

Труды МАИ. 2024. № 139
Trudy MAI. 2024. No. 139. (In Russ.)

Научная статья
УДК 621.539.822
URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=183454>
EDN: <https://www.elibrary.ru/EUIPLU>

ГИДРОДИНАМИКА ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ С ГЛАДКИМИ ВКЛАДЫШАМИ

Юрий Борисович Назаренко¹, Вадим Владимирович Маришкин²

¹Опытно-конструкторское бюро им. А. Люльки - филиал ОДК-Уфимского моторостроительного производственного объединения,
Москва, Россия

²Лыткаринский машиностроительный завод - филиал ОДК-Уфимского моторостроительного производственного объединения,
Лыткарино, Московская область, Россия

¹nazarenko.yuri@gmail.com✉

Аннотация. Рассматривается жидкостное трение в подшипниках скольжения с гладкими вкладышами. На основе аналитического решения гидродинамических уравнений установлены закономерности течения жидкости и гидродинамическое давление в клиновом зазоре подшипника скольжения.

Разработана методика, позволяющая устанавливать на основании заданных геометрических параметров подшипника, круговой скорости вращения ротора и вязкости рабочей жидкости несущую способность подшипника при работе без контакта поверхностей подшипника и цапфы вала.

Ключевые слова: ротор, вал, подшипник скольжения, гидродинамические силы, клиновой зазор

Для цитирования: Назаренко Ю.Б., Маришкин В.В. Гидродинамика подшипников скольжения с гладкими вкладышами // Труды МАИ. 2024. № 139. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=183454>

Original article

HYDRODYNAMICS OF PLAIN BEARINGS WITH SMOOTH LINERS

Yuri B. Nazarenko¹✉, Vadim V. Marishkin²

¹Lyulka Experimental Design Bureau - branch of the United Engine Corporation Ufa Engine Industrial Association,
Moscow, Russia

²Lytkarinsky Machine-building Plant-branch of the United Engine Corporation Ufa Engine Industrial Association,
Lytkarino, Moscow region, Russia

¹nazarenko.yuri@gmail.com✉

Abstract. Liquid friction in plain bearings is considered on the basis of the hydrodynamic theory of lubrication.

This theory is based on solutions of differential equations of hydrodynamics of a viscous fluid, which relate pressure, velocity and resistance to viscous shear.

When a fluid moves between two plates, one of which is loaded with a force, at a certain inclination of the plate and flow rate, pressure arises in the flow, which compensates for this force.

The theory of fluid flow between plates has been applied to lubricant flow in plain bearings.

In liquid friction, the working supporting surfaces of the shaft (trunnion) and liner (bearing socket) are separated by a layer of oil, the thickness of which must be greater than the sum of the heights of the roughness of the two surfaces. In this case, the reaction of the rotor on the support is compensated by the hydrodynamic forces of the oil flow of the convergent film.

In radial plain bearings, the convergent lubricant film is inherent in the bearing design itself. It is formed by displacing the center of the shaft downward in the direction of the vertical force and in the direction of rotation. The minimum clearance is formed along the line of the centers of displacement of the center of the shaft and the center of the bearing.

The thickness of the oil layer in the working area of the bearing for half of its circumference was set by a trigonometric function, which allows the clearance to be approximated with sufficient accuracy with a ratio of the maximum clearance value to the minimum from 1 to 5.

The distribution of hydrodynamic pressure along the length of the clearance and the maximum radial hydrodynamic forces supporting the rotor shaft on an oil lining were obtained.

A calculation was carried out on a plain bearing model for certain bearing parameters and the distribution of hydrodynamic pressure presented in the diagram was obtained, and the lifting hydrodynamic force supporting the rotor on the oil layer was determined.

Based on the analytical determination of hydrodynamic forces in the convergent film of a plain bearing due to the pressure of the oil flow passing through the narrowing annular clearance, a technique has been developed that allows to setup plain bearing parameters and oil consumption.

