

К РАСЧЁТУ СМАЗОЧНОЙ СИСТЕМЫ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Ю.В. Рождественский, rozhdestvenskiiyv@susu.ru

К.В. Гаврилов, gavrilovkv@susu.ru

Е.А. Лазарев, lazarevea@susu.ru

Н.А. Хозенюк, khozeniukna@susu.ru

Р.Р. Надыргулов, nadyrgulov-ruslan@mail.ru

Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия

Аннотация. В данной статье рассматриваются принципы расчёта смазочных систем, включая определение расхода масла, давления, вязкости и производительности масляного насоса двигателя внутреннего сгорания. Приводится ретроспектива развития методов расчета смазочных систем, отмечается тенденция на разработку энергосберегающих решений для современных и перспективных ДВС. Рассматриваются методы уменьшения расхода смазочной жидкости, проблемы в области расчета смазочной системы ДВС. Указывается, что основными узлами трибосистемы, определяющими её надёжность, являются именно опоры скольжения жидкостного трения как части общей смазочной системы двигателя. Следовательно, модель смазочной системы в своей основе должна иметь для опор скольжения, смазываемых под давлением, метод гидродинамического расчёта. Предлагается в моделях смазки сложнонагруженных гидродинамических трибосопряжений двигателей использовать для расчета давлений в смазочном слое вместо уравнения Рейнольдса с допущением о полном заполнении зазора смазочной жидкостью между шипом и подшипником универсальное уравнение для степени заполнения зазора, предложенное Элродом. Результаты решения этого уравнения являются физически обоснованными, что позволит использовать разработанные алгоритмы для моделирования смазочных систем ДВС с учетом динамики и смазки гидродинамических опор скольжения коленчатого вала и других трибосопряжений, смазываемых под давлением, прогнозировать режимы масляного голодания опор. С практической точки зрения такой подход позволит проектировать опоры скольжения и смазочные системы ДВС на новом уровне, снизить потери мощности на привод масляных насосов, не применять насосы с избыточной производительностью.

Ключевые слова: смазочная система, двигатель внутреннего сгорания, расход масла, давление масла, гидродинамические сложнонагруженные трибосопряжения, уравнение Рейнольдса, алгоритм Элрода

Для цитирования: К расчёту смазочной системы поршневого двигателя внутреннего сгорания / Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов, Е.А. Лазарев и др. // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2025. Т. 25, № 3. С. 25–32. DOI: 10.14529/engin250303

CALCULATION OF THE LUBRICATION SYSTEM OF A RECIPROCATING INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Yu.V. Rozhdestvensky, rozhdestvenskiiyv@susu.ru

K.V. Gavrilov, gavrilovkv@susu.ru

E.A. Lazarev, lazarevea@susu.ru

N.A. Khozenyuk, khozeniukna@susu.ru

R.R. Nadyrgulov, nadyrgulov-ruslan@mail.ru

South Ural State University, Chelyabinsk, Russia

Abstract. This article discusses the principles of calculating lubrication systems, including determining oil consumption, pressure, viscosity, and performance of an internal combustion engine oil pump. A retrospective of the development of methods for calculating lubrication systems is given, and there is a tendency to develop energy-saving solutions for modern and promising internal combustion engines. The methods of reducing the consumption of lubricating fluid, problems in the calculation of the internal combustion engine lubrication system are considered. It is indicated that the main elements of the lubrication system, as part of the overall tribosystem, determining its operability and reliability, are liquid friction sliding bearings, therefore, the algorithm should be based on the hydrodynamic calculation of all pressure lubricated sliding bearings. It is proposed to use the universal Elrod equation for the degree of gap filling to calculate the pressures in the lubricating layer instead of the Reynolds equation, assuming that the gap is completely filled with lubricating fluid between the spike and the bearing. This will make it possible to describe the processes in the lubricating layer in a physically reasonable manner, and significantly improve the accuracy of predicting oil starvation in tribo-conjugations. The use of the computational capabilities of the Elrod algorithm for the joint calculation of tribo-conjugations of internal combustion engines and their oil supply system will allow us to reach a new level of creation and refinement not only of individual hydrodynamic sliding bearings of internal combustion engines, but also of the entire internal combustion engine lubrication system, avoid the use of oil pumps with excessive capacity, and reduce power losses to their drive.

