

Труды МАИ. 2025. № 140
Trudy MAI. 2025. No. 140. (In Russ.)

Научная статья
УДК 621.539.822
URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=184055>
EDN: <https://www.elibrary.ru/AFIRLV>

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ ПРИ РЕГУЛИРОВАНИИ ОСЕВЫХ СИЛ НА РАДИАЛЬНО-УПОРНОМ ПОДШИПНИКЕ С ПОМОЩЬЮ СПЕЦИАЛЬНОГО ЭЛЕМЕНТА

**Евгений Ювенальевич Марчуков¹, Юрий Борисович Назаренко^{2✉},
Максим Владимирович Кузьмин³, Вадим Владимирович Маришкин⁴**

^{1,2,3}Опытно-конструкторское бюро им. А. Люльки - филиал ОДК-Уфимского моторостроительного производственного объединения, Москва, Российская Федерация

⁴Лыткаринский машиностроительный завод - филиал ОДК-Уфимского моторостроительного производственного объединения, Лыткарино, Московская область Российская Федерация

²nazarenko.yuri@gmail.com✉

Аннотация. Рассматривается математическая модель течения жидкости при регулировании осевых сил на радиально-упорном подшипнике с помощью гидродинамического элемента. На основе аналитического решения гидродинамических уравнений Навье-Стокса в плоской постановке установлены закономерности течения жидкости и разработана методика расчета гидродинамических сил при скоростной подаче масла в кольцевую щель между специальным гидродинамическим элементом и торцом внутреннего кольца

подшипника. При существенном превышении осевой силы компрессора осевой силы турбины установлен механизм уменьшения осевой силы радиально-упорного подшипника при использовании гидродинамического элемента. Применение гидродинамического элемента актуально при создании компрессоров низкого давления с повышенным значением λ_k .

Ключевые слова: ротор, радиально-упорный подшипник, гидродинамический элемент, тяга двигателя, осевое усилие турбины, осевое усилие компрессора

Для цитирования: Марчуков Е.Ю., Назаренко Ю.Б, Кузьмин М.В., Маришкин В.В. Математическая модель течения жидкости при регулировании осевых сил на радиально-упорном подшипнике с помощью специального элемента // Труды МАИ. 2025. № 140. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=184055>

Original article

MATHEMATICAL MODEL OF FLUID FLOW WHEN REGULATING AXIAL FORCES ON AN ANGULAR CONTACT BEARING USING A SPECIAL ELEMENT

Evgeny Yu. Marchukov¹, Yuri B. Nazarenko²✉,

Maxim V. Kuzmin³, Vadim V. Marishkin⁴

^{1,2,3}Lyulka Experimental Design Bureau - branch of the United Engine Corporation Ufa Engine Industrial Association, Moscow, Russian Federation

⁴Lytkarinsky Machine-building Plant-branch of the United Engine Corporation Ufa Engine Industrial Association, Lytkarino, Moscow region, Russian Federation

²nazarenko.yuri@gmail.com ✉

Abstract. The article considers the regulation of the axial force on a radial-thrust bearing due to the hydrodynamic forces of oil passing through a narrowing annular gap in the radial direction between the hydrodynamic element and the flange, which is rigidly connected to the inner ring of the bearing and the shaft. The oil flows necessary to create hydrodynamic axial forces on the rotor support are subsequently used to lubricate and cool the radial-thrust bearing. An axial force directed along the flight acts on the compressor rotor, and against the flight acts on the turbine rotor, and since they are rigidly connected to each other, the resulting axial force is transmitted to the radial-thrust bearing. The axial force from the radial-thrust bearing is transmitted through the outer ring to the stator and contributes to the formation of engine thrust. The axial force of the compressor, as a rule, exceeds the axial force of the turbine rotor and additional design measures may be required to reduce the axial force on the radial-thrust bearing. To relieve the radial thrust bearing, compressed air from the last or penultimate compressor stages is supplied to the front end wall of the compressor. However, in this case, air extraction from the compressor flow path leads to a decrease in its efficiency and engine thrust. It is also possible to change the axial forces on the radial thrust bearing when the rear end of the compressor is isolated from the air compressed in the compressor using a seal. Atmospheric pressure is supplied to this end, due to which the axial force can be reduced to the required level. However, this also leads to a loss of engine thrust. The proposed hydrodynamic element allows reducing the axial force on the radial thrust bearing without losing the traction characteristics of the engine. This is due to the fact that part of the axial force from the radial thrust bearing is perceived by the hydrodynamic element, which transmits the axial force to the stator. In this case, the oil flows required to create

hydrodynamic axial forces on the rotor support are used to lubricate and cool the radial thrust bearing. The reduction of the axial forces of the radial thrust bearing is achieved without additional power units that require serious design solutions and without loss of efficiency.

