

УДК 62-144.3

Уточненное определение тепловых граничных условий в масляной галерее поршня при расчете его температурного поля

Блинов Иван Константинович

i.k.blinov@bk.ru

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Аннотация. Повышение точности расчета температурного поля поршня важная задача при проектировании двигателей, которая может быть решена за счет уточненного определения ГУ (граничных условий), в том числе и по поверхностям охлаждения галереи. В работе выполнено CFD-моделирование (computational fluid dynamics) распространения масла в галерее поршня высокооборотного двигателя для различных случаев ее заполнения (15, 30, 40, 50, 75 %), проведена обработка полученных значений коэффициента теплоотдачи от УПКВ (угла поворота коленчатого вала). Проведены тепловые расчеты поршня с использованием результатов численного эксперимента, выполнено сравнение с расчетом с граничными условиями, полученными на основании критериальных уравнений. На основании полученных результатов могут быть сделаны выводы о применимости разработанной методики оценки тепловых граничных условий в галерее поршня, а также необходимости дальнейшего ее совершенствования.

Ключевые слова: теплообмен, тепловой расчет поршня, галерея охлаждения, коэффициент теплоотдачи, вычислительная гидродинамика

Refinement definition of thermal boundary conditions in the piston oil gallery for temperature field calculation

Blinov Ivan Konstantinovich

i.k.blinov@bk.ru

BMSTU, Moscow, Russia

Abstract. Increasing the accuracy of piston analysis is a significant task in engine development, which can be achieved through a refined definition of boundary conditions (BCs), including those on the cooling surfaces of the gallery. This work involved CFD (Computational Fluid Dynamics) modeling of oil flow inside the piston gallery of a high-speed engine for various its fill levels (15, 30, 40, 50, 75 %). The obtained values of the heat transfer coefficient versus crank angle (CA) were processed. Thermal calculations of the piston were performed using the data from the numerical experiment. A comparison was made with a calculation based on boundary conditions derived from correlation equations. Based on the results obtained, conclusions can be drawn regarding the applicability of the developed methodology for evaluating the thermal boundary conditions in the piston gallery, as well as the need for its further refinement.

Keywords: heat transfer, piston thermal calculation, piston cooling gallery, heat transfer coefficient, computational fluid dynamics

Введение. В связи с увеличением форсировки современных дизельных двигателей необходимо проводить прочностные расчеты деталей цилиндро-поршневой группы с максимально возможной точностью для исключения их непрогнозируемого разрушения, а также определения ресурса работы силового агрегата в целом. Для поршня такие разрушения (рис. 1) могут быть вызваны превышением допустимого уровня его температуры. В связи с этим, корректное определение его температурного поля для конкретных условий работы является актуальной задачей проектирования. Этого можно достичь путем уточнения расчетных методик в области определения тепловых граничных условий, в том числе и со стороны охлаждения [1, 2].



Рис. 1. Расплавление дна поршня

Роль граничных условий по поверхностям охлаждения поршня при расчете его теплового поля может быть проиллюстрирована данными компании Mahle [3], в частности с точки зрения теплового баланса большая часть тепла (48–51 %) отводится через галерею охлаждения (рис. 2).

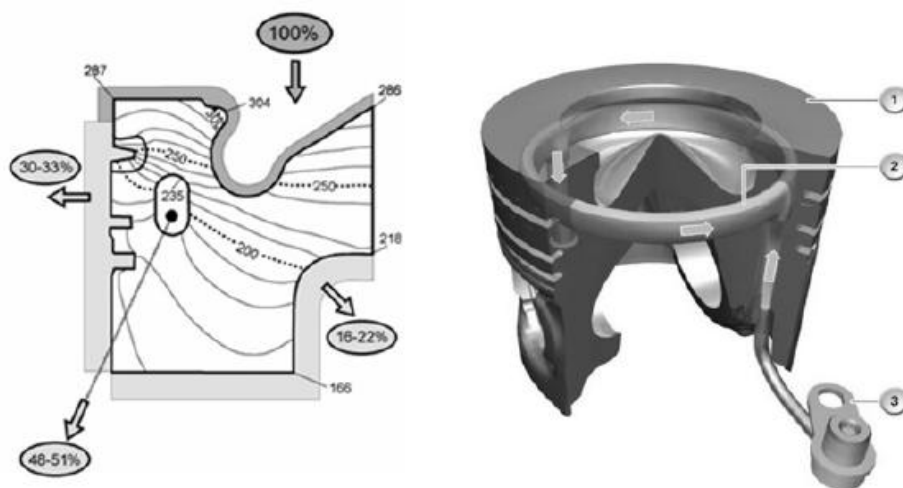


Рис. 2. Тепловой поток в поршне с галереей охлаждения слева, схема охлаждения масляной форсункой справа:
1 — поршень; 2 — галерея охлаждения; 3 — масляная форсунка

