

# Транспортное и энергетическое машиностроение

УДК 621.436.038

## Численное моделирование течения топлива в проточных частях распылителя форсунки

Ю.А. Гришин, А.С. Копылов

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

## Numerical Simulation of the Fuel Flow in the Flow Passage of the Injector Nozzle

Y.A. Grishin, A.S. Kopylov

BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

@ e-mail: grishin@power.bmstu.ru, qopylov@gmail.com

**i** На базе программного комплекса вычислительной гидродинамики ANSYS Fluent выполнено численное моделирование процесса впрыска топлива через распылитель форсунки дизельного двигателя в стационарной и нестационарной постановках задачи с учетом мультифазности среды. При практически полном совпадении интегральных характеристик впрыска в первом и во втором случаях показаны заметные различия в структурах течения, соотношении жидкой и паровой фаз топлива, отражающие факт развития процесса во времени и, как следствие, сдвиг по времени давления впрыска и цикловой подачи топлива. Это обстоятельство должно быть учтено при расчетах и проектировании перспективных систем топливоподачи дизельных двигателей.

**Ключевые слова:** вычислительная гидродинамика, метод контрольных объемов, форсунка, распылитель, поле скоростей, поле давлений, давление впрыска, цикловая подача топлива.

**i** The process of fuel injection through the diesel engine injector nozzle was numerically simulated under stationary and dynamic conditions taking into account the multi-phase environment. The simulation was performed using the ANSYS computational fluid dynamics simulation software. Even though the integral characteristics of the injection were nearly the same, the first and second case showed noticeable variations in the structure of the flow, and the correlation between the liquid and vapour phases of the fuel. The variations reflect the fact that the process develops over time and, therefore, there is a time delay in the injection pressure and rate. These findings should be taken into account when calculating and designing fuel supply systems for diesel engines in the future.

**Keywords:** computational fluid dynamics, control volume method, nozzle, injector, velocity field, pressure field, injection pressure, fuel cyclic feed.

В настоящее время к показателям работы дизельных двигателей внутреннего сгорания предъявляют целый ряд жестких требований.

Среди них важнейшими являются топливная экономичность и снижение выброса токсичных веществ в отработавших газах. Необходимость

уменьшения удельного расхода топлива обусловлена значительным ростом количества автомобилей, автобусов, строительной и другой техники, использующей дизельные силовые установки, при постоянном повышении цен на топливо, а требование снижения токсичности — ограничениями различных стандартов, таких как EURO-IV и EURO-V.

Топливоподающая аппаратура (ТПА) играет важнейшую роль в повышении качества рабочего процесса двигателя, что позволяет снижать расход топлива и уменьшать вредные выбросы. При проектировании нового двигателя или доводке рабочего процесса в уже имеющихся образцах необходимо учитывать геометрические особенности проточных частей ТПА, в том числе и распылителей форсунок. Характеристики топливных форсунок и их распылителей могут определяться с помощью эмпирической и статистической информации, что в некоторых случаях является невозможным. Однако с развитием мощных вычислительных систем, численных методов гидродинамики и программных комплексов начали применять новый исследовательский инструмент, а именно численный эксперимент, который позволяет с высокой точностью моделировать структуры течений, расходные и другие характеристики различных элементов, решать задачи оптимизации проточных частей.

Раздел механики сплошных сред, который включает совокупность физических, математических и численных методов, предназначенных для вычисления характеристик потоковых процессов, к настоящему времени стал обособленным разделом науки, носящим название «вычислительная гидрогазодинамика» (Computational Fluid Dynamic — CFD).

В отношении топливоподающей аппаратуры CFD может служить дополнительным методом анализа к используемой методологии и программам расчета топливоподачи, которые базируются на одномерном нестационарном расчете течения топлива в трубопроводах и на балансовых уравнениях применительно к граничным условиям (полостям) [1]. Использование CFD может показать более детальную картину течений в проточных областях ТПА, где применение стандартных методов расчета является недостаточным [2–5].

