

Расчет и конструирование машин

УДК 621.436; 532.5; 536.24


DOI 10.18698/0536-1044-2017-10-3-9

Расчет коэффициента теплоотдачи от поршневого кольца к втулке цилиндра

Ф.Б. Барченко

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

The Calculation of the Coefficient of Heat Transfer from the Piston Ring to the Cylinder Bushing

F.B. BarchenkoBMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1 e-mail: barchenko@bmstu.ru

i Предложена методика определения граничных условий теплообмена в сопряжении поршневое кольцо–втулка цилиндра, которые необходимо задавать при расчете теплового состояния цилиндропоршневой группы двигателя внутреннего сгорания. В настоящее время существует проблема задания граничных условий в зоне кольцо–втулка, так как найти прямое решение полной системы уравнений в этой области трудно из-за малых размеров зазора, а известные полуэмпирические формулы получены для существенно упрощенной постановки задачи, где рекомендованные экспериментальные коэффициенты имеют слишком большой диапазон и оказывают существенное влияние на результаты расчета. Предложено аналитическое решение уравнений гидродинамики для определения коэффициента теплоотдачи от кольца к втулке в предположении наличия только гидродинамического режима трения в указанном сопряжении. Выведено уравнение для вычисления коэффициента теплоотдачи от кольца к втулке цилиндра двигателя. Расчет основан на предположении о том, что течение в зазоре между кольцом и втулкой подчинено уравнению Рейнольдса. Задача решена в квазистационарной одномерной постановке. Приведен пример расчета коэффициента теплоотдачи от кольца к втулке.

Ключевые слова: коэффициент теплоотдачи, поршневое кольцо, втулка цилиндра

i The author proposes a method of determining heat exchange boundary conditions in the «piston ring-cylinder bushing» contact area that have to be set when calculating the thermal state of the cylinder-and-piston group of an internal combustion engine. At present, setting boundary conditions in the ring-bushing zone is problematic. It is difficult to find a direct solution to the full system of equations in this area due to small clearances. The well-known semi-empirical formulae are obtained for a significantly simplified problem where the recommended experimental coefficients are of a very wide range and have a considerable effect on the calculation results. An analytical solution of hydrodynamic equations is proposed to determine the coefficient of heat transfer from the ring to the bushing under the supposition that only hydrodynamic friction is present in the contact area. An equation for calculating the coefficient of heat transfer from the ring to the bushing of the engine cylinder is obtained. The calculation is based on the assumption that the flow in the

clearance between the ring and the bushing obeys the Reynolds equation. The problem is solved in the quasi-stationary one-dimensional formulation. An example of the calculation of heat transfer from the ring to the bushing is shown.

Keywords: heat transfer coefficient, piston ring, cylinder bushing

Для расчета теплового состояния цилиндро-поршневой группы [1, 2] необходимо знать параметры теплообмена всех поверхностей на каждом угле поворота коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания. Теплообмен в районе поршневого кольца особенно важен, так как он влияет на тепловое состояние поршня, втулки и на работу уплотнения камеры сгорания. Этому вопросу посвящено большое количество статей как в России, так и за рубежом [3–16].

Расчет теплового состояния камеры сгорания при моделировании рабочего процесса дизельных двигателей также имеет большое значение, поскольку температуры со стороны поршня и других деталей, образующих эту камеру, существенно влияют на точность вычисления процессов испарения и сгорания топлива [17]. При проведении уточненных расчетов необходимо иметь информацию о локальном распределении температур.

Цель работы — разработка методики определения граничных условий теплообмена в сопряжении поршневое кольцо–втулка цилиндра (далее кольцо–втулка), которые надо знать при расчете температурного поля этих деталей двигателя.

Важность проблемы задания граничных условий в зоне кольцо–втулка подчеркнута в научных трудах Р.М. Петриченко, А.В. Майорова, С.А. Аникина и других исследователей, по

даным которых через сопряжение кольцо–втулка от поршня отводится 30...60 % тепла.

Расчет коэффициента теплоотдачи, основанный на предположении о гидродинамическом характере режима трения, приведен в работах Р.М. Петриченко, С.А. Аникина и А.В. Майорова. Однако представленные там методики требуют адаптации для возможности их применения в расчетных программах. В настоящей статье подробно описан вывод окончательной формулы для определения коэффициента теплоотдачи и приведены результаты выполненного с ее помощью расчета.