Под заданием граничных условий при расчете поршня подразумевают использование условий третьего рода, то есть значения температур и коэффициентов теплоотдачи в соответствующих зонах. Применительно к галерее поршня (рис. 2) считается, что температуры масла на входе в галерею совпадает с рабочей температурой масла (90 °С), а коэффициент теплоотдачи α может быть найден разными способами в зависимости от используемой схемы охлаждения (табл. 1) [4].

Таблица 1

Значения α от схемы охлаждения [4]

№ Строки	Тип охлаждения	Зависимость α (Вт/м ² ·К)
1	Масляный туман	$\alpha = [58 - 147]$
2	Циркуляционный	$\alpha = \frac{30 \cdot V_M^{0,5} \Pi^{0,5}}{\nu_M^{0,2} F}$
3	Взбалтыванием	$\alpha = \frac{7,85[(C_y d_{\text{экр}} D^2 + 0,045 V_M^2)]^{0,25}}{d_{\text{экр}} D^{0,5} \nu_M^{0,25}}$
4	Через отверстия в шатуне	$\alpha = \frac{984 \cdot V_M^{0,63}}{d^{1,63} i^{0,81} \nu_M^{0,25}}$
<i>Примечание.</i> V_M — объемный расход масла (л/мин); ν_M — кинематическая вязкость масла (м²/с); F — площадь поперечного сечения канала (см²); Π — смоченный периметр поперечного сечения канала (см); i — число отверстий форсунки в головке шатуна; d — диаметр отверстий (мм); C_y — скорость удара масла (м/с); $d_{\text{экр}} = D_2 - D_1$ — разность наружного D_2 внутреннего D_1 диаметров кольцевой полости, где происходит взбалтывание (мм); $D = d_c i_c^{0,5}$ (d_c — диаметр сливных отверстий (мм); i_c — число сливных отверстий) [4].		

Наравне с применением различных схем подвода масла к охлаждаемым поверхностям поршня, теплообмен также может быть интенсифицирован с помощью варьирования формой канала галереи, расположением канала относительно камеры сгорания и первого поршневого кольца, а также изменением степени заполнения канала маслом.

Помимо использования приведенных выше полуэмпирических закономерностей, в настоящее время достаточно часто можно встретить примеры использования CFD-моделирования для определения граничных условий. Постановка таких задач изменяется в широком диапазоне начиная от совместных задач в рамках единого расчета распространения масла и определения теплового состояния поршня, заканчивая упрощенными моделями в двухмерной постановке [5]. Хотя исследования о влиянии геометрии и расположении галереи охлаждения, остаются актуальной научно-практической задачей [6].

В рамках данной работы оценка влияния степени заполнения галереи с использованием CFD-методов для уточнения граничных условий со стороны

охлаждения, а также определение результирующих значений температур высоконагруженного поршня является основной целью исследования.

Материалы и методы. Хотя уточнение ГУ в данной области является решением совместной задачи расчета гидродинамики распространения масла вблизи поверхностей охлаждения и температурных полей. Такая постановка представляет значительные сложности при определении теплового состояния поршня, связанные с разными масштабами протекающих процессов. При этом устоявшейся практикой является расчет квазистационарного температурного состояния поршня, так как колебания температуры его поверхности в ходе рабочего процесса затухают уже на глубине порядка 2–3 мм [1, 5, 7]. В этой связи можно использовать допущение о раздельном расчете и, если не стоит задача оценки заполняемости галереи, вообще перейти к двумерной постановке. Тогда допущения при расчете могут быть сформулированы следующим образом: рассмотрение задачи в двумерной постановке, расчетная область статична, влияние инерциальных сил может быть заменено переменным ускорением, действующим на смесь внутри расчетной области, температурный напор между смесью и стенкой постоянен, так как в первую очередь уточнение касаются определения именно коэффициента теплоотдачи.