В общем случае для задач гидродинамики требуется решить систему из четырех независимых уравнений, которая носит название си-

стемы уравнений Навье — Стокса и выражает основные законы сохранения массы, импульса и энергии для движущегося потока в дифференциальной форме [6–10]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho W_i) = 0; \quad (1)$$

$$\rho \frac{DW_i}{D\tau} = G_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial W_i}{\partial x_j} + \frac{\partial W_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial W_k}{\partial x_k} \right) \right], \quad i, j, k = 1, 2, 3; \quad (2)$$

$$\rho \frac{\partial H}{\partial \tau} + \rho W_j \frac{\partial H}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial p}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\tau_{ij} W_j) + \rho G_j W_j - w_r Q_r - \nabla q_R \quad (3)$$

и уравнение состояния

$$\rho = \rho(T, p). \quad (4)$$

Для записи соотношений (1)–(4) используются следующие обозначения:  $\rho$  — плотность;  $\tau$  — время;  $W$  — скорость;  $G$  — объемная сила (приложенная к единице объема);  $p$  — давление;  $\mu$  — динамическая вязкость;  $\delta$  — функция Кронекера;  $H = h + W^2/2$  — полная энтальпия (где  $h$  — статическая энтальпия);  $\lambda$  — теплопроводность;  $T$  — температура;  $w_r$  — скорость горения, выраженная через массовую концентрацию исходных веществ и продуктов сгорания;  $Q_r$  — количество теплоты, выделяемое на единицу массы;  $\nabla$  — оператор Гамильтона (набла);  $q_R$  — радиационный тепловой поток от источника излучения.

Для учета процессов турбулентного перемешивания в потоке можно применить ту или иную модель турбулентности, например « $k$ - $\varepsilon$ » [6–9]. Уравнение (4) для капельной жидкости (в данном случае топлива) полуэмпирическое и может быть представлено группой соотношений связи между параметрами жидкости [1].

Для решений системы уравнений Навье — Стокса используют численные методы, в частности метод контрольных объемов (МКО). Данный метод широко применяется в различных CFD-пакетах и расчетных комплексах. Среди них особое место занимает мощный инструмент для оптимизации проектно-конструкторской и технологической подготовки — программный комплекс ANSYS Fluent.

Учет сжимаемости потока в программе ANSYS Fluent реализуется нелинейной зависимостью между давлением и плотностью в изо-

метрических условиях. Учет сжимаемости жидкости помогает избежать нефизичных результатов, а именно пиков давления, которые в основном появляются в перемещаемых сетках, особенно при взаимодействиях жидкости со стенками [10]. Зависимость выражается следующим уравнением:

$$p = a + bp^n,$$

где коэффициенты  $a$  и  $b$  могут быть определены в предположении, что объемный модуль упругости является линейной функцией давления. Значения коэффициентов основываются на определении относительных параметров плотности, давления и модуля упругости. Упрощенная форма может быть записана в виде

$$\left(\frac{\rho}{\rho_0}\right)^n = \frac{K}{K_0},$$

где

$$K = K_0 + n\Delta p, \quad \Delta p = p - p_0.$$

Здесь  $p_0$  — начальное значение давления жидкости;  $\rho_0$  — начальное значение плотности (плотность при  $p_0$ );  $K_0$  — начальное значение объемного модуля упругости (объемный модуль упругости при  $p_0$ );  $n$  — показатель отношения плотностей;  $p$  — давление жидкости (абсолютное);  $\rho$  — плотность (плотность при  $p$ );  $K$  — объемный модуль упругости (объемный модуль упругости при  $p$ ).