Для определения коэффициента теплоотдачи необходимо знать толщину, распределение скоростей и температур масляного слоя под кольцом. Предположим, что эта толщина известна — получена в результате эксперимента или вычислена. На рис. 1 приведена расчетная схема для определения параметров теплообмена кольца со втулкой, где профиль кольца разделен на интервалы точками $(i-1)$, i , $(i+1)$, ..., n .

При рассмотрении теплоотдачи от кольца к втулке в одномерной постановке задачи коэффициент теплоотдачи у поверхности втулки вычисляется по выражению (см. рис. 1)

$$\alpha_L = -\frac{\lambda}{\bar{T} - T_L} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0},$$

где λ — коэффициент теплопроводности масла, Вт/(м·К); T_L — температура поверхности втулки в данной точке, К; \bar{T} — определяющая температура масла, К; $(\partial T / \partial y)_{y=0}$ — дифференциал температуры в поперечном направлении при $y = 0$.

Для определения температуры и ее производной используем уравнение энергии, которое в соответствии с результатами, полученными Р.М. Петриченко [18], после упрощений приобретает вид

$$\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = -\frac{\mu}{\lambda} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2, \quad (1)$$

где μ — коэффициент динамической вязкости масла, Па·с; u — скорость масла в зазоре между кольцом и цилиндром, м/с.

Дифференциальное уравнение (1) позволяет найти распределение температуры в попереч-

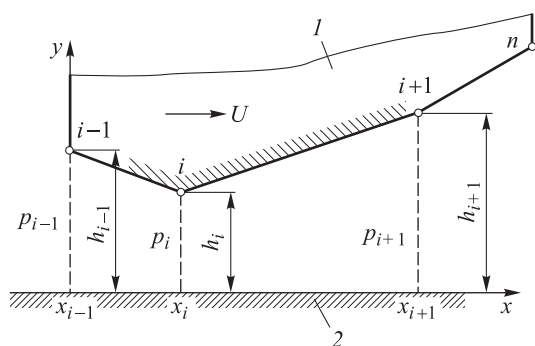


Рис. 1. Расчетная схема для определения параметров теплообмена кольца 1 со втулкой 2:

U — скорость движения верхней границы масляного слоя;
 p_{i-1} , p_i , p_{i+1} — давление под кольцом в точках $(i-1)$, i , $(i+1)$;
 h_{i-1} , h_i , h_{i+1} — толщина в сечении масляного слоя
с координатами x_{i-1} , x_i , x_{i+1}

ном направлении смазочного слоя. Чтобы решить уравнение (1), необходимо знать распределение скоростей в смазочном слое. Для этого воспользуемся результатами, приведенными в монографии Н.А. Слезкина [19], где скорость u вдоль оси x определяется как

$$u(x, y) = U \frac{y}{h} - \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} (yh - y^2), \quad (2)$$

где h и p — толщина и давление масляного слоя под кольцом, м и Па.

После интегрирования формулы (2) получим следующие выражения:

для дифференциала температуры

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial y} &= -\frac{\mu}{\lambda} \int \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 dy + C_{T1} = \\ &= -\frac{\mu}{\lambda} \left[\left(\frac{U}{h} \right)^2 y - \frac{1}{\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \frac{\partial p}{\partial x} (hy - y^2) + \right. \\ &\left. + \frac{1}{4\mu^2} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 \left(h^2 y - 2hy^2 + \frac{4}{3} y^3 \right) \right] + C_{T1}; \end{aligned}$$

для температуры

$$\begin{aligned} T &= \int \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) dy + C_{T2} = \\ &= -\frac{\mu}{\lambda} \left[\left(\frac{U}{h} \right)^2 \frac{y^2}{2} - \frac{1}{\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \left(h \frac{y^2}{2} - \frac{y^3}{3} \right) + \right. \\ &\left. + \frac{1}{4\mu^2} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 \left(h^2 \frac{y^2}{2} - \frac{2}{3} hy^3 + \frac{4}{12} y^4 \right) \right] + C_{T1}y + C_{T2}, \end{aligned}$$

где C_{T1} и C_{T2} — константы интегрирования.