Keywords: rotor, shaft, plain bearing, hydrodynamic forces, convergent film

For citation: Nazarenko Yu.B., Marishkin V.V. Hydrodynamics of plain bearings with smooth liners. *Trudy MAI*. 2024. No. 139. (In Russ.). URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=183454>

Введение

В подшипнике скольжения силами потока масла, проходящего через сужающийся кольцевой зазор, формируются гидродинамические силы, которые разделяют опорные поверхности вала (цапфа) и вкладыша (подпятник) слоем масла, толщина которого должна быть больше суммы высот шероховатостей двух поверхностей.

На основе аналитического определения гидродинамических сил, создаваемых в клиновом зазоре подшипника скольжения от максимального до минимального сечения, разработана методика, позволяющая устанавливать параметры подшипника [1-4].

В данной работе рассмотрена аппроксимация кольцевого зазора также после минимального сечения и проанализированы параметры масляного потока в полной рабочей зоне формирования давления подшипника скольжения.

2. Гидродинамика вязкой жидкости при ламинарном течении масла между двух пластин

Распределение скорости течения жидкости по оси “у” определяется из плоского решения между пластинами сужающегося канала при движении одной из пластин.

Исследование режима жидкостного трения в подшипниках основано на гидродинамической теории смазки. Эта теория базируется на решениях дифференциальных уравнений гидродинамики вязкой жидкости, которые связывают давление, скорость и сопротивление вязкому сдвигу [5-11].

При движении жидкости между двух пластин, одна из которых нагружена силой F , при определенном наклоне пластины и скорости потока V возникает давление со стороны потока, которое компенсирует силу F (Рис. 1).

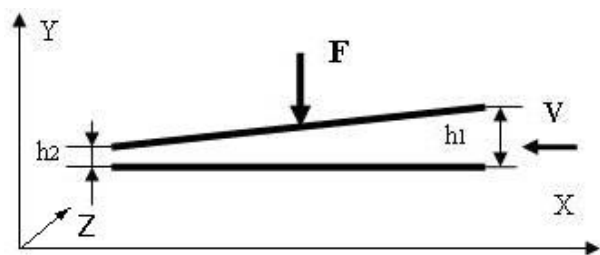


Рис. 1 Течение жидкости между двумя пластинами

Рассмотрим пространственную задачу в плоской постановке в координатах x - y . Основным уравнением, определяющим движение потока жидкости в сужающемся канале, является закон Ньютона

$$\tau = \frac{\mu dv}{dy}, \quad (1)$$

где τ - напряжения сдвига от внутреннего трения при сдвиге слоев жидкости;
 μ - динамическая вязкость жидкости; V – скорость течения.

Продифференцировав уравнения (1), получим

$$\frac{d\tau}{dy} = \mu \frac{d^2v}{dy^2}. \quad (2)$$

Так как на одной границе поверхности пластины скорость равна нулю, то различные слои потока имеют разную скорость и между ними имеется градиент по оси “у”, а за счет сужения канала имеется градиент давления по оси “х”.

Рассматривая равновесие элементарного объема в виде $dp \cdot dy = -d\tau \cdot dx$ и подставляя $d\tau/dy = -dp/dx$ в (2) будем иметь основное уравнение гидродинамики для установившегося двумерного течения жидкости

$$\frac{d^2V}{dy^2} = G / \mu, \quad (3)$$

где G – градиент избыточного давления в зазоре, $G = -dp/dx$.

Интегрируя дважды, получаем

$$V = \frac{Gy^2}{2\mu} + C_1y + C_2. \quad (4)$$

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 найдем из граничных условий при задании скоростей на границах пластин. Верхняя пластина набегаёт на жидкость со скоростью и прогоняет ее через сужающийся зазор, в результате чего скорость потока на границе

верхней пластины равна V , а на нижней, неподвижной пластине, скорость равна нулю. Окончательно получаем

$$V_y = -\frac{Gy}{2\mu} \cdot (h-y) + \frac{V \cdot y}{h}, \quad (5)$$

где h – текущая толщина слоя масла в зазоре.

Объемный расход на единицу ширины пластины равен

$$Q = \int_0^h V dy = -\frac{G \cdot h^3}{12\mu} + \frac{V \cdot h}{2}. \quad (6)$$

Из условия неразрывности потока жидкости значение объемного расхода Q не должно зависеть от “ x ” (во всех сечениях зазора Q постоянно).