В данной работе рассматривалась возможность применения комплекса ANSYS Fluent для решения нестационарной задачи о течении жидкости в запорной части распылителя форсунки (рис. 1) с использованием модели мультифазности среды (паровая и жидкая фазы дизельного топлива), учитывающей перенос массы от одной фазы к другой посредством кавитации. Помимо модели мультифазности учитывалась сжимаемость топлива, т. е. изменение его плотности как функции давления. Расчеты проводились при стационарной (установившейся) и динамической (нестационарной) постановках задачи с перестраиваемыми сетками при моделировании подъема, удержания и опускания иглы в седло распылителя.

Одной из целей работы являлось сравнение характеристик течения при стационарном и динамическом решении в характерные моменты времени. Первым таким моментом было выбрано значение времени, при котором игла находится в положении половины подъема, вторым —

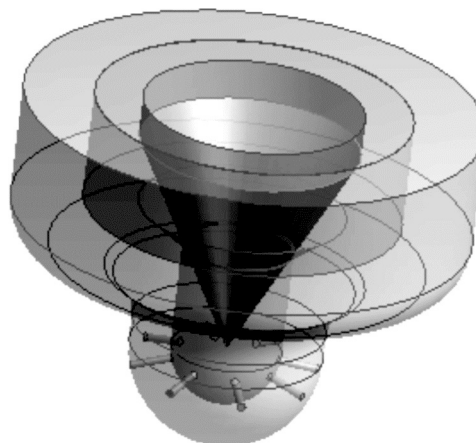


Рис. 1. Запорная часть распылителя форсунки

значение времени сразу после полного поднятия иглы. Другая цель заключалась в получении диаграмм давления впрыска и расходных характеристик распылителя, в том числе и интегрального значения расхода топлива за весь цикл впрыскивания. И стационарная, и динамическая задачи решались в трехмерной постановке.

Расчетные исследования проводились применительно к форсунке проектируемого дизеля, прототипом которого служит дизельный двигатель Subaru EE 20. В целях получения оптимальных экономических и экологических показателей предварительно выполнен термодинамический расчет его рабочего процесса в программном комплексе Diesel-RK, разработанным на кафедре «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана [11, 12]. В результате получены нестационарные граничные условия на выходе из распылителя форсунки — ход давления в цилиндре (рис. 2), необходимая характеристика подачи топлива (продолжительность подачи, давление впрыска, цикловая подача), а также основные геометрические данные распылителя — диаметр отверстий и их число.

Далее был использован программный комплекс «Впрыск», также разработанный на ка-

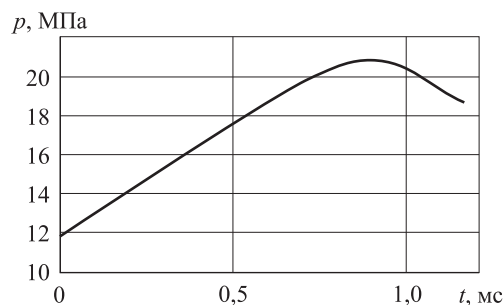


Рис. 2. Давление в цилиндре в период впрыска топлива

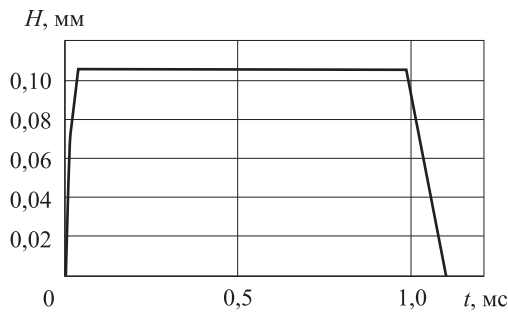
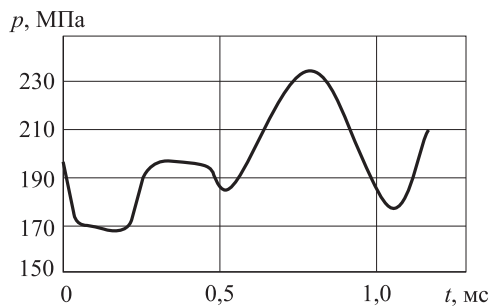
Рис. 3. График подъема  $H$  иглы

Рис. 4. График давления на входе в карман распылителя

федре «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Это позволило оптимизировать параметры ТПА для заданной характеристики подачи топлива, рассчитанной ранее в программе Diesel-RK. В ходе оптимизации получены входные граничные условия: профиль подъема иглы (рис. 3) и зависимость от времени давления на входе в карман распылителя (рис. 4). Получены также и все геометрические параметры распылителя, необходимые для построения его твердотельной модели.