Из граничных условий — при $y = 0$ $T = T_L$ (температура поверхности цилиндра), при $y = h$ $T = T_R$ (температура поверхности кольца) — находим константы интегрирования:

$$C_{T2} = T_L;$$

$$C_{T1} = \frac{T_R - T_L}{h} + \frac{\mu}{\lambda} \left[\frac{U^2}{2h} - \frac{U}{\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \frac{h}{6} + \frac{1}{\mu^2} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 \frac{h^3}{24} \right].$$

Средняя температура масла, определяющая интенсивность теплообмена, вычисляется как

$$\bar{T} = \frac{1}{h} \int_0^h T dy = \frac{\mu}{\lambda} \left[\frac{U^2}{12} + \frac{1}{\mu^2} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 \frac{h^4}{240} \right] + \frac{T_R + T_L}{2}.$$

Окончательное выражение для расчета коэффициента теплоотдачи принимает вид

$$\alpha_L = - \frac{A + \lambda \frac{T_R - T_L}{h}}{\frac{T_R - T_L}{2} + B},$$

где

$$\begin{aligned} A &= \left[\mu \frac{U^2}{2h} - U \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \frac{h}{6} + \frac{1}{\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 \frac{h^3}{24} \right]; \\ B &= \frac{\mu}{\lambda} \left[\frac{U^2}{12} + \frac{1}{\mu^2} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 \frac{h^4}{240} \right]. \end{aligned}$$

Для определения приращения давления использовано уравнение для плоской задачи гидродинамики смазки

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3(x) \frac{\partial p(x)}{\partial x} \right) = -6\mu U \frac{\partial h(x)}{\partial x}.$$

Интегрируя это уравнение по x , выделим производную давления по направлению x :

$$\begin{aligned} \frac{\partial p(x)}{\partial x} &= -6\mu \frac{1}{h^2(x)} U + C_1 \frac{1}{h^3(x)}; \\ p(x) &= -6\mu U I_2(x) + C_1 I_3(x) + C_2, \end{aligned}$$

где

$$I_2(x) = \int_0^x \frac{1}{h^2(x)} dx; \quad I_3(x) = \int_0^x \frac{1}{h^3(x)} dx;$$

C_1, C_2 — коэффициенты, не зависящие от x .

Профиль кольца имеет сложную форму, задание которой в аналитическом виде является сложной задачей. В рассматриваемом случае профиль кольца разделен на интервалы, где для аппроксимации применена кусочно-линейная функция (см. рис. 1).

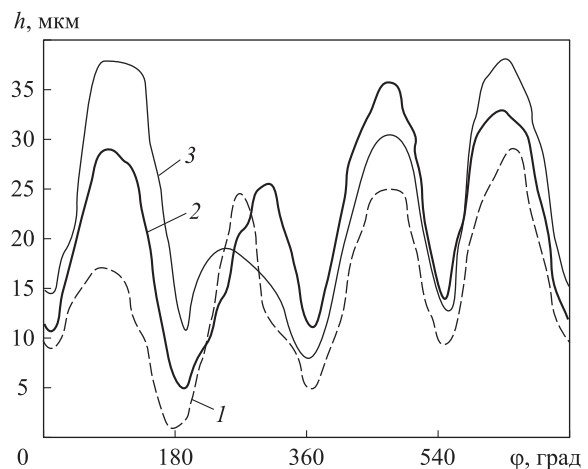


Рис. 2. Зависимость толщины h масляного слоя под первым (1), вторым (2) и третьим (3) кольцом от угла φ поворота коленчатого вала

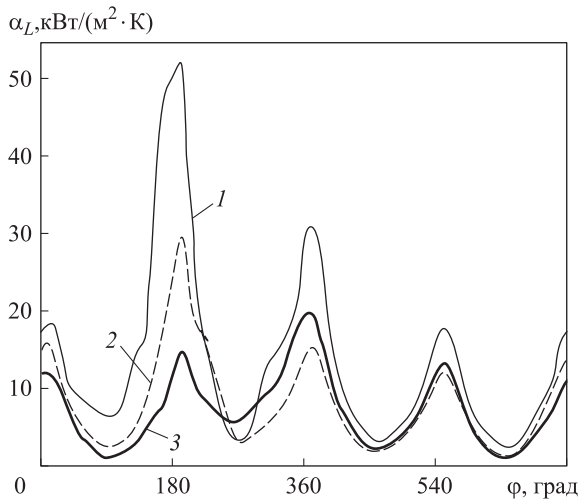


Рис. 3. Зависимость коэффициента теплоотдачи α_L от угла φ поворота коленчатого вала для первого (1), второго (2) и третьего (3) колец

Уравнение внешней границы поверхности кольца для каждого участка имеет вид

$$h(x) = ax + b,$$

где $a = (h_{i+1} - h_i)/(x_{i+1} - x_i)$; $b = h_i - ax_i$.

Тогда интегралы I_2 , I_3 для каждого участка приобретают простой вид и могут быть легко вычислены.