Из (6) следует, что градиент давления G должен определяться из условия

$$\frac{dp}{dx} = G = 6\mu \left(\frac{V}{h^2} - \frac{2Q}{h^3} \right). \quad (7)$$

3. Гидродинамика вязкой жидкости при ламинарном течении масла в подшипниках скольжения

Максимальное гидродинамическое давление при движении потока масла по часовой стрелке формируется в двух четвертях щелевого зазора. В квадранте сужения зазора от оси X и до оси Y и в квадранте расширения зазора от оси Y до X (рис. 2).

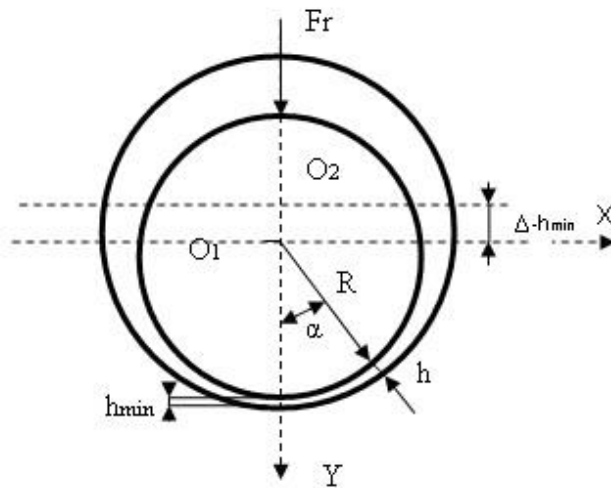


Рис. 2 Клиновой зазор в подшипнике скольжения

Толщину зазора сектора круга, где формируется гидродинамическое давление, при максимальных значениях на границах Δ при $y=0$ и до минимального h_{\min} в середине сектора принимаем в виде

$$h = \frac{h_{\min}}{\sin \alpha}, \quad (8)$$

где Δ – радиальный зазор вала и вкладыша подшипника; h_{\min} – минимальный зазор на рабочих режимах; α_1 – начальный угол сектора равный, $\alpha_1 = \arcsin(h_{\min} / \Delta)$.

Уменьшением зазора на горизонтальном диаметре между цапфой вала и подшипником при соосном их положении и при смещении вала ротора под действием внешних сил пренебрегаем.

При смещении начального угла сектора α_1 от горизонтальной оси, сохраним длину сектора от максимального зазора до минимального $\alpha_1 < \alpha < \pi/2$ равной длине сектора $0 < \alpha < \pi/2$. Для выполнения этого условия увеличим радиус цапфы вала

$$\bar{R} = \frac{R \cdot (\pi / 2)}{(\pi / 2) - \alpha_1}. \quad (9)$$

Подставляя толщину масляного слоя (8) в выражение (7) будем иметь

$$\frac{dp}{dx} = G = 6\mu \left(\frac{V \cdot (\sin \alpha)^2}{h_{\min}^2} - \frac{2Q \cdot (\sin \alpha)^3}{h_{\min}^3} \right). \quad (10)$$

Для определения давления в клиновом зазоре из выражения (10) установим объемный расход жидкости на единицу пластины.

В сечении h_m , совпадающим с максимумом давления, $dP/dx=0$ и скорость согласно уравнению (5) изменяется по линейному закону пропорционально “у”.

Тогда, получаем значение расхода жидкости в сечении канала h_m , которое будет постоянно во всех сечениях клинового зазора

$$Q = \frac{V}{2} \cdot h_m, \quad (11)$$

где V – окружная скорость цапфы вала.

Градиент давления при этом определим из выражения

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu \left(\frac{V(\sin \alpha)^2}{h_{\min}^2} - \frac{2Vh_m(\sin \alpha)^3}{2h_{\min}^3} \right). \quad (12)$$

Перейдем к полярным координатам, произведя замену переменных

$$dx = rd\alpha. \quad (13)$$

Интегрируя выражение (12), будем иметь

$$P = \frac{6\mu V \bar{R}}{h_{\min}^2} \left[\left(\frac{\alpha}{2} - \frac{\sin 2\alpha}{4} \right) + \zeta \left(\cos \alpha - \frac{1}{3} \cos \alpha^3 \right) \right], \quad (14)$$

где ζ – параметр равный отношению толщины масляного слоя в зоне максимального давления к минимальной толщине зазора, $\zeta = h_m/h_{\min}$; \bar{R} - радиус цапфы вала, определяемый из выражения (9).