Выполненный в работе расчет основан на моделировании двухфазной среды встроенным в ПК Ansys Fluent методом моделирования Volume of fluid. Разрешаемая в ходе расчета система уравнений может быть записана следующим образом:

– уравнение сохранения массы [5]:

$$\frac{1}{\rho_q} \left[\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) \right] = S_{aq} + \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}), \quad (1)$$

где $\dot{m}_{pq}$ — перенос массы из фазы p в фазу q ; $\dot{m}_{qp}$ — перенос массы из фазы q в фазу p ; S_{aq} — генерация массы одной из фаз (в данной задаче $S_{aq}=0$); α_q — объемная доля первичной фазы; ρ_q — плотность первичной фазы; v_q — скорость первичной фазы в расчетной ячейке; t — время;

– уравнение сохранения количества движения [5]:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot \rho \vec{v} \vec{v} = \nabla p + \nabla [\mu (\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T)] + \rho \vec{g} + \vec{F}, \quad (2)$$

где $\vec{F}$ — векторное поле массовых сил; $\rho \vec{g}$ — поле сил тяжести; $\nabla [\mu (\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T)]$ — силы вязкого трения; ∇p — градиент давления; $\vec{v}$ — скорость; ρ — плотность;

– уравнение энергии [5]:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v} (\rho E + p)) = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T) + S_h, \quad (3)$$

где E — кинетическая энергия; k_{eff} — эффективная теплопроводность; S_h — тепло, полученное от сторонних источников; T — температура (К);

Указанная система замыкается уравнениями k – ϵ модели турбулентности [8].

Во взаимодействии воздуха и масла в расчетной области основную роль играет величина ускорения, воздействующая на фазы с разной плотностью.

Одним из эффективных подходов для моделирования движения в галерее поршня является использование переменного ускорения связанного с динамикой движения поршня в цилиндре двигателя. В соответствии с известными данными [4] итоговое значение ускорения может быть записано как

$$a = R\omega^2(\cos \omega t + \lambda \cos 2\omega t) - g, \quad (5)$$

где R — длина кривошипа, м; ω — угловая скорость (рад/с); λ — отношение длины кривошипа к длине шатуна; φ — угол поворота коленчатого вала; t — время.

Объект исследования. Для решения задачи уточнения ГУ к рассмотрению был принят двигатель прототип *OM 642DE LA*. Его эффективные показатели, а также используемый тип смазочного масла показан в табл. 2.

Таблица 2

Характеристики двигателя

Параметр	Значение
Типоразмер	6CH 8.3/9.2
Соотношение (S/D)	1.1
Расположение цилиндров	V-образное
Эффективная мощность (N_e), кВт	195(3600 об/мин)
Среднее эффективное давление (p_e), МПа	2,175
Средняя скорость поршня (C_m), м/с	11,04
Марка смазочного материала	Синтетическое масло SAE 5W-40

Расположение галереи на продольном и поперечном разрезе поршня представлено на рис. 3.

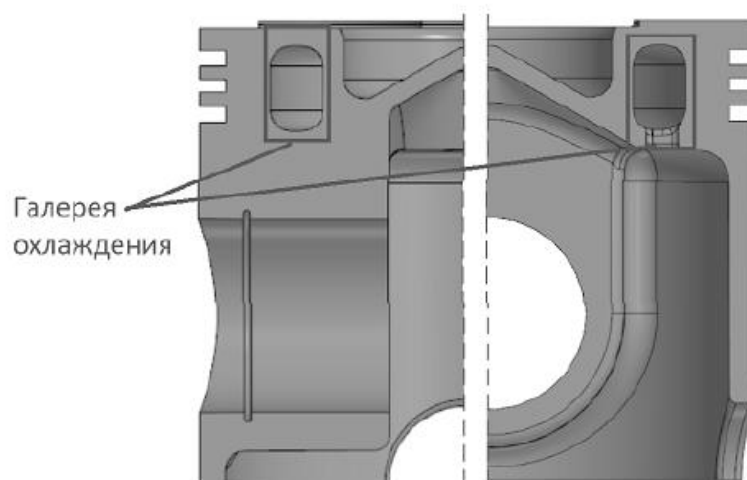


Рис. 3. Расположение расчетной области

Граничными условиями для данной задачи: температура смеси $T_{mixture} = 363$ К и температура стенки $T_{wall} = 400$ К, коэффициент поверхностного натяжения для раздела сред масло–воздух при $T_{mixture}$ равен $\sigma = 0,002622$ Н/м [9]. Свойства воздуха также взяты при температуре $T_{mixture}$, динамическая вязкость воздуха для данной температуры определена по формуле Сазерленда [5]:

$$\mu = \mu_{ref} \frac{T_{ref} + S}{T + S} \left(\frac{T}{T_{ref}} \right)^{3/2}, \quad (6)$$

где μ — динамическая вязкость (Па·с); μ_0 — динамическая вязкость при температуре T_{ref} (Па·с); T — заданная температура (К); T_{ref} — контрольная температура (К); S — постоянная Сазерленда (К).

Количество элементов в расчетной области составляет 10477. Расчетный шаг по времени составляет 1–5 с. Галерея разделена на 4 участка для конкретизации α на соответствующих поверхностях (рис. 4, а). Установка начального положения сред произведена с помощью раздела Cell Registers (рис. 4, б).



Рис. 4. а — деление поверхности галереи; б — начальное положение сред

Результаты. Гидродинамика и коэффициент теплоотдачи. В ходе моделирования был получен характер распространения масла в зависимости от его объемного содержания в галерее (рис. 5).

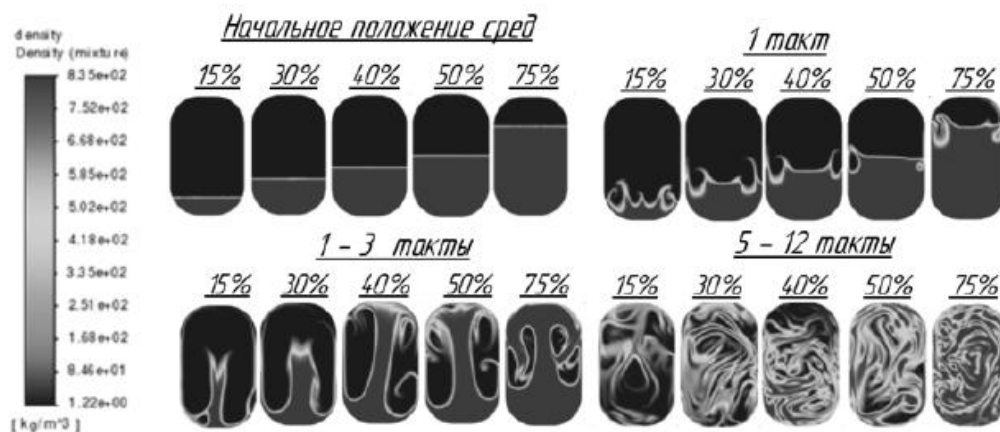


Рис. 5. Расположение сред в процессе перемешивания

Также были рассчитаны коэффициенты теплоотдачи в стенки. Данные для отдельных сегментов стенки и для стенки в целом представлены на рис. 6. Значения коэффициентов теплоотдачи для каждого участка в отдельности (7):

$$\alpha_{cp}^i = \sum_{720}^n \frac{q}{(T_{wall} - T_{mixture}) \cdot (n - 720)}, \quad (7)$$

где q — значение теплового потока, исчисленное программой Fluent; n — количество градусов УПКВ, попавших в расчетное время;

и для всей поверхности в целом (3):

$$\alpha_{cp} = \sum_1^4 \frac{\alpha_{cp}^i}{4}. \quad (8)$$

Полученные значения коэффициента теплоотдачи использованы в тепловом расчете поршня.