Для определения коэффициентов C_1 , C_2 использовано условие неразрывности функции давления и ее первой производной на границах

соседних отрезков, а также давление справа и слева от кольца (см. рис. 1), согласно методике, представленной в работе [20].

Для апробации полученных формул выполнен расчет коэффициента теплоотдачи для трех поршневых колец по данным о толщине масляного слоя, приведенным в книге Р.М. Петриченко [18]. График зависимости толщины масляного слоя от угла поворота коленчатого вала представлен на рис. 2.

Результаты расчета коэффициентов теплоотдачи для трех поршневых колец приведены на рис. 3.

Выводы

1. Выведено выражение для определения коэффициента теплоотдачи от кольца к втулке при моделировании теплового состояния деталей камеры сгорания.

2. Приведены результаты расчета, свидетельствующие о малой толщине смазочного слоя под кольцом.

3. Для более точного расчета мгновенного значения коэффициента теплоотдачи следует ввести контроль наличия гидродинамического режима трения. В случае сухого трения необходимо использовать другие зависимости, например приведенные в работе В.М. Попова [21].

Литература

- [1] Чайнов Н.Д., Мягков Л.Л., Володин А.Х., Маластовский Н.С. Сопряженная задача теплообмена при определении температурного поля крышки цилиндра среднеоборотного дизеля. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2009, № 2, с. 3–7.
- [2] Чайнов Н.Д., Мягков Л.Л., Маластовский Н.С. Численное моделирование движения жидкости в полости охлаждения крышки цилиндра среднеоборотного дизеля. *Грузовик*, 2015, № 5, с. 4–8.
- [3] Harigaya Y., Suzuki M., Toda F., Takiguchi M. Analysis of Oil Film Thickness and Heat Transfer on a Piston Ring of a Diesel Engine: Effect of Lubricant Viscosity. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2006, vol. 128(3), pp. 685–693.
- [4] Ishijima T., Shimada A., Harigaya Y., Suzuki M., Takiguchi M. An analysis of ring temperature, oil film temperature, oil film thickness and heat transfer on a piston ring of an IC engine in consideration of ring movement in a cycle. *Spring Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division*, 7–10 May 2006, Aachen, Germany, 2006, pp. 665–676.
- [5] Bifeng Yin, Shao Sun, Bowen Wang, Yanqiang Qian. Numerical Research on Tribological Performance of Textured Liner Surface under Different Combustion Modes. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2017, vol. 139(1), pp. 011504.
- [6] Rindi A., Rossin S., Conti R., Frilli A., Galardi E., Meli E., Nocciolini D., Pugi L. Efficient Models of Three-Dimensional Tilting Pad Journal Bearings for the Study of the Interactions Between Rotor and Lubricant Supply Plant. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 2016, vol. 11(1), pp. 011011.

- [7] Alakhramsing S., Van Ostayen R., Elin R. Thermo-Hydrodynamic Analysis of a Plain Journal Bearing on the Basis of a New Mass Conserving Cavitation Algorithm. *Lubricants*, 2015, vol. 3(2), pp. 256–280.
- [8] Li W., Guo Y., He T., Lu X., Zou D. Interring gas dynamic analysis of piston in a diesel engine considering the thermal effect. *Mathematical Problems in Engineering*, 2015, vol. 2015, pp. 176–893.
- [9] Rabuté R., Tian T. Challenges involved in piston top ring designs for modern SI engines. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2001, vol. 123, no. 2, pp. 448–459.
- [10] Lee B.Y., Kim W.J. Thermal analysis of a liquid-petroleum-liquid injection engine piston using the inverse heat conduction method. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2008, vol. 222, no. 6, pp. 1033–1045.
- [11] Abbes M.T., Maspeyrot P., Bounif A., Frene J. A thermomechanical model of a direct injection diesel engine piston. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2004, vol. 218, no. 4, pp. 395–409.
- [12] He T., Lu X.Q., Guo Y.B. Analysis of the heat transfer coefficients on the top of a marine diesel piston using the inverse heat conduction method. *Advanced Materials Research*, 2011, vol. 291–294, pp. 1657–1661.
- [13] Chun S.M. Simulation of engine life time related with abnormal oil consumption. *Tribology International*, 2011, vol. 44, no. 4, pp. 426–436.
- [14] Finol Parra C.A. *Heat Transfer Investigations in a Modern Diesel Engine*. Doctor of PhD thesis, University of Bath, UK, 2008. 188 p.
- [15] Ермилов Ю.И., Равикович Ю.А., Клименко А.В., Холобцев Д.П. Разработка математической модели подшипника скольжения жидкостного трения, учитывающей теплообмен с окружающей средой. *Электронный журнал «Труды МАИ»*, 2010, № 39, с. 1–11. URL: http://www.mai.ru/upload/iblock/1ef/razrabotka-matematicheskoy-modeli-podshipnika-skolzheniya-zhidkostnogo-treniya_uchityvayushchey-teploobmen-s-okruzhayushchey-sredoy.pdf (дата обращения 15 мая 2017).
- [16] Мышкин Н.К., Петроковец М.И. *Трение, смазка, износ. Физические основы и технические приложения трибологии*. Москва, Физматлит, 2007. 368 с.
- [17] Кулешов А.С. Многозонная модель для расчета сгорания в дизеле. 1. Расчет скорости тепловыделения при многократном впрыске. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2007, спец. выпуск, с. 32–45.
- [18] Петриченко Р.М. *Физические основы внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания*. Ленинград, Изд-во Ленингр. ун-та, 1983. 244 с.
- [19] Слезкин Н.А. *Динамика вязкой несжимаемой жидкости*. Москва, Гос. изд-во технико-теоретической литературы, 1955. 521 с.
- [20] Барченко Ф.Б., Иващенко Н.А. Расчет давлений между поршневыми кольцами двигателя внутреннего сгорания. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2007, спец. выпуск, с. 80–85.
- [21] Попов В.М. *Теплообмен в зоне контакта разъемных и неразъемных соединений*. Москва, Энергия, 1971. 216 с.