Оценим распределение гидродинамического давления по длине зазора и максимальные радиальные гидродинамические силы, поддерживающие вал ротора на масляной подкладке.

Пример расчета был проведен на модели подшипника скольжения с радиусом цапфы вала $R=50$ мм и шириной $B=50$ мм. Величину радиального зазора принимаем $\Delta=R_{\Pi}-R=0,15$ мм, где R_{Π} – радиус подшипника; R – радиус цапфы вала. Окружная скорость цапфы вала составляет $V=45$ м/с; μ -динамическая вязкость масла при температуре 100°C , $\mu=0,0027\text{Нс/м}^2$; h_{\min} – минимальный зазор на рабочих режимах, $h_{\min}=0,03\text{мм}$; α_1 – начальный угол сектора, $\alpha_1 = \arcsin(h_{\min} / \Delta) = 0,2$; $\bar{R}=57$ мм.

Границы рабочей зоны смазочного слоя принимаем от максимального значения толщины смазочного слоя при $\alpha_1 = 0,2$ и до нулевого давления на выходе клинового зазора.

Параметр ξ устанавливаем из условия, когда максимальное давление, определяемое из решения (14) при $h_m = h_{\min} \cdot \xi$, соответствует угловой координате α^* , при которой реализуется толщина смазочного слоя $h_m = h_{\min} / \sin \alpha^*$.

Несущая зона, по наиболее распространенной версии [12-20], подтвержденной практикой, распространяется за минимальный зазор. При этом точка обрыва смазочного слоя и максимума давления располагаются симметрично относительно линии центров окружностей.

Распределение гидродинамического давления при минимальной толщине зазора $h_{\min}=30$ мкм и параметре $\zeta=1,12$ удовлетворяющему вышеприведенным условиям представим на диаграмме (рис. 3).

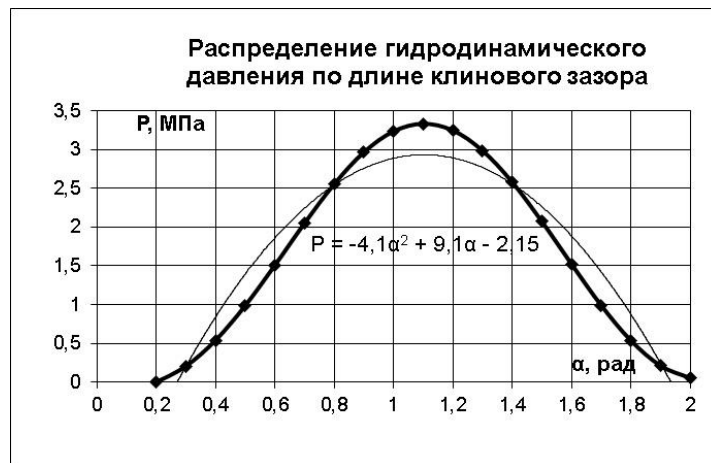


Рис. 3 Распределение гидродинамического давления по длине клинового зазора при минимальной величине зазора $h_{\min}=30$ мкм

Процесс, протекающий в опоре скольжения при оптимальных условиях жидкостного трения, можно проиллюстрировать на следующей диаграмме (рис.4).

Центр цапфы из центра подшипника т. О смещается в сторону вращения т. O_1 на величину $e=\Delta-h_{\min}$ и между поверхностями подшипника и цапфы возникает клиновой зазор.

В сечении, проходящей через ось подшипника и линией центров $O-O_1$, смазочный слой имеет минимальную толщину h_{\min} .