Для сокращения вычислительных процедур использовалось условие осевой симметрии распылителя, что позволило рассматривать течение жидкости только в 1/16 его части, так как в распылителе восемь отверстий (рис. 5).

Диаметр отверстия в распылителе, мм ..... 0,148  
 Число отверстий ..... 8  
 Диаметр иглы, мм ..... 4  
 Максимальный ход иглы, мм ..... 0,1  
 Полуугол, град:  
 посадочного конуса иглы ..... 26,5  
 запорного конуса распылителя ..... 50  
 Диаметр предсоплового канала, мм ..... 2  
 Длина соплового отверстия, мм ..... 0,75

На рис. 6, а представлены полученные в ходе численного моделирования линии тока для стационарного и динамического вариантов при 50%-ном подъеме иглы. Видна значительная

разница в структуре течений. В первом случае с охватом практически всего объема кармана распылителя наблюдается интенсивное установившееся кольцевое (вихревое) течение. Вихрь вращается по ходу часовой стрелки, что обусловлено направлением импульса входящей струи, идущей между посадочной фаской и образующей иглы. От вихря в выходной канал отбирается часть потока. При динамическом расчете наблюдается начало формирования

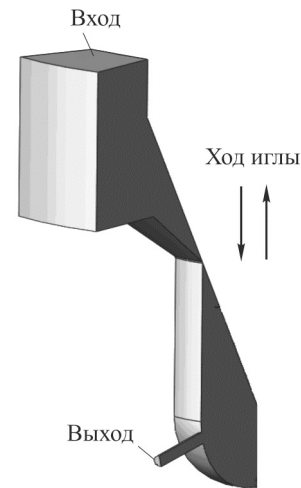


Рис. 5. Твердотельная модель расчетной области

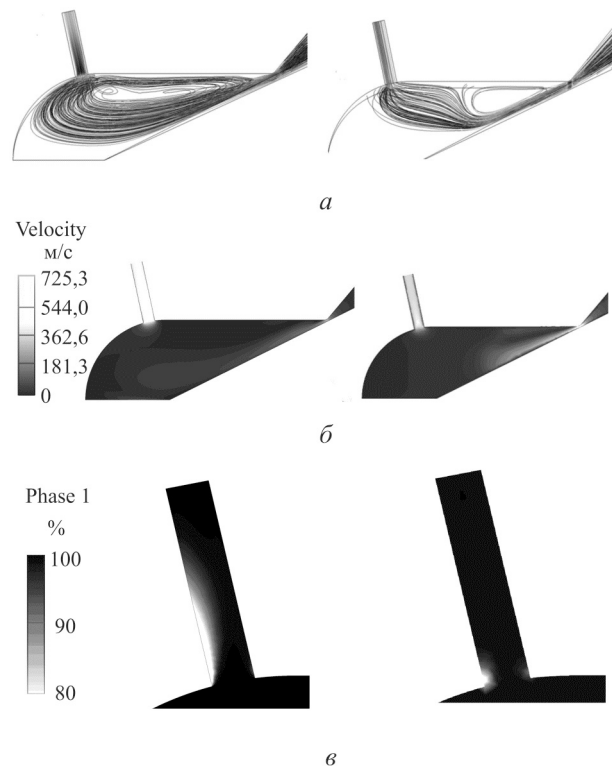


Рис. 6. Линии тока (а), поля скоростей (б) и распределение фаз (в) для стационарного (слева) и динамического (справа) решения при 50%-ном подъеме иглы

вихря: он занимает пока небольшую часть объема, основная часть потока, отходя от поверхности иглы, направляется в выпускной канал.