Keywords: rotor, radial thrust bearing, hydrodynamic element, engine thrust, turbine axial thrust, compressor axial thrust

For citation: Marchukov E.Yu., Nazarenko Yu.B., Kuzmin M.V., Marishkin V.M. Mathematical model of fluid flow when regulating axial forces on an angular contact bearing using a special element. *Trudy MAI*. 2025. No. 140. (In Russ.). URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=184055>

1. Введение

Одной из актуальных проблем авиационной техники является повышение скоростных и тяговых показателей газотурбинных двигателей.

На ротор компрессора действует осевая сила, направленная по полету, а на ротор турбины против полета и так как они жестко связаны между собой, то результирующая осевая сила передается радиально-упорному подшипнику.

Для обеспечения заданного ресурса могут потребоваться конструктивные мероприятия для снижения осевой силы на РУП (радиально –упорный подшипник). Для разгрузки РУП к передней торцевой стенке компрессора подводят сжатый воздух от последней или предпоследней ступеней компрессора [1-5]. Отбор воздуха из проточного тракта компрессора ведет к снижению его коэффициента полезного действия. Изменение осевых сил на радиально-упорный подшипник можно

осуществить другим способом. Для этого задний торец компрессора с помощью уплотнения изолируют от воздуха, сжатого в компрессоре. К этому торцу подводят атмосферное давление, от чего осевая сила может быть снижена до требуемого уровня. Для решения проблемы уменьшения осевой силы роторов, приходящейся на радиально-упорный подшипник, разработан ряд нетрадиционных способов управления осевой силой на радиально-упорном подшипнике газотурбинного двигателя на основе электромагнитного устройства [6] или гидродинамического устройства [7], которые создают усилия, прикладываемые с одной стороны к статору, а с другой стороны – к ротору.

Однако конструктивные решения, реализующие данные способы, чрезвычайно сложны в монтаже, существенно увеличивают массу двигателя, а для их работы необходим дополнительный источник питания.

В данной работе предлагается устройство [8], основанное на создании гидродинамической силы при скоростном течении масла в щелевом зазоре между специальным гидродинамическим элементом и торцом внутреннего кольца подшипника через фланец вала при дальнейшем использовании его для смазывания подшипника.

В этом случае уменьшение осевых сил радиально-упорного подшипника осуществляется без дополнительных энергетических установок, требующих серьезных конструктивных решений и без потерь коэффициента полезного действия.

2. Регулирование осевых сил роторов гидродинамическим элементом

В [8] предложено регулирование осевой силы на радиально-упорном подшипнике.

Это достигается благодаря гидродинамическим силам радиального потока масла, проходящего через сужающийся зазор в радиальном направлении между гидродинамическим элементом 7 и фланцем 8, который жестко связанного с валом 6. Гидродинамический элемент 7 установлен у торца наружного кольца подшипника 1 и жестко связан со статором двигателя 5 стопорными элементами 9.