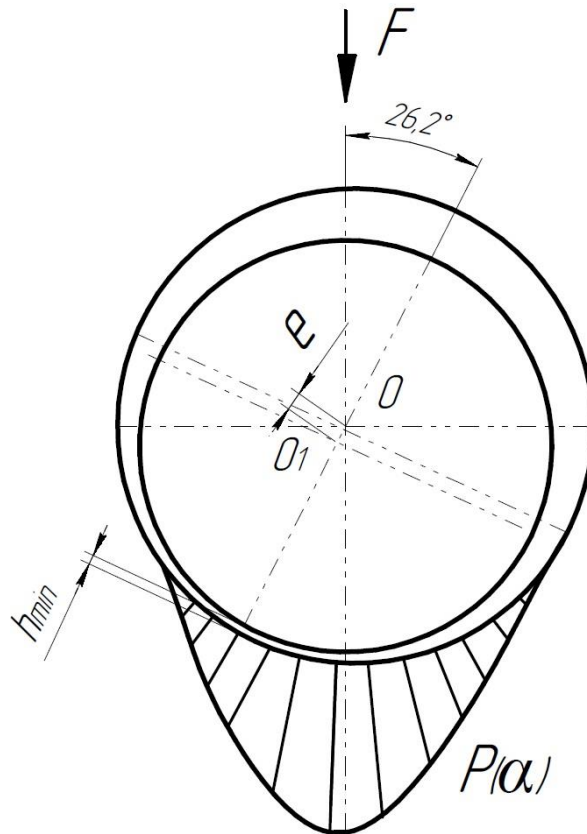


Рис.4 Перемещение центра цапфы на рабочем режиме.

Из равенства проекции сил от гидродинамического давления вдоль оси “х” при повороте эпюры давления на угол α^* определим угол между вертикальной осью и линией центров O-O₁

$$P = \int_{\alpha_1}^{\alpha_k} BR(-4,1\alpha^2 + 9,1\alpha - 2,15) \cos(\alpha + \alpha^*) d\alpha = 0. \quad (14)$$

Интегрируя выражение (14) в пределах интегрирования от $\alpha_1 = 0,2$ до $\alpha_k = 2$ численным методом, определим методом итераций угол поворота $\alpha^* = 26,2^\circ$.

Вертикальная сила от гидродинамического давления при повороте линии центров O-O₁ на угол α^* будет равна

$$P = \int_{\alpha_1}^{\alpha_k} B \cdot \bar{R}(-4,1\alpha^2 + 9,1\alpha - 2,15) \sin(\alpha) d\alpha \cdot \cos \alpha^*, \quad (15)$$

где B – ширина подшипника, $B=0,05\text{м}$; \bar{R} – радиус цапфы, $\bar{R}=0,057\text{м}$.

Интегрируя выражение (15) в пределах интегрирования от $\alpha_1=0,2$ до $\alpha_k=2$, определим подъемную силу подшипника скольжения $F=7,7 \cdot 10^3 \text{ Н}$.

$$F = B \cdot \bar{R} \{ -4,1[-\alpha^2 \cos \alpha + 2\alpha \sin \alpha + 2 \cos \alpha] + 9,1[-\alpha \cos \alpha + \sin \alpha] + 2,15 \cos \alpha \} \cos 0,457 = 7,7 \cdot 10^3, \text{ Н} \quad (16).$$

4 Выводы

В работе на основании аналитического решения двумерного гидродинамического уравнения получена зависимость для определения гидродинамического давления по длине масляного клина в подшипнике скольжения.

Разработана методика, позволяющая на основании заданных геометрических параметров подшипника, угловой скорости вращения ротора и вязкости масла, определять угол поворота линии центров окружности цапфы вала и подшипника, а также подъемную силу, создаваемую подшипником при работе без контакта поверхностей подшипника и цапфы вала.

Список источников

1. Марчуков Е.Ю., Назаренко Ю.Б. Особенности эксплуатации подшипников газотурбинных двигателей: монография. – М.: Назаренко Ю.Б., 2018. – 238 с.