Соответствующие поля скоростей (рис. 6, б) показывают, что в нестационарном случае происходит более интенсивное втекание через щель в расчетную область. Скорость вращения в небольшом вихре больше. В то же время скорость на выходе из каналов в данный момент при стационарном расчете выше:  $\approx 500$  против  $\approx 350$  м/с при динамическом расчете. Это свидетельствует о том, что при половинном открытии все еще активно продолжается процесс развития течения. Уменьшенное значение скорости на выходе в нестационарном случае свидетельствует о заметном замедлении темпа развития процесса впрыска по сравнению с ожидаемым при статическом расчете.

На рис. 6, в представлено процентное распределение жидкой фазы в области отверстия распылителя при 50%-ном подъеме иглы для стационарного и динамического расчетов; 100 % по шкале (темная область) соответствует полному заполнению сечения жидкой фазой.

Заметна разница в части заполнения паровой фазой (светлая область) канала распылителя. При стационарном решении паровая фаза имеет протяженность от начала и практически до середины канала, а при динамическом — ее область незначительна и сосредоточена непосредственно за сечением входа в канал.

Важно отметить, что отрыв и зона кавитации в обоих случаях возникают около нижней части входного сечения канала, что обусловлено структурой потока в объеме под иглой (см. рис. 6, а).

Следующий расчетный момент соответствует поднятию иглы на 100 %. В данной точке различия для стационарного и динамического случаев во всех аспектах течения незначительны. На рис. 7, а показано сравнение по линиям тока. Максимальные скорости на выходе из сопловых каналов практически не различаются и составляют  $\approx 560$  м/с для стационарного решения и  $\approx 550$  м/с для динамического.

На рис. 7, б представлено распределение фазы в области входа в канал распылителя: темная область соответствует жидкой фазе, а светлая — паровой. Картины в целом похожи, но при динамическом случае область паровой фазы несколько больше, заметно также появление паровой фазы и в области верхней части входа.

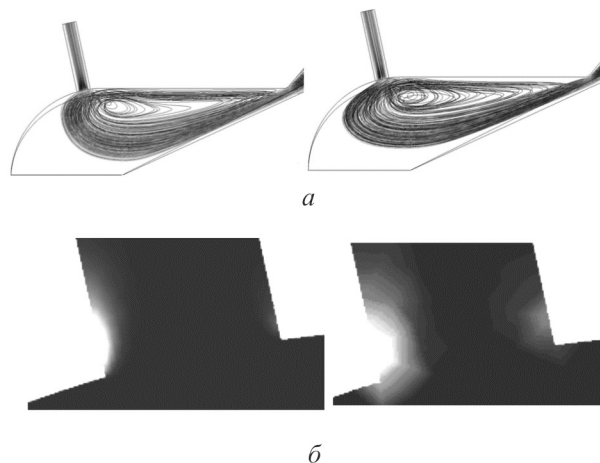


Рис. 7. Линии тока (а) и распределение фаз (б) для стационарного (слева) и динамического (справа) решения при полном подъеме иглы

Далее были получены зависимости давлений впрыска и расходные характеристики отверстий распылителя в зависимости от времени. Показано, что расходные характеристики практически совпадают, разница по амплитудам незначительна и составляет  $\approx 6,6$  %, интегральные значения расхода топлива за цикл впрыска при расчете по программе «Впрыск» — 0,060 г, при нестационарном расчете по программе ANSYS Fluent — 0,056 г.

Разница амплитуд давлений, полученных по программам ANSYS Fluent и «Впрыск»,  $\approx 9$  % (рис. 8). Общий вид кривых в значительной мере идентичен, но имеется временной сдвиг  $\approx 8$  %. Таким образом, учет нестационарности отражает факт запаздывания давления впрыска по отношению к варианту расчета на базе стационарного представления поставленной расчетной задачи.