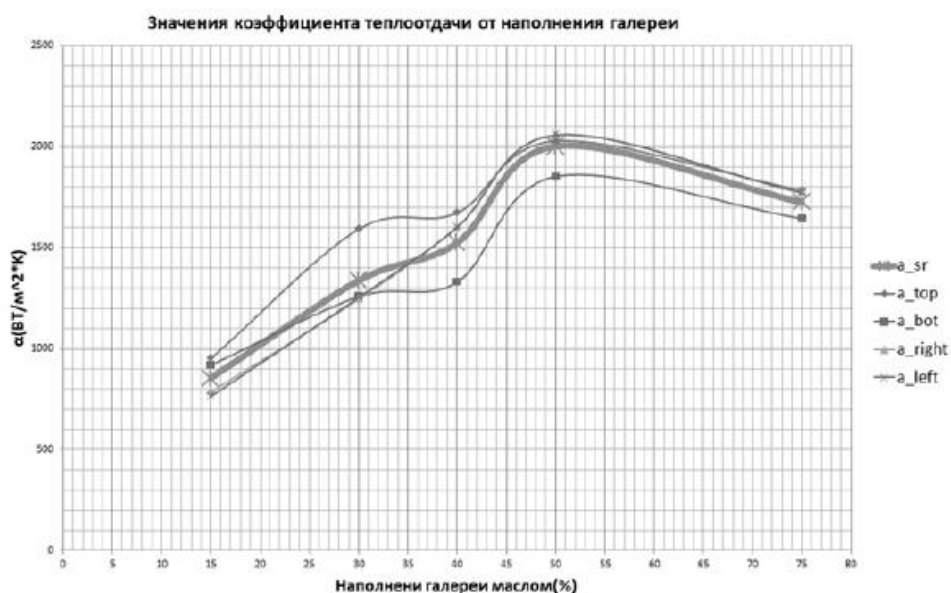


Рис. 6. Значения коэффициентов теплоотдачи

Тепловое состояние поршня. Выполнены тепловые расчеты поршня с использованием методики, приведенной работе [4], при этом граничные условия в галере определены по критериальному уравнению (табл. 1), а также с использованием результатов гидродинамического расчета, выполненного выше для оптимальной заполненности галереи (50 %). Результаты представлены на рис. 7.

Получены температурные поля в двух постановках теплового расчета поршня. Во втором случае наблюдается снижение температур на стенке галереи охлаждения (17 °C) (рис. 7, зона 1), в области первого поршневого кольца (3 °C) (рис. 7, зона 3). Также наблюдается снижение пиковых температур на поверхностях камеры сгорания (5 °C) (рис. 7, зона 2).

Обсуждение полученных результатов. Выполнено сравнение полученных тепловых полей. Помимо снижения пиковых температур. Снижается об-

щая тепловая нагрузка поршня, что подтверждается снижением температур в зонах, прилегающих к отверстию поршневого пальца. Разница температурных полей представлена на рис. 8. Результаты приведены в табл. 3.

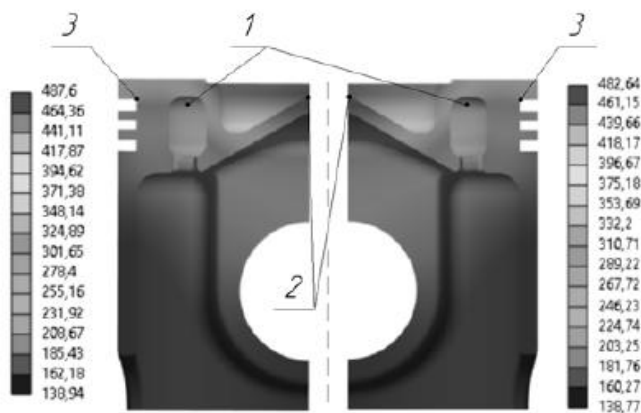


Рис. 7. Расчет по табличным данным слева, с использованием CFD — справа:
1 — стенка галереи; 2 — зона максимальной температуры; 3 — зона первого кольца