Keywords: lubrication system, internal combustion engine, oil consumption, oil pressure, hydrodynamic complex-loaded tribocompositions, Reynolds equation, Elrod algorithm

For citation: Rozhdestvensky Yu.V., Gavrilov K.V., Lazarev E.A., Khozenyuk N.A., Nadyrgulov R.R. Calculation of the lubrication system of a reciprocating internal combustion engine. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2025;25(3):25–32. (In Russ.) DOI: 10.14529/engin250303

Система смазки необходима для снижения трения и износа деталей двигателей внутреннего сгорания (ДВС), отвода тепла и удаления загрязнений. Эффективность работы смазочной системы определяется правильностью её проектирования и эксплуатации [1].

Общий расход масла в двигателе определяется суммой частных расходов через подшипники, зазоры в поршневой группе и системы фильтрации [2]:

$$Q_{\text{общ}} = \sum Q_i,$$

где Q_i – расходы масла на отдельных участках смазочной системы.

Давление масла в системе определяется в общем виде балансом между производительностью масляного насоса и гидравлическим сопротивлением каналов [3]:

$$P = (Q_n / S) * R,$$

где P – давление масла в смазочной системе, Q_n – производительность масляного насоса, S – площадь сечения всех масляных каналов системы, R – гидравлическое сопротивление масляных каналов смазочной системы. Такой подход не учитывает процессы в трибосопряжениях двигателя, смазываемых под давлением и, прежде всего, в подшипниках коленчатого вала.

Как правило, считается, что производительность насоса должна превышать потребность двигателя с учётом запаса [3]:

$$Q_n = K_z * Q_p,$$

где Q_n – производительность насоса, Q_p – потребность двигателя в масле, K_z – коэффициент запаса [4]. Однако такая модель ведет к дополнительным затратам на привод насоса, холостому перекачиванию масла, снижению его функциональных свойств. В результате насос рассчитывается с учетом износа всех сопряжений на последний день работы двигателя перед ремонтом. Необходим учет каждого потребителя смазочной системы, нагрузочных и тепловых режимов двигателя.

Эффективность работы двигателя во многом зависит от функционирования его смазочной системы. Поэтому в этой области было проведено много исследований, направленных на совершенствование методов расчёта и алгоритмов моделирования смазочных систем.

До 1990-х годов методы расчёта смазочных систем двигателей внутреннего сгорания и других поршневых машин основывались, как правило, на эмпирических формулах, полученных на основе экспериментальных данных. Эти методы включали:

- упрощённые расчёты давления масла в каналах [3];
- эмпирические зависимости расхода масла через подшипники;
- табличные данные по потере масла на испарение и угар [5].

Основные недостатки:

- ограниченная точность из-за высокой степени обобщения данных;
- слабый учёт локальных изменений температуры и давления масла [1];
- невозможность анализа сложных конструкций системы смазки.

С развитием вычислительной техники в начале 2000-х годов началось активное применение численных методов расчета элементов смазочных систем:

- метода конечных элементов (МКЭ) для оценки несущей способности смазочного слоя в опоре скольжения;
- метода конечных объёмов (МКО) для расчёта гидродинамических процессов в каналах смазочной системы [6];
- применения вычислительной гидродинамики (CFD) для моделирования потоков смазочной жидкости в системе.

Основные достижения:

- повышение точности расчётов за счёт учёта реальной геометрии каналов смазочной системы;
- включение в расчёты тепловых эффектов и влияния вязкости масла при различных температурах;
- возможность анализа работы системы смазки в динамических режимах [3].

Основные ограничения:

- высокие вычислительные затраты [8];
- сложность калибровки моделей на основе реальных данных.

В 2010-х годах получили развитие комплексные подходы к моделированию, включающие:

- полноценные 3D-CFD-модели системы смазки [4];
- интеграцию термодинамических и гидродинамических расчётов [7];
- учёт деформации деталей [9].

Достижения:

- возможность анализа нестационарных режимов работы двигателя [10];
- учёт взаимодействия системы смазки с другими системами [11];

Методы расчёта смазочных систем ДВС за последние 30–40 лет прошли путь от простых эмпирических зависимостей до сложных многомерных моделей, использующих CFD, термодинамику и машинное обучение. Дальнейшие исследования должны быть направлены на совершенствование методов расчёта, верификацию моделей с реальными экспериментальными данными и разработку энергосберегающих решений для современных и перспективных ДВС [9].