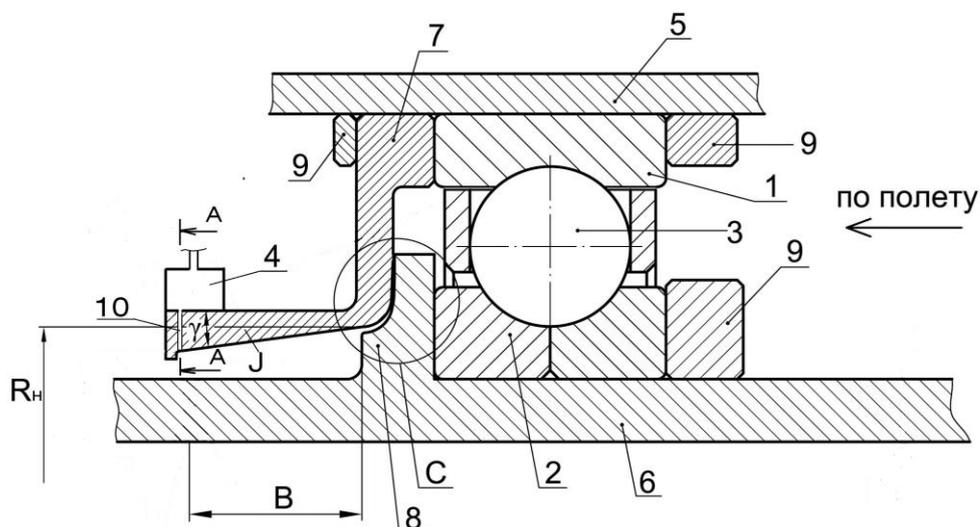


Рис. 1 Опора ротора шарикового подшипника с гидродинамическим элементом

У торца гидродинамического элемента 7, примыкающего к фланцу 8 имеется зазор F, представляющий собой кольцевую коническую щель, в которой при протекании масляного потока в радиальном направлении образуются гидродинамические силы. Зазор F имеет сужение в радиальном направлении от оси вращения при минимальном значении “e” и максимальном - “b” (рис. 2).

Для направления масляного потока в щелевой зазор осевой поток масла на козырьке J гидродинамического элемента 7 подается на торец фланца 8 вала, который имеет скругление по дуге окружности радиусом R.

Аналогичное скругление выполнено на торце козырька гидродинамического элемента. В результате этого поток, масла в канале "P" изменяет свое направление с осевого на радиальный и попадает в зазор между гидродинамическим элементом 7 и фланцем 8 (рис.2).

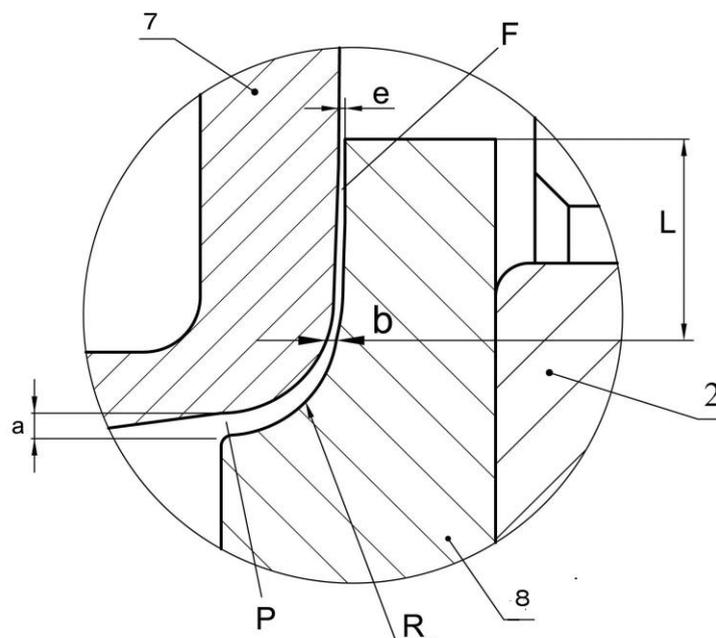


Рис. 2 Щелевой зазор между гидродинамическим элементом и фланцем вала (узел С)

Гидродинамические силы при движении масляного потока в радиальном зазоре будут передаваться через фланец 9 жестко связанного с валом 4 в направлении против полета, и будет уменьшать осевую силу на радиально-упорный подшипник.

Передаваемая осевая сила радиально-упорным подшипником через внешнее

кольцо статору в этом случае будет уменьшаться. Однако точно такая же сила будет действовать на гидродинамический элемент 7, жестко связанный со статором 5 стопорными элементами 9 и уменьшение осевой силы, действующий на подшипник будет компенсировано.

Для подачи масла в подшипник целесообразно использовать буферную полость 7, расположенную над козырьком J. Из буферной полости по наклонным каналам в окружном направлении масло попадает под козырек J (Рис.3).

