исследования трибологических свойств смазываемых пар трения по методу «колодка-ролик» / В. Н. Поляков, И. М. Елманов, Г. В. Даровской [и др.] // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2015. – № 8. – С. 40–42. – ISSN 1819-2092.

8 Справочник по триботехнике / под. общ. ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе // В 3 т. Т. 1. Теоретические основы. – Москва : Машиностроение, 1989. – 400 с.

9 **Зоммер, Э. Ф.** Исследование положения шипа во вкладыше стадвадцатиградусного подшипника жидкостного трения при постоянной и зна-

### References

1 Friction, wear and lubrication. Directory. In 2 books. Book 2. Vol. 66 / Ed. I. V. Kragelsky and V. V. Alisina. – Moscow : Mechanical Engineering, 1979. – 358 p.

2 **Myshkin, N. K.** Friction, lubrication, wear. Physical foundations and technical applications of tribology / N. K. Myshkin. – Moscow : Fizmatlit, 2007. – 368 p. – ISBN 978-5-9221-0824-9.

3 **GOST ISO 7902-1-2001.** Hydrodynamic radial sleeve bearings operating in stationary mode. Round cylindrical bearings. Part 1. Calculation method. By Decree of the State Committee of the Russian Federation for Standardization and Metrology dated February 19, 2002 No. 67-st, the interstate standard was put into effect directly as a state standard of the Russian Federation on July 1, 2002.

4 **GOST ISO 7902-2-2001.** Hydrodynamic radial sleeve bearings operating in stationary mode. Round cylindrical bearings. Part 2. Functions used for calculation. By Decree of the State Committee of the Russian Federation for Standardization and Metrology dated February 19, 2002 No. 67-st, the interstate standard was put into effect directly as a state standard of the Russian Federation on July 1, 2002.

5 **Goryacheva, I. G.** Mechanics of frictional interaction. – Moscow : Science, 2001. – 478 p. – ISBN 5-02-002567-4.

6 **Kokhanovsky, V. A.** Supporting surface of slipping frictional systems / V. A. Kokhanovsky, V. N. Polyakov // Bulletin of mechanical engineering. – 2021. – No. 3. – P. 53–56. – DOI 10.36652/0042-4633-2021-3-53-56.

7 New methodology for studying the tribological properties of lubricated friction pairs using the “shaft-bush” method / V. N. Polyakov, I. M. Elmanov, G. V. Darovskoy [et al.] // Friction and lubrication in machines and mechanisms. – 2015. – No. 8. – P. 40–42. – ISSN 1819-2092.

8 Handbook of tribological engineering / edited by M. Hebby, A. V. Chichinadze // In 3 volumes. Vol. 1. Theoretical basis. – Moscow : Mechanical Engineering, 1989. – 400 p.

9 **Sommer, E. F.** Study of the position of the spike in the liner of a one hundred twenty-degree fluid friction bearing under constant and alternating loads / E. F. Sommer // Friction and wear in machines,

копеременной нагрузках / Э. Ф. Зоммер // Трение и износ в машинах, сборник 13. – Москва : АН СССР, 1959.

10 **Даровской, Г. В.** Методика измерения толщины смазочной пленки емкостным методом на машинах трения типа «Амслер» / Г. В. Даровской, В. Н. Поляков, А. Н. Опацких // Трибология – машиностроению. Труды XIII Международной научно-технической конференции. – 2020. – С. 100–104. – ISBN 978-5-904282-10-3.

11 **ГОСТ 23.204-78.** Обеспечение износостойкости изделий. Метод оценки истирающей способности поверхностей при трении. Межгосударственный стандарт, № 3283. – Москва, 1980.

12 **РД 50-339-82.** Методические указания. Обеспечение износостойкости изделий. Метод испытаний на изнашивание абразивно-масляной прослойкой. – № 4659. – Москва, 1982.

collection 13. – Moscow : USSR Academy of Sciences, 1959.

10 **Darovskoy, G. V.** Procedures for measuring thickness of lubricating film using capacitive method on Amsler-type friction machines / G. V. Darovskoy, V. N. Polyakov, A. N. Opatskikh // Tribology – mechanical engineering. Proceedings of the XIII International Scientific and Technical Conference. – 2020. – P. 100–104. – ISBN 978-5-904282-10-3.

11 **GOST 23.204-78.** Ensuring wear resistance of products. Method for assessing the abrasive ability of surfaces during friction. Interstate standard, No. 3283. – Moscow, 1980.

12 **RD 50-339-82.** Ensuring wear resistance of products. Test method for wear using an abrasive-oil layer. – No. 4659. – Moscow, 1982.

*V. N. Polyakov*

#### **ECCENTRICITY PARAMETERS OF HYDRODYNAMIC PLAIN BEARING**

**Abstract.** The paper considers the calculation of determining the eccentricity parameters of the plain bearing based on the determination of angular coordinates in a material-aggregate model tested on an И5018 friction machine. Analysis of the obtained data makes it possible to establish the specified position of the eccentricity and the average position of the thickness of the lubricant layer  $h_0$ , as well as to determine the values and positions of the minimum film thickness  $h_{\min}$  in the contact area of the mating bodies without using approximate or specified values of the angular coordinate of the eccentricity, thereby increasing the research accuracy in the field of friction. The results of eccentricity parameters are presented with calculated tabulated values in the form of comparative tabular values.

**Keywords:** plain bearing, friction machine, fluid friction, angular coordinate, eccentricity, lubricant layer thickness.

**For citation:** Polyakov, V. N. Eccentricity parameters of hydrodynamic plain bearing / V. N. Polyakov // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobshcheniya. – 2024. – No. 2. – P. 188–193. – DOI 10.46973/0201-727X\_2024\_2\_180.

#### **Сведения об авторах**

**Поляков Владимир Николаевич**  
Ростовский государственный университет путей  
сообщения (РГУПС),  
строительный факультет,  
инженер,  
e-mail : vovapolyakov@mail.ru

#### **Information about the authors**

**Polyakov Vladimir Nikolaevich**  
Rostov State Transport University (RSTU),  
Faculty of Civil Engineering,  
Engineer,  
e-mail : vovapolyakov@mail.ru