Однако, несмотря на существенный прогресс в методах расчета смазочных систем, исследователи при этом мало внимание уделяют моделям смазки гидродинамических подшипников двигателя, хотя основными узлами трибосистемы, определяющими её надёжность, являются именно опоры скольжения жидкостного трения. Поэтому в основе метода расчета смазочной системы двигателя должен лежать гидродинамический расчёт всех опор скольжения, смазываемых под давлением. На наш взгляд, неучёт этого обстоятельства является наиболее существенным недостатком современных методов расчета смазочных систем ДВС.

В гидродинамических трибосопряжениях шип на смазочном слое в подшипнике двигается в пределах зазора по траектории, определяемой нагрузками и скоростным режимом работы машины. В поршневых ДВС это прежде всего опоры скольжения коленчатого вала, а также опоры распределительных валов, уравнивающего механизма, турбокомпрессора. Течение смазочной жидкости через эти опоры, их гидравлическое сопротивление зависит в каждый момент времени от траектории движения шипа в подшипнике, расположения источников смазки на поверхностях шипа и подшипника, их углового положения относительно минимального зазора в сопряжении. Его нельзя считать постоянным. Кроме того, гидродинамическое давление, возникающее в опоре при работе, в десятки раз превышает давление подачи смазочной жидкости для смазки трибосопряжения. Повышение давления вызывает повышение температуры опоры и смазочной жидкости, а следовательно, падение вязкости. Смазка становится более текучей, что существенно сказывается на гидравлическом сопротивлении сопряжения [12].

Алгоритмы и методы расчета смазочных систем поршневых и роторных машин разработанные в ЮУрГУ на основе теории гидравлических цепей [13–15], учитывают эти связи и используют для расчета гидромеханических характеристик сложнагруженных трибосопряжений уравнение Рейнольдса. Общая схема круглоцилиндрического сложнагруженного подшипника показана на рисунке. Основные обозначения размеров и скоростей движения шипа и подшипника понятны из схемы. Эксцентриситет $e = O_1O_2$ и угол δ будут определять положение центра шипа, $\omega = (\omega_2 - \omega_1)$ – относительную скорость его вращения, а выражения de/dt и $e d\delta/dt$ – характеризовать относительные скорости движения центра шипа.

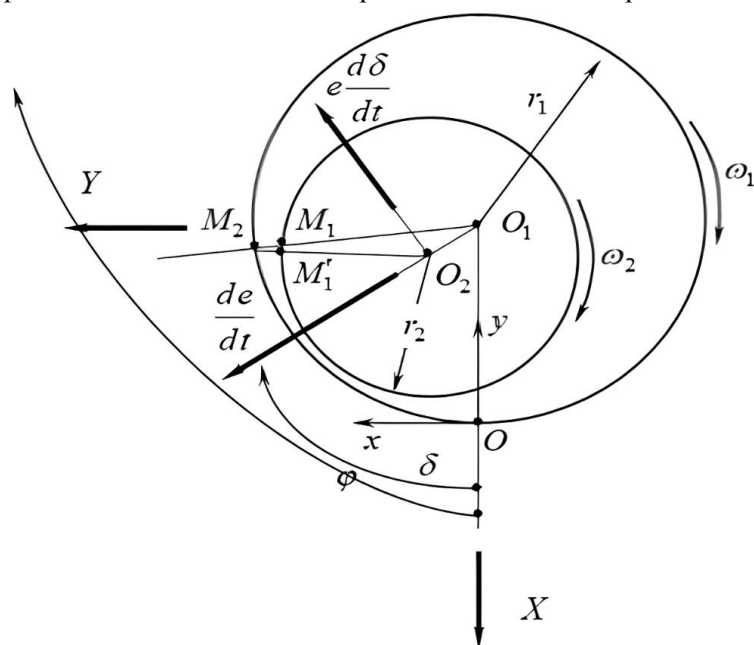


Схема сложнагруженного подшипника
Model of a complexly loaded bearing

Обозначим B – ширина подшипника, $h(\phi) = M_2M_1 \approx M_2M'_1$ – толщина смазочного слоя.

Используя обозначения эксцентриситета и угла линии центров, запишем толщину смазочного слоя в виде

$$h = h_0 - e \cos(\phi - \delta),$$

где h_0 – радиальный зазор, определяем ее производные по времени $\partial h / \partial t = -de/dt \cos(\phi - \delta) - e d\delta/dt \sin(\phi - \delta)$.

Если координаты и скорости движения шипа на смазочном слое в подшипнике известны, то поле гидродинамических давлений $p(\phi, \bar{z}, t)$ для подшипника конечной длины определяется интегрированием уравнения Рейнольдса [12]:

$$\frac{\partial}{\partial \phi} \left(\frac{\bar{h}^3 \bar{\rho}}{12 \bar{\mu}_3} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\frac{\bar{h}^3 \bar{\rho}}{12 \bar{\mu}_3} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = \frac{\bar{\omega}}{2} \frac{\partial}{\partial \phi} (\bar{h} \bar{\rho}) + \frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{h} \bar{\rho}). \quad (1)$$

В формуле

$$\bar{h} = h/h_0; \quad \bar{\rho} = \rho/\rho_0; \quad \bar{\mu}_\omega = \mu_\omega/\mu_0; \quad \bar{p} = p\psi^2/\mu_0\omega_0, \quad \psi = h_0/r; \quad \bar{z} = z/r, \\ -a \leq \bar{z} \leq a, \quad a = B/D; \quad \phi = x/r; \quad \bar{\omega} = (\omega_2 - \omega_1)/\omega_0; \quad \tau = \omega_0 t.$$

В этих выражениях использованы известные обозначения, приведенные в монографии [12].

Значения безразмерных толщины смазочного слоя и ее производной определяются из выражений

$$\bar{h} = 1 - \chi \cos(\phi - \delta), \quad \partial \bar{h} / \partial \tau = -[\dot{\chi} \cos(\phi - \delta) + \chi \dot{\delta} \sin(\phi - \delta)],$$

где относительный эксцентриситет шипа обозначен $\chi = e/h_0$; производные положения шипа по безразмерному времени обозначены $\dot{\chi}, \dot{\delta}$.

Уравнение Рейнольдса для конечного подшипника интегрируют в области $\Omega = (\phi \in 0, 2\pi; \bar{z} \in -a, a)$, при этом, как правило, используют граничные условия Свифта – Штибера:

$$\bar{p}(\phi, \bar{z} = \pm a) = \bar{p}_a; \quad \bar{p}(\phi, \bar{z}) = \bar{p}(\phi + 2\pi, \bar{z}); \quad \bar{p}(\phi, \bar{z}) \geq 0, \\ \bar{p}(\phi, \bar{z}) = \bar{p}_S \quad \text{на } (\phi, \bar{z}) \in \Omega_S, \quad S = 1, 2 \dots S^*. \quad (2)$$

В этих условиях используется понятие источников смазки на поверхности шипа и подшипника в виде канавок и отверстий. Количество этих источников обозначено S^* . Область источника смазки Ω_S , характеризуется допущением, что давление постоянно и равно давлению подачи смазочной жидкости в данный момент времени p_S .

Граничные условия Свифта – Штибера работают таким образом: когда в какой-либо точке области интегрирования Ω в процессе расчета гидродинамических давлений по уравнению (1) не выполняется условие $\bar{p} > 0$, давление в этой точке приравнивается к нулю.

Использование граничных условий (2) позволяет хорошо описать физику процесса разрыва смазочного слоя в районе максимальных гидродинамических давлений. Однако эти условия некорректно представляют границу начала эпюры давления. Такое обстоятельство не позволяет точно определить баланс расходов смазочной жидкости, поступающей и вытекающей из опоры. Торцевой расход жидкости может оказаться значительно больше, чем расход из источника на входе в опору. В результате в процессе компьютерного моделирования смазочной системы при отсутствии давления подачи смазочной жидкости на входе в подшипник масляное голодание не наступает и расчет продолжается. Кроме того, допущение о полном заполнении смазочной жидкостью зазора между шипом и подшипником при выводе уравнения Рейнольдса не позволяет корректно использовать его для моделирования смазочных систем.

Для того чтобы преодолеть это недостаток граничных условий (2), предлагается использовать граничные условия Якобсона – Флоберга – Ольсена, позволяющие выполнить условия неразрывности смазочного слоя в гидродинамической опоре скольжения:

$$\bar{p}(\phi, \bar{z} = \pm a) = 0; \quad \bar{p}(\phi, \bar{z}) = \bar{p}(\phi + 2\pi, \bar{z}); \\ \bar{p}(\phi_p, \bar{z}) = \partial \bar{p} / \partial \phi(\phi_p, \bar{z}) = 0; \quad \bar{p}(\phi_s, \bar{z}) = 0; \\ \bar{p}(\phi, \bar{z}) = \bar{p}_S \quad \text{на } (\phi, \bar{z}) \in \Omega_S, \quad S = 1, 2 \dots S^*. \quad (3)$$

Здесь ϕ_p, ϕ_s – границы разрыва и восстановления смазочного слоя.

В этом случае граница восстановления смазочного слоя становится физически более обоснованной. Реализация условий Якобсона – Флоберга – Ольсена базируется на идее Элрода и Адамса [16–18] по расчету гидродинамических давлений в смазочном слое на основе интегрирования универсального уравнения (4) для степени заполнения зазора θ :

$$\frac{\partial}{\partial \phi} \left[\frac{\bar{h}^3 \bar{\beta}}{12 \bar{\mu}_0} g(\theta) \frac{\partial \theta}{\partial \phi} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{\bar{h}^3 \bar{\beta}}{12 \bar{\mu}_0} g(\theta) \frac{\partial \theta}{\partial z} \right] = \frac{\bar{\omega}}{2} \frac{\partial}{\partial \phi} (\bar{h} \theta) + \frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{h} \theta). \quad (4)$$

Здесь $\bar{\beta} = \beta \psi^2 / \mu_0 \omega_0$ – безразмерный коэффициент сжимаемости смазки, β – его размерное значение, $g(\theta)$ – переключающая функция:

$$g(\theta) = \begin{cases} 1, & \text{если } \theta \geq 1; \\ 0, & \text{если } \theta < 1. \end{cases}$$

Степени заполнения θ приписывается двоякий смысл. В области давлений $\theta = \rho / \rho_c$, где ρ_c – плотность смазки при давлении, равном давлению кавитации p_c . В области кавитации $p = p_c$, $\rho = \rho_c$, причем θ определяет массовое содержание жидкой фазы (масла) в единице объема пространства между шипом и подшипником.

Гидродинамические давления связаны с θ соотношением

$$\bar{p} = \bar{p}_c + g(\theta) \bar{\beta} \ln \theta. \quad (5)$$

Оригинальные методы решения универсального уравнения (4), разработанные в ЮУрГУ, приведены в работах [19, 20]. Результаты решения являются физически обоснованными, что позволяет использовать эти алгоритмы для моделирования смазочных систем ДВС, с учетом динамики и смазки гидродинамических опор скольжения коленчатого вала и других трибосопряжений, смазываемых под давлением, прогнозировать режимы масляного голодания опор.

С практической точки зрения такой подход позволит проектировать опоры скольжения и смазочные системы ДВС на новом уровне, снизить потери мощности на привод масляных насосов, не применять насосы с избыточной производительностью.

Список литературы

1. Smith J.A., Johnson M.L. Computational Fluid Dynamics Analysis of Engine Lubrication Systems // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2010. Vol. 132, no. 4. P. 560–563.
2. ГОСТ 10541-78. Масла моторные. Общие технические требования. М.: Изд-во стандартов, 1978.
3. Brown T.E., White R.S. Advances in Lubrication System Modeling for Internal Combustion Engines // SAE Technical Paper 2005-01-3672.
4. Wang Y., Zhang X. Study on the Lubrication Performance of Engine Bearings Under Transient Conditions // Tribology Transactions. 2016. Vol. 59, no. 3. P. 470–478.
5. Гейгер Г.Р. Смазочные системы в двигателях. СПб.: Профессия, 2003. 320 с.
6. Garcia A., Ramirez J. Thermal Analysis of Engine Lubrication Systems Using Finite Element Methods // Applied Thermal Engineering. 2015. Vol. 78. P. 482–490.
7. Miller D.P., Green K.P. Numerical Simulation of Oil Flow in Engine Bearings // Tribology International. 2012. Vol. 46, No. 1. P. 112–119.
8. Park S., Moon H. Analysis of Oil Film Thickness in Engine Bearings Using Elasto-Hydrodynamic Lubrication Theory // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. 2009. Vol. 223, no. 7. P. 1051–1060.
9. Nguyen T., Lee J. Analysis of Oil Flow in Engine Lubrication System Using 1D Simulation // Journal of Mechanical Science and Technology. 2017. Vol. 31, No. 5. P. 2375–2382.
10. Lee C.H., Kim S.H. Optimization of Engine Oil Pump Design Using CFD // International Journal of Automotive Technology. 2013. Vol. 14, no. 2. P. 291–298.
11. Chen X., Wang Q. Numerical Analysis of Oil Flow in Engine Lubrication System Considering Thermal Effects // Applied Thermal Engineering. 2018. Vol. 130. P. 1108–1116.
12. Динамика и смазка гидродинамических трибосопряжений поршневых и роторных машин / Ю.В. Рождественский, Е.А. Задорожная, Н.А. Хозенюк, К.В. Гаврилов. М.: Наука, 2018. 373 с.
13. Prokopiev V.N., Rojdestvensky J.V., Sivrikova S.R., Karavaev V.G. Modeling tribosystem multi-support shaft of piston machines // Industrial and automotive lubrication: Proc. 11-th Int. Colloquium. Tech. Akad. Esslingen. Germany, Esslingen, 1998. P. 953–954.

14. Потапов С.В. Повышение долговечности капитально отремонтированных тракторных дизелей применением гидроаккумулятора в смазочной системе: дис. ... канд. техн. наук. Челябинск. 1999. 166 с.
15. Берд В.В. Прикладная теория гидравлических цепей. М.: Машиностроение, 1983. 151 с.
16. Vijayaraghavan K., Keith T.G. Numerical prediction of cavitation in noncircular journal bearings // STLE Tribol. Trans. 1989. Vol. 32, no. 2. P. 215–224.
17. Elrod H.G. A cavitation algorithm // J. Tribol. 1981. No. 103. P. 350–354.
18. Elrod H.G. Numerical solutions for power low fluids-application to slider Bearings // Development in numerical and experimental methods applied to tribology. 10th Leeds – Lyon Symp. Tribol. Lyon 6–9 sept. 1983. 1984. P. 25, 30, 46–51.
19. Гаврилов К.В. Применение алгоритма сохранения массы при расчете гидромеханических характеристик и оптимизации конструктивных параметров сложнагруженных подшипников скольжения: дис. ... канд. техн. наук. Челябинск, 2006. 157 с.
20. Rulevskiy A.D., Izzatullov M.A., Nechaev A.S. The method of calculating dynamics and lubrication of the hydrodynamical tribosystems in the piston machines // Procedia Engineering. 2017. P. 698–703.

References

1. Smith J.A., Johnson M.L. Computational Fluid Dynamics Analysis of Engine Lubrication Systems. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2010, vol. 132, no. 4, pp. 560–563.
2. GOST 10541-78. *Masla motornyye. Obshchiye tekhnicheskiye trebovaniya* [State standard 10541-78. Motor oils. General technical requirements]. Moscow: Publishing House of Standards, 1978.
3. Brown T.E., White R.S. Advances in Lubrication System Modeling for Internal Combustion Engines. *SAE Technical Paper* 2005-01-3672.
4. Wang Y., Zhang X. Study on the Lubrication Performance of Engine Bearings Under Transient Conditions. *Tribology Transactions*. 2016, vol. 59, no. 3, pp. 470–478.
5. Geiger G.R. *Smazochnyye sistemy v dvigatelyakh* [Lubrication systems in engines]. St. Petersburg: Profession, 2003. 320 p.
6. Garcia A., Ramirez J. Thermal Analysis of Engine Lubrication Systems Using Finite Element Methods. *Applied Thermal Engineering*. 2015, vol. 78, pp. 482–490.
7. Miller D.P., Green K.P. Numerical Simulation of Oil Flow in Engine Bearings. *Tribology International*. 2012, vol. 46, no. 1, pp. 112–119.
8. Park S., Moon H. Analysis of Oil Film Thickness in Engine Bearings Using Elasto-Hydrodynamic Lubrication Theory. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 2009, vol. 223, no. 7, pp. 1051–1060.
9. Nguyen T., Lee J. Analysis of Oil Flow in Engine Lubrication System Using 1D Simulation. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2017, vol. 31, no. 5, pp. 2375–2382.
10. Lee C.H., Kim S.H. Optimization of Engine Oil Pump Design Using CFD. *International Journal of Auto-motive Technology*. 2013, vol. 14, no. 2, pp. 291–298.
11. Chen X., Wang Q. Numerical Analysis of Oil Flow in Engine Lubrication System Considering Thermal Effects. *Applied Thermal Engineering*. 2018, vol. 130, pp. 1108–1116.
12. Rozhdestvensky Yu.V., Zadorozhnaya E.A., Khozenyuk N.A., Gavrilov K.V. *Dinamika i mazka gidrodinamicheskiy tribosopryazheniy porshnevyykh i rotornykh mashin* [Dynamics and lubrication of hydrodynamic tribounits of piston and rotary machines]. Moscow: Nauka, 2018. 373 p.
13. Prokopiev V.N., Rozdestvensky J.V., Sivrikova S.R., Karavaev V.G. Modeling tribosystem multi-support shaft of piston machines. *Industrial and automotive lubrication: Proc. 11-th In. Colloquium. Tech. Akad. Esslingen. Germany, Esslingen*, 1998, pp. 953–954.
14. Potapov S.V. *Povysheniye dolgovechnosti kapital'no otremontirovannykh traktornykh dizel'nykh primeneniye gidroakkumulyatora v mazochnoy sisteme* [Increasing the service life of overhauled tractor diesel engines by using a hydraulic accumulator in the lubrication system]. Diss. Cand. of Engineering Sciences]. Chelyabinsk. 1999. 166 p.
15. Berd V.V. *Prikladnaya teoriya gidravlicheskiy tsepey* [Applied Theory of Hydraulic Circuits]. Moscow: Mechanical Engineering, 1983. 151 p.