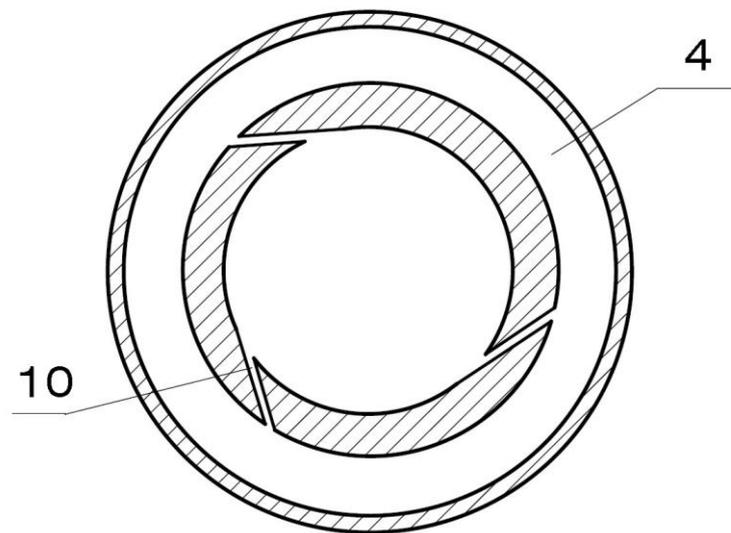


Рис.3 Буферная полость и каналы для подачи масла под козырек
(Вид А-А рис.1)

Скорость истечения масла из каналов для несжимаемой жидкости при площади буферной емкости, намного превышающей площадь масляного канала определяется из зависимости Бернулли:

$$V_{II} = \sqrt{\frac{2P}{\rho}}, \quad (1)$$

где P – давление в буферной полости; ρ – плотность масла.

Масло направляется в окружном направлении на коническую поверхность козырька и под действием центробежной силы при угле наклона козырька γ будет формироваться осевой поток со скоростью на выходе [9,10].

Центробежная сила слоя масла под козырьком массой m определится из выражения

$$F_{ц} = \frac{m \cdot V^2}{R_H - b \cdot \gamma / 2} \quad (2)$$

где R_H – максимальный внутренний радиус козырька; V – окружная скорость движения масляного потока; b – ширина козырька; γ – угол наклона козырька.

Осевая сила, действующая на слой масла под козырьком, будет равна $F_o = F_{ц} \cdot \gamma$.

Ускорение масла при этом составит

$$a = \frac{F_o}{m} = \frac{V^2 \cdot \gamma}{R_H - b \cdot \gamma / 2} \quad (3)$$

Время прохождения масла от начала козырька до его конца и входа в зазор между роликом и внешним кольцом определится из условия

$$b = a \cdot t^2 / 2 \quad (4)$$

В этом случае скорость масляного потока на выходе козырька составит

$$V = a \cdot t = \sqrt{\frac{2b \cdot V^2 \cdot \gamma}{R_H - b \cdot \gamma / 2}} \quad (5)$$

При уменьшении осевых сил на радиально-упорном подшипнике становится возможным увеличение осевой силы компрессора, направленной по полету и тем

самым повышением тяги двигателя.

Исходящая струя масла после прохождения зазора между гидродинамическим элементом и фланцем вала попадает на торец подшипника. В этом случае потоки масла необходимые для создания гидродинамических осевых сил на опоре ротора используются для смазывания и охлаждения радиально-упорного подшипника, что повышает эффективность эксплуатации двигателя и не требует дополнительных устройств и энергетических затрат.

3. Гидродинамика течения масла в щелевом зазоре

Рассмотрим течение масла в щелевом зазоре при скоростной подаче масла на входе в плоской постановке [9-20].

Уравнение Навье-Стокса вязкой несжимаемой жидкости в плоской постановке в координатах x - y представим в виде

$$\frac{\partial^2 V}{\partial y^2} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x}, \quad (6)$$

где μ - динамическая вязкость жидкости; V – скорость потока масла на входе в щелевой зазор.

Интегрируя дважды, получаем

$$V = Gy^2 / 2\mu + C_1 y + C_2 \quad (7)$$

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

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 найдем из граничных условий при скорости подачи масла в щель V и нулевых скоростях на границах щели

$$V = \frac{Gy}{2\mu} \cdot (y - h), \quad (8)$$

где h – текущая толщина слоя масла в зазоре; μ - динамическая вязкость масла.

Объемный расход на единицу ширины щели равен

$$Q = \int_0^h V dy = \frac{G}{2\mu} \left(\frac{h^3}{3} - \frac{Vh^3}{2} \right) = -\frac{Gh^3}{12\mu} \quad (9)$$

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

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{12\mu Q}{h^3}, \quad (10)$$

где V - скорость потока масла на входе в щелевой зазор.