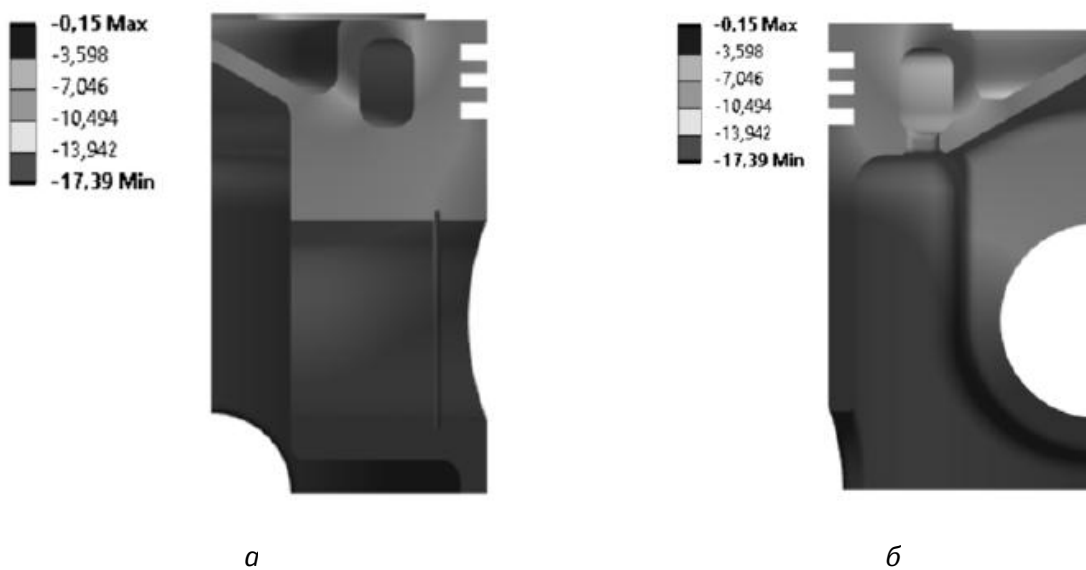


Рис. 8. Разница температурных полей для поршня:
а — продольный разрез; б — поперечный разрез

Таблица 3

Значения температуры в характерных точках

№ точки (рис. 7)	Критерий	Обычный	CFD-расчет	Разница
1	$T_{\max}$ (°C) в зоне первого кольца	347	344	–3,0
2	$T_{\max}$ (°C)	487,6	482,6	–5,0
3	$T_{\max}$ (°C) на стенке галереи	350	333	–17

В верхней части галереи температура снижается сильнее (17°C), что показывает большую чувствительность областей с высокой температурой к изменению граничных условий. Изменение граничных условий незначительно повлияли на температуру в области первого поршневого кольца (3°C), что является следствием того, что галерея блокирует передачу тепла от поверхностей прилегающих непосредственно к камере сгорания.

Заключение. На основании полученных результатов можно сделать вывод о том, что разработанная методика применима для уточнения расчета тепловых граничных условий, а также она может быть применена в дальнейшем для оптимизации геометрии канала и его расположения для интенсификации теплообмена в данных областях.

Список источников

- [1] Mikhaylov Y.V., Myagkov L.L., Malastowski N.S. Numerical Simulation of Impinging Jet Cooling. *14th International Heat Transfer Conference (IHTC14)*, 2010, vol. 8–13, pp. 587–596.
- [2] Barchenko F.B., Bakulin V.N., Calculation of the thermal loading of the cylinder-piston group of the automobile engine. *J. Eng. Phys. Thermophy.*, 2017, vol. 90, no. 3, pp. 657–664. <https://doi.org/10.1007/s10891-017-1613-y>
- [3] MAHLE GmbH. *Pistons and Engine Testing*. Stuttgart, MAHLE Group, 2012, 284 p.
- [4] Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Мягков Л.Л. *Конструирование и расчет поршневых двигателей*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018, 536 с.
- [5] Anderson J.D. *Computational Fluid Dynamics: The Basics with Applications*. New York, McGraw-Hill, 1995, 547 p.
- [6] Zenkin V., Komarova M., Kulabukhov M. Multicriteria optimization of the diesel engine piston cooling gallery. *Proceedings Ivannikov Ispras Open Conference. ISPRAS*, 2020, pp. 205–209. <https://doi.org/10.1109/ISPRAS51486.2020.00039>
- [7] 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.
- [8] Launder B.E., Spalding D.B. The numerical computation of turbulent flows. *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, 1974, vol. 3, no. 2, pp. 269–289. [https://doi.org/10.1016/0045-7825\(74\)90029-2](https://doi.org/10.1016/0045-7825(74)90029-2)
- [9] Jones W.R., Wedeven L.D. *Surface-Tension Measurements in Air of Liquid Lubricants to 2000 °C by the Differential-Maximum-Bubble-Pressure Technique*. Washington, NASA, 1971.