16. Vijayaraghavan K., Keith T.G. Numerical prediction of cavitation in noncircular journal bearings. *STLE Tribol. Trans.* 1989, vol. 32, no. 2, pp. 215–224.
17. Elrod H.G. A cavitation algorithm. *J. Tribol.*, 1981, no. 103, pp. 350–354.
18. Elrod H.G. Numerical solutions for power low fluids-application to slider Bearings. *Development in numerical and experimental methods applied to tribology. 10th Leeds – Lyon Symp. Tribol. Lyon 6–9 sept. 1983.* 1984, pp. 25, 30, 46–51.
19. Gavrilov K.V. *Primeneniye algoritma sokhraneniya massy pri raschete gidromekhanicheskikh kharakteristik i optimizatsii konstruktivnykh parametrov slozhnonagruzhennykh podshipnikov* [Application of the mass conservation algorithm in calculating hydromechanical characteristics and optimizing the design parameters of complex-loaded plain bearings]. Diss. Cand. of Technical Sciences]. Chelyabinsk, 2006. 157 p.
20. Rulevskiy A.D., Izzatulloev M.A., Nechaev A.S. The method of calculating dynamics and lubrication of the hydro-dynamical tribosystems in the piston machines. *Procedia Engineering*, 2017, pp. 698–703.

Информация об авторах

Рождественский Юрий Владимирович, профессор, доктор технических наук, профессор политехнического института, Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; rozhdestvenskiiyv@susu.ru

Гаврилов Константин Владимирович, профессор, доктор технических наук, профессор передовой инженерной школы двигателестроения и специальной техники «Сердце Урала», Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; gavrilovkv@susu.ru

Лазарев Евгений Анатольевич, профессор, доктор технических наук, эксперт, профессор передовой инженерной школы двигателестроения и специальной техники «Сердце Урала», Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; lazarevea@susu.ru

Хозениук Надежда Александровна, доцент, кандидат технических наук, доцент политехнического института, Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; khozeniukna@susu.ru

Надыргулов Руслан Рафилович, студент группы ПИШ-168, Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; nadyrgulov-ruslan@mail.ru

Information about the authors

Yuri V. Rozhdestvensky, Professor, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Polytechnic Institute, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; rozhdestvenskiiyv@susu.ru

Konstantin V. Gavrilov, Professor, Doctor of Technical Sciences, Professor of the advanced Engineering School of Engine Building and Special Equipment “Heart of the Urals”, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; gavrilovkv@susu.ru

Evgeny A. Lazarev, Professor, Doctor of Technical Sciences, Expert Professor at the advanced Engineering School of Engine Building and Special Equipment “Heart of the Urals”, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; lazarevea@susu.ru

Nadezhda A. Khozenyuk, Associate Professor, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor at the Polytechnic Institute, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; khozeniukna@susu.ru

Ruslan R. Nadyrgulov, student of the PISH-168 group, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; nadyrgulov-ruslan@mail.ru

Статья поступила в редакцию 01.04.2025; принята к публикации 23.05.2025.

The article was submitted 01.04.2025; accepted for publication 23.05.2025.