Учитывая $h = h_1 - \alpha x$, после интегрирования получим давление в сечении щелевого зазора с координатой x ; где α – угол щелевого зазора и h_1 – начальная величина зазора.

$$P = -12\mu \cdot Q \int_0^x \frac{dx}{(h_1 - \alpha x)^3}. \quad (11)$$

После интегрирования от начала до середины щелевого зазора и подставляя расход жидкости на входе $Q = Vh_1$, окончательно получим давление в середине зазора

$$P = -12\mu \cdot V \cdot h_1 \int_0^{L/2} \frac{dx}{(h_1 - \alpha x)^3} = -\frac{6 \cdot V \cdot \mu \cdot h_1}{\alpha} \left[\frac{1}{h_{CP}^2} - \frac{1}{h_1^2} \right]. \quad (12)$$

Оценим осевую силу, создаваемую гидродинамическим элементом. Расчет произведем для подшипника 5-126126P1 с габаритными размерами 130x200x33. Динамическая вязкость масла при температуре 100°C, $\mu = 0.0027 \text{ Нс/м}^2$. Плотность масла равна 800 кг/м^3 .

При давлении подаваемого масла в буферную полость 0,4 МПа скорость на выходе из каналов в козырьке составит 31,6 м/с.

При длине козырька $b=60$ мм, максимальном внутреннем радиусе козырька $R_H=69$ мм и угле наклона $\gamma=0,033$ рад. скорость масла на выходе козырька будет равна 7,7 м/с.

При зазоре на входе 30 и на выходе 20 мкм, длине щелевого зазора 10 мм и при угле щелевого зазора $\alpha=0,001$ рад. давление в середине щелевого зазора составит $P=1,87$ МПа.

Осевая гидродинамическая сила будет равна $P=8930$ Н при расходе масла 6,2 л/мин.

При уменьшении осевой силы на радиально-упорный подшипник, когда она превышает дозволённый предел для заданного срока эксплуатации, становится возможным не понижать тяговые характеристики двигателя. Осевая сила от гидродинамического элемента передается статору, в результате чего увеличивается тяга двигателя

4.4 Выводы

Разработан гидродинамический метод регулирования осевой силы на радиально-упорном подшипнике, основанный на создании гидродинамической силы при скоростном течении масла в щелевом зазоре между специальным гидродинамическим элементом и торцом внутреннего кольца подшипника при дальнейшем использовании его для смазывания подшипника.

На основе аналитического решения гидродинамических уравнений Навье-Стокса установлены закономерности течения жидкости и разработана методика

расчета гидродинамических сил при скоростной подаче масла в кольцевую щель между специальным гидродинамическим элементом и торцом внутреннего кольца подшипника.

На ротор компрессора действует осевая сила, направленная по полету, а на ротор турбины против полета и так как они жестко связаны между собой, то результирующая осевая сила передается радиально-упорному подшипнику.

При существенном превышении осевой силы компрессора ротора турбины на радиально-упорный подшипник приходится осевая сила, превышающая дозволённый предел для заданного срока службы.

Предлагаемый гидродинамический элемент позволяет уменьшить осевую силу на радиально-упорный подшипник без потерь тяговых характеристик двигателя. Это обусловлено тем обстоятельством, что часть осевой силы от радиально-упорного подшипника передается гидродинамическому элементу, и они оба связаны со статором.

Уменьшение осевых сил радиально-упорного подшипника осуществляется без дополнительных энергетических установок и без потерь коэффициента полезного действия.

Список источников

1. Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей. - М.: Машиностроение, 1973. – 520 с.
2. Новиков Д.К. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. – Самара: Самарский государственный аэрокосмический

университет, 2012. – 87 с.

3. Масленников М.М., Шальман Ю.И. Авиационные газотурбинные двигатели. - М.: Машиностроение, 1978. - 336 с.

4. Хронин Д.В. Теория и расчет колебаний в двигателях летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1970. – 412 с.

5. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. - М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

6. Петров Н.И., Марков С.А., Зверев В.Ф. Система регулирования осевых сил на радиально-упорном подшипнике ротора турбины. Патент RU 2474710С1, 10.02.2013.

7. Adam N.P. Rotor thrust balancing. Patent US 4578018, 25.03.1986

8. Назаренко Ю.Б., Никитин А.С., Добриневский А.А. Опора ротора газотурбинного двигателя. Патент RU 178526 U1. Бюл. № 10, 10.04.18.

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

10. Назаренко Ю.Б. Регулирование осевых сил на радиально-упорных подшипниках и критических вращения роторов гидродинамическими силами // Двигатель. 2017. № 4. С. 20-22.

11. 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)

12. Ландау Л.Д., Лившиц Е.М. Теоретическая физика. Т. 6. Гидродинамика. – М.: Наука, 1986. – 736 с.