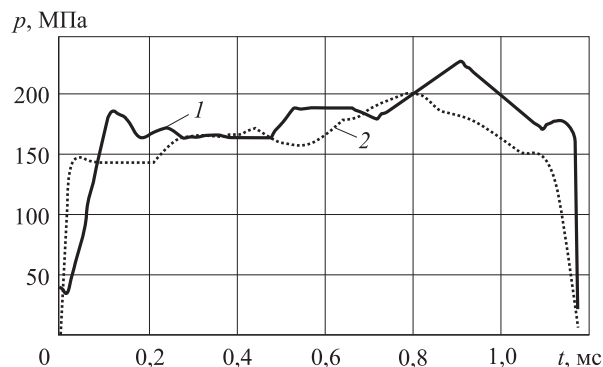


Рис. 8. Давления впрыска топлива, рассчитанные по программам ANSYS Fluent (кривая 1) и «Впрыск» (кривая 2)

## Выводы

1. Результаты расчета интегрального расхода при впрыске топлива, полученные путем нестационарного численного моделирования в комплексе ANSYS Fluent, вполне достоверны, так как практически совпадают с результатами вычислений по программе «Впрыск», адекватность которой проверена сравнением с многочисленными экспериментальными данными [1].

2. Показано, что для уточнения распределения впрыска по временной шкале необходимо учитывать вполне определенное запаздывание, обусловленное развитием процесса во времени. Это особенно актуально для перспективных

систем ТПА, реализующих многофазный впрыск, где помимо основной дозы топливо подаются со сдвигом по времени дополнительные дозы небольшого объема.

3. Нестационарное пространственное решение позволяет получать не только интегральные характеристики за цикл подачи в элементах ТПА, но и изменение во времени объемных картин течения, т. е. картины развития и угасания реальных процессов. Использование описанного подхода позволит также решать задачи конструктивной оптимизации проточной части элементов ТПА в целях улучшения рабочего процесса в поршневых двигателях и, как следствие, снижения удельного расхода топлива и токсичности выхлопа.

## Литература

- [1] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.И. *Топливная аппаратура и системы управления дизелей*. Москва, Изд-во Легион-Автодата, 2005. 344 с.
- [2] Гришин Ю.А., Хмелев Р.Н., Базаева Н.С. Постановка граничных условий при математическом описании течения дизельного топлива в трубе. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2011, № 2(83), с. 102–108.
- [3] Рысс К.Н., Денисов А.А., Грехов Л.В., Гришин Ю.А. Расчетное прогнозирование расходных характеристик распылителей дизельной топливной аппаратуры. *Известия Волгоградского государственного технического университета*, 2013, т. 5, № 12, с. 57–60.
- [4] Husmeir F. Reduced injector losses and improved spray pattern. *MTZ*, 2013, vol. 74, no. 11, pp. 42–45.
- [5] Стремяков А.В. *Улучшение показателей транспортного дизеля, работающего на дизельном топливе и смесевых биотопливах, путем совершенствования конструкции распылителей форсунок*. Автореф. дис. канд. техн. наук. Москва, 2011. 16 с.
- [6] Белов И.А., Исаев С.А. *Моделирование турбулентных течений*. Санкт-Петербург, БГТУ, 2001. 108 с.
- [7] Зализняк В.Е. *Основы вычислительной физики. Ч.1. Введение в конечно-разностные методы*. Москва, Техносфера, 2008. 224 с.
- [8] Patankar S.V. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. McGraw-Hill, Hemisphere Publishing Corporation, 1980. 197 p.
- [9] Fletcher C.A.J. *Computational Techniques for Fluid Dynamics 2: Specific Techniques for Different Flow Categories*. Springer-Verlag, 1998. 496 p.
- [10] ANSYS Fluent v.14.5. Release. 7.3.4. Compressible liquid density method.
- [11] Kuleshov A.S. Use of Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Simulation and optimization of Performance and Emissions of Engines with Multiple Injection. *SAE Paper*, 2006, no. 2006-01-1385, pp.1–17.
- [12] *DIESEL-RK is an engine simulation tool*. URL: <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/> (дата обращения 15 мая 2015).