References

- [1] Chainov N.D., Miagkov L.L., Volodin A.Kh., Malastovskii N.S. Sopriazhennaia zadacha teploobmena pri opredelenii temperaturnogo polia kryshki tsilindra sredneoborotnogo dizelia [Conjugate heat exchange problem used for defining temperature field for the mean speed engine cylinder head]. *Dvigateli vnutrennego sgoraniia* [Internal Combustion Engines]. 2009, no. 2, pp. 3–7.
- [2] Chainov N.D., Miagkov L.L., Malastovskii N.S. Chislennoe modelirovanie dvizheniia zhidkosti v polosti okhlazhdeniia kryshki tsilindra sredneoborotnogo dizelia [Numerical modeling of the movement of liquid in a cavity of cooling of a cover of the cylinder of the sredneoborotny diesel]. *Gruzovik* [Truck: Transportation Complex and Special Technique]. 2015, no. 5, pp. 4–8.

- [3] Harigaya Y., Suzuki M., Toda F., Takiguchi M. Analysis of Oil Film Thickness and Heat Transfer on a Piston Ring of a Diesel Engine: Effect of Lubricant Viscosity. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2006, vol. 128(3), pp. 685–693.
- [4] Ishijima T., Shimada A., Harigaya Y., Suzuki M., Takiguchi M. An analysis of ring temperature, oil film temperature, oil film thickness and heat transfer on a piston ring of an IC engine in consideration of ring movement in a cycle. *Spring Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division*, 7–10 May 2006, Aachen, Germany, 2006, pp. 665–676.
- [5] Bifeng Yin, Shao Sun, Bowen Wang, Yanqiang Qian. Numerical Research on Tribological Performance of Textured Liner Surface under Different Combustion Modes. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2017, vol. 139(1), pp. 011504.
- [6] Rindi A., Rossin S., Conti R., Frilli A., Galardi E., Meli E., Nocciolini D., Pugi L. Efficient Models of Three-Dimensional Tilting Pad Journal Bearings for the Study of the Interactions Between Rotor and Lubricant Supply Plant. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 2016, vol. 11(1), pp. 011011.
- [7] Alakhramsing S., Van Ostayen R., Elin R. Thermo-Hydrodynamic Analysis of a Plain Journal Bearing on the Basis of a New Mass Conserving Cavitation Algorithm. *Lubricants*, 2015, vol. 3(2), pp. 256–280.
- [8] Li W., Guo Y., He T., Lu X., Zou D. Interring gas dynamic analysis of piston in a diesel engine considering the thermal effect. *Mathematical Problems in Engineering*, 2015, vol. 2015, pp. 176–893.
- [9] Rabuté R., Tian T. Challenges involved in piston top ring designs for modern SI engines. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2001, vol. 123, no. 2, pp. 448–459.
- [10] Lee B.Y., Kim W.J. Thermal analysis of a liquid-petroleum-liquid injection engine piston using the inverse heat conduction method. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2008, vol. 222, no. 6, pp. 1033–1045.
- [11] Abbes M.T., Maspeyrot P., Bounif A., Frene J. A thermomechanical model of a direct injection diesel engine piston. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2004, vol. 218, no. 4, pp. 395–409.
- [12] He T., Lu X.Q., Guo Y.B. Analysis of the heat transfer coefficients on the top of a marine diesel piston using the inverse heat conduction method. *Advanced Materials Research*, 2011, vol. 291–294, pp. 1657–1661.
- [13] Chun S.M. Simulation of engine life time related with abnormal oil consumption. *Tribology International*, 2011, vol. 44, no. 4, pp. 426–436.
- [14] Finol Parra C.A. *Heat Transfer Investigations in a Modern Diesel Engine*. Doctor of PhD thesis, University of Bath, UK, 2008. 188 p.