13. Колесниченко В.И., Шарифулин А.Н. Введение в механику несжимаемой жидкости. - Пермь: Изд-во Пермского национального исследовательского политехнического университета, 2019. – 127 с.
14. 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.
15. Усков М.К. Максимов В.А. Гидродинамическая теория смазки: этапы развития, современное состояние, перспективы. - М.: Наука, 1985. – 143 с.
16. 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>
17. Ермилов Ю.И. Устойчивость жесткого симметричного ротора в упруго-демпферных подшипниках скольжения // Труды МАИ. 2011. № 46. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=26004>
18. Ямпольский С.Л. Расчет быстроходных упорных подшипников жидкостного трения // Вестник машиностроения. 1970. № 7. С. 34-36.
19. 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>
20. Станиславский В.Ф. Хадиев М.Б., Максимов В.А. Индексирование полей давлений в смазочном слое подшипников скольжения // V Всесоюзная конференция

по компрессоростроению: тезисы докладов. - М.: Изд-во МВТУ, 1978. С. 168-169.

References

1. Skubachevskii G.S. *Aviatsionnye gazoturbinnye dvigateli. Konstruktsiya i raschet detalei* (Aircraft gas turbine engines. Design and calculation of parts). Moscow: Mashinostroenie Publ., 1973. 520 p.
2. Novikov D.K. *Osnovy konstruirovaniya aviatsionnykh dvigatelei i energeticheskikh ustanovok* (Fundamentals of the design of aircraft engines and power plants). Samara: Samarskii gosudarstvennyi aerokosmicheskii universitet Publ., 2012. 87 p.
3. Maslennikov M.M., Shal'man Yu.I. *Aviatsionnye gazoturbinnye dvigateli* (Aviation gas turbine engines). Moscow: Mashinostroenie Publ., 1978. 336 p.
4. Khronin D.V. *Teoriya i raschet kolebanii v dvigatelyakh letatel'nykh apparatov* (Theory and calculation of oscillations in aircraft engines). Moscow: Mashinostroenie Publ., 1970. 412 p.
5. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. *Raschet na prochnost' detalei mashin* (Strength calculation of machine parts). Moscow: Mashinostroenie Publ., 1979. 702 p.
6. Petrov N.I., Markov S.A., Zverev V.F. *Sistema regulirovaniya osevykh sil na radial'no-upornom podshipnike rotora turbiny* (System of axial forces adjustment on radial-thrust bearing of turbine machine rotor). *Patent RU 2474710C1*, 10.02.2013.
7. Adam N.P. Rotor thrust balancing. *Patent US 4578018*, 25.03.1986
8. Nazarenko Yu.B., Nikitin A.S., Dobrinevskii A.A. *Opora rotora gazoturbinnogo dvigatelya*. *Patent RU 178526 U1* (The rotor support of a gas turbine engine. Patent RU

178526 U1). Byul. No. 10, 10.04.18.

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

10. Nazarenko Yu.B. Regulation of axial forces on angular contact bearings and critical rotor rotations by hydrodynamic forces. *Dvigatel'*. 2017. No. 4. P. 20-22. (In Russ.)

11. Berezko M.E. Influence of the choice of boundary conditions on the results of the calculation of wall mounted flows. *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)

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

13. 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.

14. 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.)

15. 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.

16. Ravikovich Yu.A., Ermilov Yu.I., Kholobtsev D.P., Ardatov K.V., Napalkov A.A., Shakh D.I. Experimental study of sliding liquid bearings in abnormal modes. *Trudy MAI*. 2011. No. 46. (In Russ.). URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=25978>

17. Ermilov Yu.I. The rigid symmetric rotor dynamic stability in the elastic-damper sliding liquid bearings. *Trudy MAI*. 2011. No. 46. (In Russ.). URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=26004>
18. Yampol'skii S.L. Calculation of high-speed thrust bearings of liquid friction. *Vestnik mashinostroeniya*. 1970. No. 7. P. 34-36. (In Russ.)
19. Ermilov Yu.I., Ravikovich YU.A., Klimenko A.V., Kholobtsev D.P. The mathematical model of the sliding liquid bearing having heat transfer with ambient. *Trudy MAI*. 2010. No. 39. (In Russ.). URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=14806>
20. 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: Izd-vo MVTU Publ., 1978. P. 168-169.

Статья поступила в редакцию 08.11.2024

Одобрена после рецензирования 25.11.2024

Принята к публикации 25.02.2025

The article was submitted on 08.11.2024; approved after reviewing on 25.11.2024; accepted for publication on 25.02.2025