2. Назаренко Ю.Б. Гидродинамика подшипников скольжения и критические частоты вращения роторов // Двигатель. 2017. № 3. С. 16-18.
3. Назаренко Ю.Б. Гидродинамика подшипников газотурбинных двигателей: монография. - М.: [б. и.], 2017. - 102 с.
4. Марчуков Е.Ю., Назаренко Ю.Б. Гидродинамика подшипников скольжения с сегментными вкладышами и критические частоты вращения роторов // Двигатель. 2017. № 5. С. 2-4.
5. Ландау Л.Д., Лившиц Е.М. Теоретическая физика. Т. 6. Гидродинамика. – М.: Наука, 1986. – 736 с.
6. Иванов М.Н. Детали машин. - М.: Высшая школа, 1991. - 383 с.
7. Колесниченко В.И., Шарифулин А.Н. Введение в механику несжимаемой жидкости. - Пермь.: Изд-во Пермского национального исследовательского политехнического университета, 2019. – 127 с.
8. Чернавский С.А. Подшипники скольжения. - М.: Машиностроение, 1963. – 244 с.
9. Вальехо М.П.Р., Виноградов Л.В., Чайнов Н.Д. Методика расчета подшипника скольжения поршневого двигателя и компрессора // Вестник машиностроения. 2021. № 7. С. 51-54.
10. Усков М.К., Максимов В.А. Гидродинамическая теория смазки: этапы развития, современное состояние, перспективы. - М.: Наука, 1985. – 143 с.
11. Равикович Ю.А., Ермилов Ю.И., Холобцев Д.П., Ардатов К.В., Напалков А.А., Шах Д.И. Экспериментальное исследование работы подшипников скольжения с

- жидкостной смазкой в нештатных режимах // Труды МАИ. 2011. № 46. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=25978>
12. Корочинский М.В. Теоретические основы работы подшипников скольжения. – М.: Машгиз, 1959. – 403 с.
13. Коднир Д.Ш. Расчет грузоподъемности подшипников скольжения. – М.: Машгиз, 1948. - 264 с.
14. Березко М.Э. Влияние выбора граничных условий на результаты расчета пристеночных течений // Труды МАИ. 2022. № 122. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=164197>. DOI: [10.34759/trd-2020-122-09](https://doi.org/10.34759/trd-2020-122-09)
15. Ермилов Ю.И. Устойчивость жесткого симметричного ротора в упруго-демпферных подшипниках скольжения // Труды МАИ. 2011. № 46. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=26004>
16. Прокопьев В.Н. Гидродинамический подшипник скольжения с кольцевой канавкой // Вестник машиностроения. 1979. № 5. С. 26-30.
17. Ямпольский С.Л. Расчет быстроходных упорных подшипников жидкостного трения // Вестник машиностроения. 1970. № 7. С. 34-36.
18. Кулалаев В.В., Зюлькова М.В., Свонин П.А. Облик перспективного сегментного подшипника скольжения из керамического материала с пористой структурой для высокооборотных роторов газотурбинных двигателей // Вестник Московского авиационного института. 2023. Т. 30. № 4. С. 159-166. DOI: [10.34759/vst-2024-4-159-166](https://doi.org/10.34759/vst-2024-4-159-166)

19. Станиславский В.Ф., Хадиев М.Б., Максимов В.А. Индицирование полей давлений в смазочном слое подшипников скольжения // V Всесоюзная конференция по компрессоростроению: тезисы докладов. - М.: Изд-во МВТУ, 1978. С. 168-169.

20. Ермилов Ю.И., Равикович Ю.А., Клименко А.В., Холобцев Д.П. Разработка математической модели подшипника скольжения жидкостного трения, учитывающей обмен с окружающей средой // Труды МАИ. 2010. № 39. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=14806>

References

1. Marchukov E.Yu., Nazarenko Yu.B. *Osobennosti ekspluatatsii podshipnikov gazoturbinykh dvigatelei: monografiya* (Features of operation of bearings of gas turbine engines: monograph). Moscow: Nazarenko Yu.B. Publ., 2018. 238 p.

2. Nazarenko Yu.B. Hydrodynamics of sliding bearings and critical rotational speeds of rotors. *Dvigatel'*. 2017. No. 3. P. 16-18. (In Russ.)

3. Nazarenko Yu.B. *Gidrodinamika podshipnikov gazoturbinykh dvigatelei: monografiya* (Hydrodynamics of Gas Turbine Engine Bearings: monograph). Moscow: [b. i.] Publ., 2017. 102 p.

4. Marchukov E.Yu., Nazarenko Yu.B. Hydrodynamics of sliding bearings with segment inserts and critical rotational speeds of rotors. *Dvigatel'*. 2017. No. 5. P. 2-4. (In Russ.)

5. Landau L.D., Livshits E.M. *Teoreticheskaya fizika. Hidrodinamika. V. 6.* (Theoretical physics. Hydrodynamics. V. 6.). Moscow: Nauka Publ., 1986. 736 p.

6. Ivanov M.N. *Detali mashin* (Machine parts). Moscow: Vysshaya shkola Publ., 1991. 383 p.
7. Kolesnichenko V.I., Sharifulin A.N. *Vvedenie v mekhaniku neszhimaemoi zhidkosti* (Introduction to Incompressible Fluid Mechanics). Perm': Permskii natsional'nyi issledovatel'skii politekhnicheskii universitet Publ., 2019. 127 p.
8. Chernavskii S.A. *Podshipniki skol'zheniya* (Plain bearings). Moscow: Mashinostroenie Publ., 1963. 244 p.
9. Val'ekho M.P.R., Vinogradov L.V., Chainov N.D. Method of calculating the sliding bearing of a piston engine and compressor. *Vestnik mashinostroeniya*. 2021. No. 7. P. 51-54. (In Russ.)
10. Uskov M.K., Maksimov V.A. *Gidrodinamicheskaya teoriya smazki: etapy razvitiya, sovremennoe sostoyanie, perspektivy* (Hydrodynamic theory of lubrication: stages of development, current state, prospects). Moscow: Nauka Publ., 1985. 143 p.
11. Ravikovich Yu.A., Ermilov Yu.I., Kholobtsev D.P., Ardatov K.V., Napalkov A.A., Shakh D.I. Experimental study of the operation of sliding bearings with liquid lubrication in abnormal modes. *Trudy MAI*. 2011. No. 46. (In Russ.). URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=25978>
12. Korochinskii M.V. *Teoreticheskie osnovy raboty podshipnikov skol'zheniya* (Theoretical principles of operation of plain bearings). Moscow: Mashgiz Publ., 1959. 403 p.

13. Kodnir D.Sh. *Raschet gruzopod'emnosti podshipnikov skol'zheniya: sbornik statei.* (Calculation of the load-bearing capacity of plain bearings). Moscow: Mashgiz Publ., 1948. 264 p.
14. Berezko M.E. The influence of the choice of boundary conditions on the results of the calculation of wall currents. *Trudy MAI.* 2022. No. 122. (In Russ.). URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=164197>. DOI: [10.34759/trd-2020-122-09](https://doi.org/10.34759/trd-2020-122-09)
15. Ermilov Yu.I. Stability of a rigid symmetrical rotor in elastic-damper sliding bearings. *Trudy MAI.* 2011. No. 46. (In Russ.). URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=26004>
16. Prokop'ev V.N. Hydrodynamic sliding bearing with an annular groove. *Vestnik mashinostroeniya.* 1979. No. 5. P. 26-30. (In Russ.).
17. Yampol'skii S.L. Calculation of high-speed thrust bearings of liquid friction. *Vestnik mashinostroeniya.* 1970. No. 7. P. 34-36. (In Russ.).
18. KulalaeV V.V., Zyul'kova M.V., Svodin P.A. The appearance of a promising segmental sliding bearing made of ceramic material with a porous structure for high-speed rotors of gas turbine engines. *Aerospace MAI Journal.* 2023. V. 30, No. 4. P. 159-166. (In Russ.). DOI: [10.34759/vst-2024-4-159-166](https://doi.org/10.34759/vst-2024-4-159-166)
19. Stanislavskii V.F., Khadiev M.B., Maksimov V.A. Indexing of pressure fields in the lubricating layer of sliding bearings. *V Vsesoyuznaya konferentsiya po kompressorostroeniyu: tezisy dokladov.* Moscow: MVTU Publ., 1978. P. 168-169.
20. Ermilov Yu.I., Ravikovich Yu.A., Klimenko A.V., Kholobtsev D.P. Development of a mathematical model of a sliding bearing of liquid friction, taking into account the

exchange with the environment. *Trudy MAI*. 2010. No. 39. (In Russ.). URL:
<https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=14806>

Статья поступила в редакцию 25.08.2024

Одобрена после рецензирования 31.08.2024

Принята к публикации 25.12.2024

The article was submitted on 25.08.2024; approved after reviewing on 31.08.2024;
accepted for publication on 25.12.2024