## References

- [1] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.I. *Toplivnaia apparatura i sistemy upravleniia dizelei* [Fuel equipment and control systems of diesel engines]. Moscow, Legion-Avtodata publ., 2005. 344 p.
- [2] Grishin Iu.A., Khmelev R.N., Bazaeva N.S. Postanovka granichnykh uslovii pri matematicheskom opisaniu techeniia dizel'nogo topliva v trube [Statement of Boundary Conditions in Mathematical Description of Diesel Fuel Flow in a Tube]. *Vestnik MGTU im. N.E. Bauma-*



- na. Ser. Mashinostroenie [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Mechanical Engineering]. 2011, no. 2(83), pp. 102–108.
- [3] Ryss K.N., Denisov A.A., Grekhov L.V., Grishin Iu.A. Raschetnoe prognozirovaniye raskhodnykh kharakteristik raspylitelei dizel'noi toplivnoi apparatury [Estimated forecasting flow performance nozzles of diesel fuel equipment]. *Izvestiia Volgogradskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [News of Volgograd State Technical University]. 2013, vol. 5, no. 12, pp. 57–60.
- [4] Husmeir F. Reduced injector losses and improved spray pattern. *MTZ*, 2013, vol. 74, no. 11, pp. 42–45.
- [5] Stremiakov A.V. *Uluchshenie pokazatelei transportnogo dizelia, rabotaiushchego na dizel'nom toplive i smesevykh biotoplivakh, putem sovershenstvovaniia konstruksii raspylitelei forsunok*. Diss. kand. tekhn. nauk [Improvements in transport diesel engine running on diesel fuel and mixed biofuels by improving the design of spray nozzles. Cand. of tech. sci. diss.]. Moscow, 2011. 16 p.
- [6] Belov I.A., Isaev S.A. *Modelirovaniye turbulennykh techenii* [Simulation of turbulent flows]. St. Petersburg, BSTU publ., 2001. 108 p.
- [7] Zalizniak V.E. *Osnovy vychislitel'noi fiziki. Ch.1. Vvedenie v konechno-raznostnye metody* [Basics of computational physics. Pt 1. Introduction to finite difference methods]. Moscow, Tekhnosfera publ., 2008. 224 p.
- [8] Patankar S.V. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. McGraw-Hill, Hemisphere Publishing Corporation, 1980. 197 p.
- [9] Fletcher C.A.J. *Computational Techniques for Fluid Dynamics 2: Specific Techniques for Different Flow Categories*. Springer-Verlag, 1998. 496 p.
- [10] ANSYS Fluent v.14.5. Release. 7.3.4. Compressible liquid density method.
- [11] Kuleshov A.S. Use of Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Simulation and optimization of Performance and Emissions of Engines with Multiple Injection. *SAE Paper*, 2006, no. 2006-01-1385, pp.1–17.
- [12] *DIESEL-RK is an engine simulation tool*. Available at: <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/> (accessed 15 May 2015).

Статья поступила в редакцию 03.06.2015

## Информация об авторах

**ГРИШИН Юрий Аркадьевич** (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: [grishin@power.bmstu.ru](mailto:grishin@power.bmstu.ru)).

**КОПЫЛОВ Алексей Сергеевич** (Москва) — инженер кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: [qopylov@gmail.com](mailto:qopylov@gmail.com)).

## Information about the authors

**GRISHIN Yury Arkadievich** (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Piston Engines. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: [grishin@power.bmstu.ru](mailto:grishin@power.bmstu.ru)).

**KOPYLOV Aleksey Sergeevich** (Moscow) — Engineer, Department of Piston Engines. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: [qopylov@gmail.com](mailto:qopylov@gmail.com)).