- [15] Ermilov Iu.I., Ravikovich Iu.A., Klimenko A.V., Kholobtsev D.P. Razrabotka matematicheskoi modeli podshipnika skol'zheniia zhidkostnogo treniia, uchityvaiushchei teploobmen s okruzhaiushchei sredoi [Development of a mathematical model of the sliding bearing of fluid friction, taking into account the heat exchange with the environment]. *Elektronnyi zhurnal «Trudy MAI»* [Electronic journal «Trudy MAI»]. 2010, no. 39, pp. 1–11. Available at: http://www.mai.ru/upload/iblock/1ef/razrabotka-matematicheskoy-modeli-podshipnika-skol'zheniya-zhidkostnogo-treniya_uchityvayushchey-teploobmen-s-okruzhayushchey-sredoy.pdf.
- [16] Myshkin N.K., Petrokovets M.I. *Trenie, smazka, iznos. Fizicheskie osnovy i tekhnicheskie prilozheniia tribologii* [Friction, lubrication, wear. Physical foundations and technical applications of tribology]. Moscow, Fizmatlit publ., 2007. 368 p.
- [17] Kuleshov A.S. Mnogozonnaia model' dlia rascheta sgoraniia v dizele. 1. Raschet skorosti teplovydeleniia pri mnogorazovom vpryske [Multi-zone model to calculate combustion in a diesel engine. 1. The calculation of heat release rate with reusable injection]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Ser. Mechanical Engineering]. 2007, special issue, pp. 32–45.
- [18] Petrichenko R.M. *Fizicheskie osnovy vnutrilsilindrovyykh protsessov v dvigateliakh vnutrennego sgoraniia* [Physical bases intracylinder processes in internal combustion engines]. Leningrad, Leningr. un-t publ., 1983. 244 p.

- [19] Slezkin N.A. *Dinamika вязкой несжимаемой жидкости* [Dynamics of a viscous incompressible fluid]. Moscow, Gos. izd-vo tekhniko-teoreticheskoi literatury publ., 1955. 521 p.
- [20] Barchenko F.B., Ivashchenko N.A. Raschet davlenii mezhdu porshnevymi kol'tsami dvigatelya vnutrennego sgoraniia [The calculation of the pressure between the piston rings of an internal combustion engine]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Ser. Mechanical Engineering]. 2007, special issue, pp. 80–85.
- [21] Popov V.M. *Teploobmen v zone kontakta raz"emnykh i neraz"emnykh soedinenii* [Heat exchange in the contact zone of detachable and non-detachable connections]. Moscow, Energiia publ., 1971. 216 p.


Статья поступила в редакцию 27.06.2017

Информация об авторе

БАРЧЕНКО Филипп Борисович (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: barchenko@bmstu.ru).

Information about the author

BARCHENKO Filipp Borisovich (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Piston Engines Department, Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: barchenko@bmstu.ru).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышло в свет популярное издание
**А.Б. Шаповалова, В.Л. Солунина,
В.В. Костюкова**
**«Системы управления, наведения и приводы.
История создания и развития»**

В книге представлены разработки, выполненные в Центральном научно-исследовательском институте автоматики и гидравлики за период с 1949 по 2016 год. Дано систематизированное изложение основных работ Института по созданию высокоточных систем управления, наведения и приводов для широкой номенклатуры образцов вооружения и военной техники всех видов Вооруженных Сил Российской Федерации, а также для общепромышленного машиностроения.

Книга будет полезна всем интересующимся проблемами современной науки и техники.

По вопросам приобретения обращайтесь:
105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru