

# Авиационная и ракетно-космическая техника

УДК 621.43.01:621.318.4

DOI 10.18698/0536-1044-2016-8-70-76

## Профилирование входного патрубка турбокомпрессора авиадвигателя

Ю.А. Гришин, А.В. Бузин, В.С. Семенчукова

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

## Profiling of the Turbo Compressor Inlet Nozzle of an Aircraft Engine

Y.A. Grishin, A.V. Buzin, V.S. Semenchukova

BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1 e-mail: grishin@power.bmstu.ru, a.v.buzin@yandex.ru, vsemen2008@mail.ru

**i** С помощью программного комплекса STAR-CD выполнено численное моделирование пространственного течения воздуха для нескольких вариантов проточной части входного патрубка центробежного компрессора, применяемого для наддува авиационного дизельного двигателя. При этом для описания течения применена система уравнений вязкого газа в форме Навье–Стокса. Учет процессов турбулентного перемешивания выполнен с помощью « $k$ - $\epsilon$ »-модели турбулентности. По результатам моделирования выбран патрубок, обеспечивающий рациональный уровень закрутки при наибольшей равномерности потока на входе в рабочее колесо и минимальный уровень потерь полного давления.

**Ключевые слова:** авиационный дизельный двигатель, центробежный компрессор, входной патрубок, численное моделирование.

**i** Using the STAR-CD software, the authors perform computational simulation of three-dimensional air flow for several configurations of the radial compressor flow channel that is used for surcharging aircraft diesel engines. The Navier — Stokes equations for viscous gas are used to describe the flow. The  $k$ - $\epsilon$  turbulence model is applied to account for the turbulent mixing processes. Based on the modeling results, the nozzle that provides efficient swirling with the most uniform flow at the working wheel inlet and minimal full pressure losses is chosen.

**Keywords:** aircraft diesel engine, radial compressor, inlet nozzle, computational simulation.

Одним из важнейших направлений дальнейшего совершенствования транспортной системы России является развитие малой авиации, где в основном применяют поршневые двигатели внутреннего сгорания. Перед газотурбинными двигателями, обеспечивающими высокую ско-

рость дальнемагистральным самолетам, они имеют ряд существенных преимуществ. Важнейшими из них являются надежность, обусловленная многолетней доводкой схемных решений, сравнительная простота конструкции и технологии изготовления, что обеспечивает

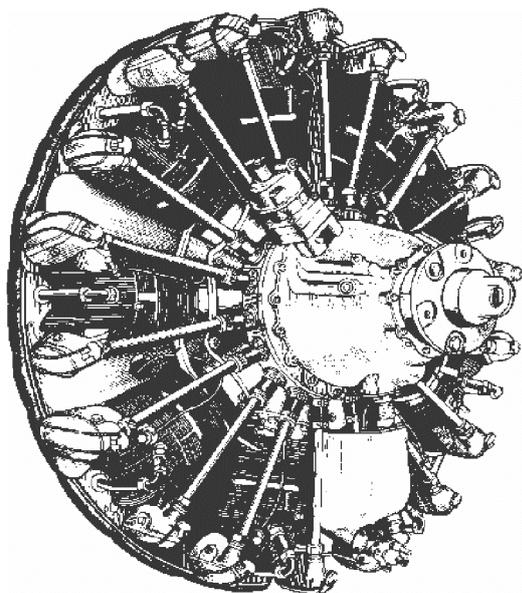


Рис. 1. Двигатель М-14П

низкую стоимость, и высокая топливная экономичность.

При этом следует отметить активную тенденцию к дизелизации авиадвигателей, так как у дизеля расход топлива значительно ниже, чем у двигателя с искровым зажиганием (бензиновым). Существенным фактором также является возможность заправки дизеля реактивным топливом, что не требует создания дополнительной бензиновой заправочной системы в аэропортах. Высокие технико-экономические показатели современных дизельных двигателей, а для авиации еще и показатель высотности, обеспечиваются применением турбонаддува.

В целях ускорения создания авиационного дизеля в качестве базовой конструкции можно использовать бензиновый двигатель [1, 2]. Подобная работа проводится с применением основных схемных решений известного девятицилиндрового бензинового двигателя М-14П (рис. 1). Звездообразная схема обеспечивает уменьшение веса двигателя благодаря простоте одноколенного коленчатого вала. Однако установка турбокомпрессора в такой схеме создает определенные проблемы. Для обеспечения равномерности процесса газообмена в цилиндрах, т. е. одинаковой протяженности впускных и выпускных трубопроводов, ось вращения коленчатого вала должна совпадать с осью вращения ротора агрегата наддува. Агрегат же в целях уменьшения продольных габаритных размеров двигателя должен быть

максимально приближен к поршневой его части (рис. 2).

В результате осевой подвод воздуха к компрессору, при котором обеспечиваются минимальные газодинамические потери во входном патрубке и равномерность потока в сечении на входе в колесо компрессора, невозможен. Чаще всего в таких случаях используют коленообразные патрубки, однако альтернативой такому решению могут служить патрубки в виде специально спрофилированных улиток.

При рациональном построении внутреннего профиля улитки можно получить, во-первых, равномерное поле параметров на входе в колесо. Во-вторых, обеспечивая определенную закрутку  $c_{1u}$ , снизить относительную скорость потока  $w_1$  на входе в колесо (рис. 3) и, как следствие, заметно уменьшить входные потери в колесе, пропорциональные квадрату этой скорости,  $Z_{1p} = \zeta_{1p} w_1^2 / 2$  ( $\zeta_{1p}$  — коэффициент потерь энергии).

Кроме того, возможность соответствующего увеличения лопаточного угла  $\beta_{1л}$  не только приводит к росту коэффициента полезного действия компрессора  $\eta_k$ , но и сдвигает область оптимальной работы агрегата в зону больших расходов топлива. Дальнейшее снижение потерь обусловлено соответствующим уменьшением: диффузорности колеса на входном участке, пространственного изгиба межлопаточных каналов и загромождения потока лопатками входа в колесо. В работе [3] по результатам экспериментальных исследований турбокомпрессоров ТКР-8,5 и ТКР-11 установлено 7%-ное возрастание коэффициента полезного действия  $\eta_k$  при увеличении угла  $\beta_{1л}$  с 26 до 41° и значительное увеличение диапазона изменения расхода топлива (с 0,025 до 0,13 кг/с) при сохранении  $\eta_k = 0,93$ .

По сравнению с базовым двигателем М-14П (диаметр цилиндра  $D_{цил} = 105$  мм, ход поршня  $S = 130$  мм), обеспечивающим взлетную мощность  $N_{ном} = 360$  л.с. (265 кВт) при удельном эффективном расходе топлива  $g_e = 300$  г/(л.с.·ч), в разрабатываемом дизеле рабочий объем снижен за счет уменьшения  $D_{цил}$  до 100 мм. Однако применение турбонаддува со степенью повышения давления в компрессоре  $\pi_k = 2,2$  вместо приводного нагнетателя, где  $\pi_k = 1,17$ , обеспечивает прирост мощности до 395 л.с. (290 кВт) при значительном снижении удельного эффективного расхода топлива (до 173 г/(л.с.·ч)).

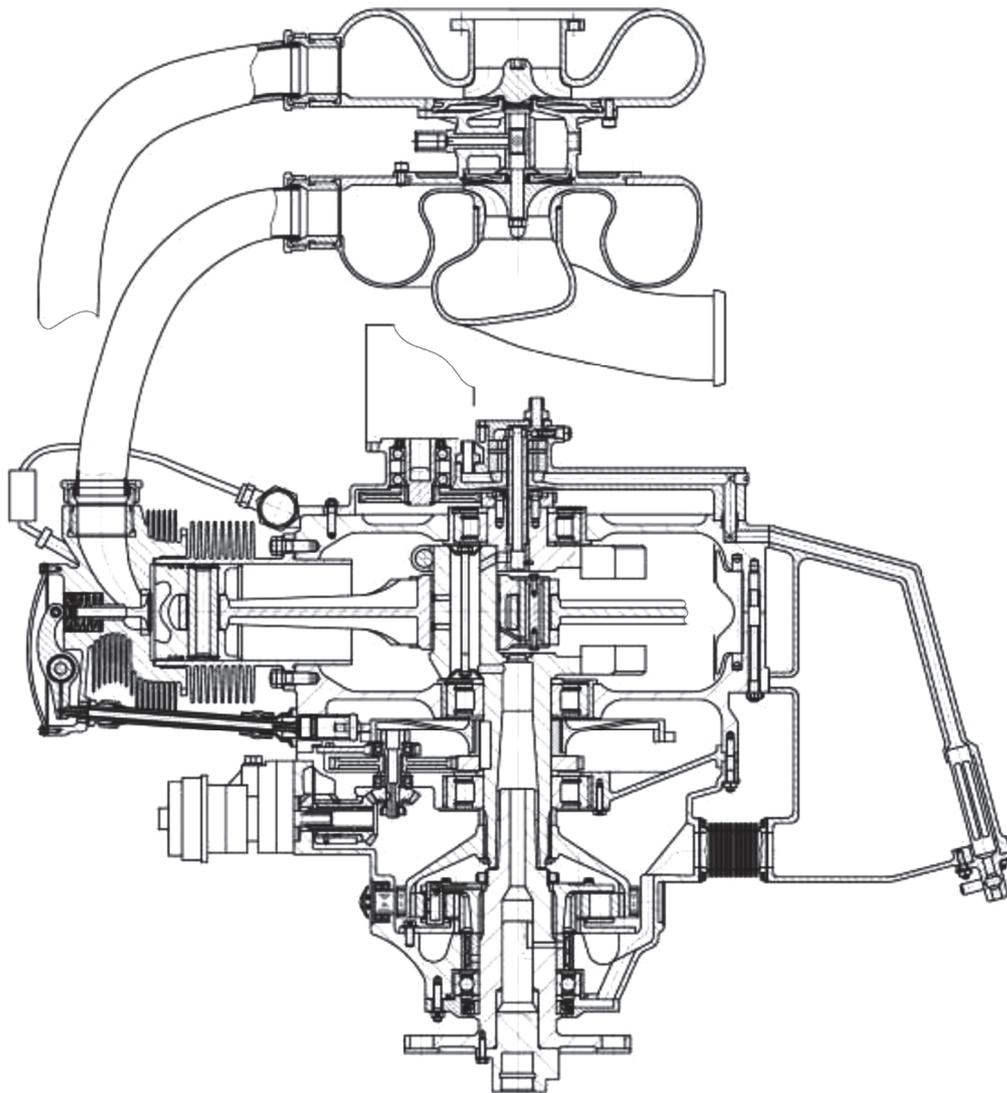


Рис. 2. Разрез разрабатываемого дизеля

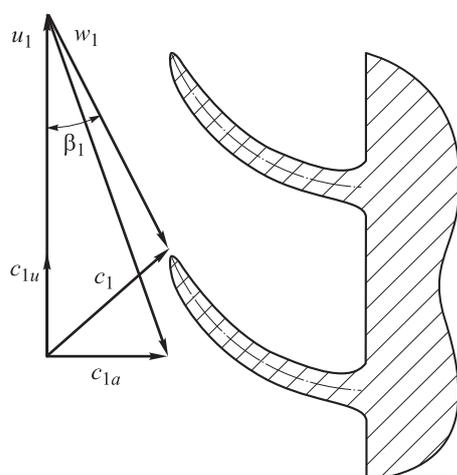


Рис. 3. План скоростей на входе в колесо компрессора

Цель работы — выбор схематичного решения проточной части входного патрубка турбокомпрессора для наддува звездообразного авиационного дизеля, а также расчетная оптимизация его проточной части, обеспечивающая высокие аэродинамические характеристики.

При выборе входного патрубка турбокомпрессора в разрабатываемом авиационном дизельном двигателе были рассмотрены шесть вариантов его конструктивного исполнения: коленообразный патрубок; торообразные улитки; улитки с переменным проходным сечением. Работу проводили с помощью математического моделирования. В настоящее время такой подход, использующий численные методы гидрогазодинамики, широко применяют для исследо-

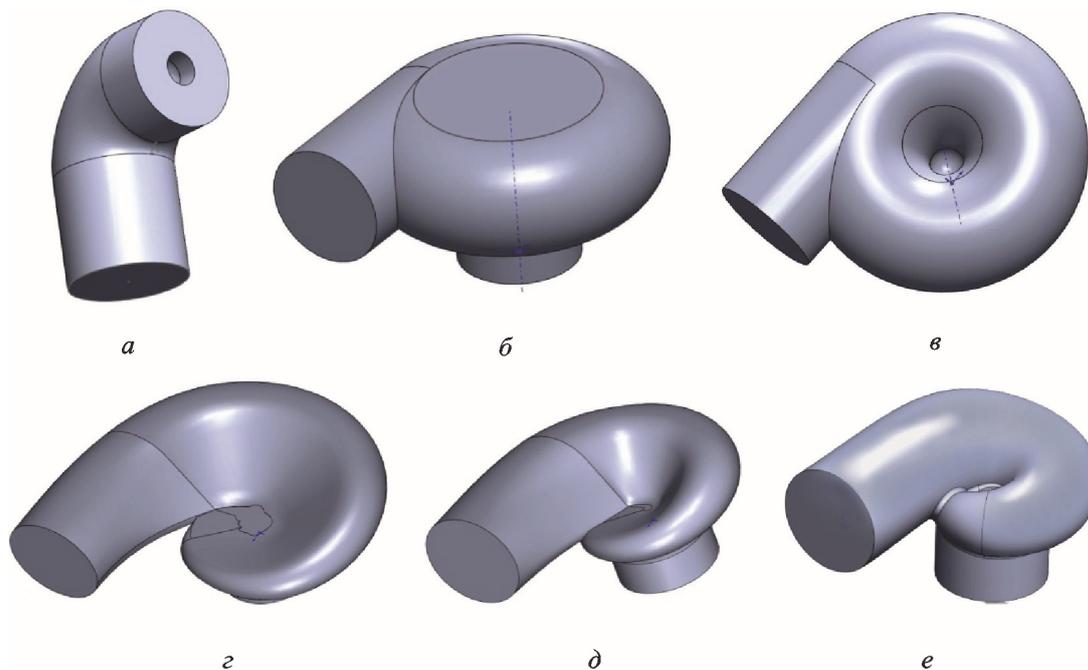


Рис. 4. Профили проточной части входных элементов компрессора: а — коленообразный патрубок; б, в — торообразные улитки; з, д, е — улитки с переменным проходным сечением

ваний и оптимизации проточных частей и рабочих объемов силовых установок [4–8].

На рис. 4 представлены соответствующие твердотельные модели проточных частей, полученные с помощью программного комплекса SolidWorks 2008. Все патрубки имеют одинаковые входное проходное сечение с диаметром  $d_{вх} = 80$  мм и выходное с  $d_{вых} = 66$  мм. На рис. 5 приведен пример разбивки проточной части на конечные объемы, выполненный в программном комплексе ICEM v.11. В процессе разбивки было сформировано порядка 300 тыс. конечных объемов для каждого из вариантов патрубка.

Течение в пространственной постановке задачи описывается системой уравнений Навье–Стокса, которая выражает основные законы

сохранения массы, импульса и энергии для движущегося потока в дифференциальной форме [7–13]:

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

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

$i, j, k = 1, 2, 3;$

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

и уравнение состояния

$$p = R\rho T, \tag{4}$$

где  $\rho$  — плотность;  $\tau$  — время;  $x$  — координата;  $W$  — скорость течения;  $G$  — объемная сила (приложенная к единице объема);  $p$  — давление;  $\mu$  — динамическая вязкость;  $\delta$  — функция Кронекера;  $H$  — полная энтальпия,  $H = h + W^2/2$  ( $h$  — статическая энтальпия);  $\lambda$  — теплопроводность;  $T$  — температура;  $w_r$  — скорость горения, выраженная через массовую

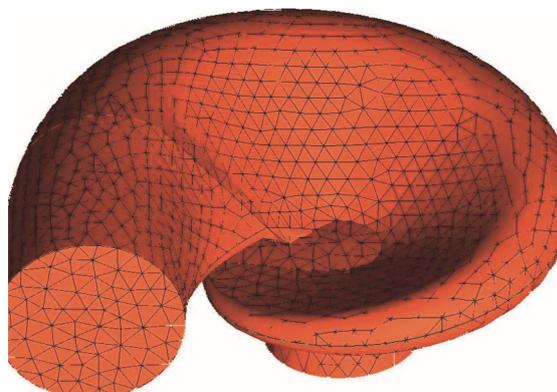


Рис. 5. Пример разбивки проточной части на конечные элементы

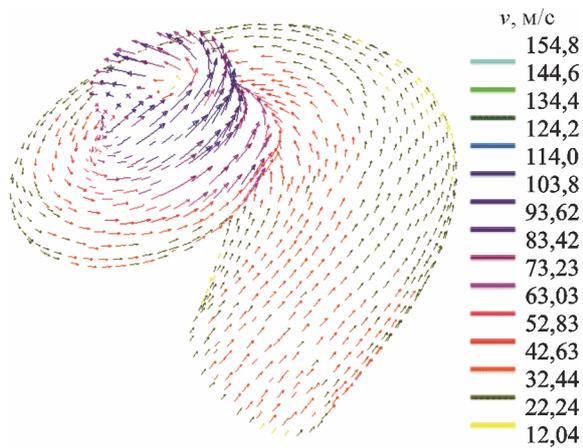


Рис. 6. Векторы скорости в объеме улитки (вариант  $d$ )

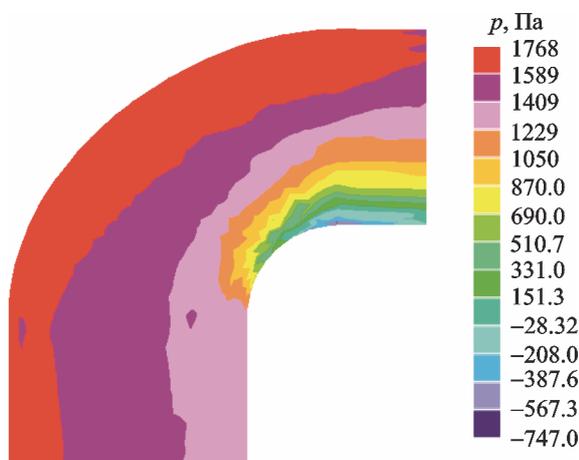


Рис. 7. Полное давление в колене (вариант  $a$ )

#### Результаты исследований

Параметр	Вариант исполнения проточной части входных элементов компрессора					
	$a$	$b$	$v$	$z$	$d$	$e$
$\Delta p^*$ , кПа	5,5	34,2	33,6	17,8	12,2	2,4
$v_{\max}/v_{\text{ср}}$	1,18	1,25	1,33	1,69	1,16	1,08

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;  $R$  — универсальная газовая постоянная.

Учет процессов турбулентного перемешивания в потоке выполнен с помощью « $k$ - $\varepsilon$ »-модели турбулентности [7, 8].

Для решения описанной системы уравнений использован программный комплекс STAR-CD

[14], в основе которого лежит численный метод контрольных объемов. В качестве граничных условий для всех вариантов были выбраны следующие данные: полное давление на входе 105 кПа, температура 293 К, статическое давление на выходе 100 кПа.

В результате расчетов были получены пространственные поля скоростей и давлений. На рис. 6 представлен пример расчета поля скоростей в улитке переменного проходного сечения, которое обеспечивает закрутку потока на входе в рабочее колесо, на рис. 7 — поле давления в коленообразном патрубке, где наблюдается значительная неравномерность с образованием отрывной зоны.

После обработки результатов численных исследований были получены интегральные значения полного давления на выходе из патрубков и соответствующие значения потерь  $\Delta p^*$ . Для оценки равномерности потока на выходе также получены отношения максимальных скоростей к осредненным  $v_{\max}/v_{\text{ср}}$ . Результаты исследований представлены в таблице, откуда видно, что наилучшими характеристиками обладает улитка с переменным проходным сечением (вариант  $e$ ). И хотя коленообразный патрубок (вариант  $a$ ) также показал удовлетворительные характеристики, следует учесть, что отрывная зона, развивающаяся за поворотом, резко ухудшит режим течения в последующем элементе компрессора — рабочем колесе, поэтому этот вариант исполнения не может быть рекомендован к использованию.

#### Выводы

1. Входной патрубок в виде улитки с переменным проходным сечением (вариант  $e$ ) помимо наименьшего значения потерь и равномерности потока на выходе обеспечивает закрутку с углом  $\beta_1 = 35^\circ$  входа потока в рабочее колесо, что создает эффект дополнительного улучшения характеристик работы центробежного компрессора.

2. Вариант  $e$  конструктивного исполнения впускного патрубка можно рекомендовать к использованию в разрабатываемом авиационном дизельном двигателе.

## Литература

- [1] Котельников В.Р. *Отечественные авиационные поршневые моторы (1910–2009)*. Москва, Русский фонд содействия образованию и науке, 2010. 504 с.
- [2] Чуйко В.М., ред. *Авиадвигателестроение: Энциклопедия*. Москва, Изд-во «Авиамир», 1999. 300 с.
- [3] Симсон А.Э., Каминский В.Н., Моргулис Ю.Б., Поветкин Г.М., Азбель А.Б., Кочетков В.А. *Турбонаддув высокооборотных дизелей*. Москва, Машиностроение, 1976. 288 с.
- [4] Гришин Ю.А., Дорожинский Р.К., Зенкин В.А. Численное моделирование турбулентного течения через клапаны поршневых двигателей. *Вестник Машиностроения*, 2016, № 1, с. 24–28.
- [5] Гришин Ю.А., Бакулин В.Н. Численное исследование течения в центробежном компрессоре. *Инженерно-физический журнал*, 2015, т. 88, № 5, с. 1232–1236.
- [6] Гришин Ю.А., Бакулин В.Н. Новые расчетные схемы на базе метода крупных частиц для моделирования газодинамических задач. *Доклады академии наук*, 2015, т. 465, № 5, с. 545–548.
- [7] Кавтарадзе Р.З. *Теория поршневых двигателей*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 720 с.
- [8] Чесноков С.А., Дунаев В.А. *Тепломассообмен и горение в автомобильных двигателях*. Тула, Изд-во ТулГУ, 2012. 400 с.
- [9] Попов Д.Н., Панаиоти С.С., Рябинин М.В. *Гидромеханика*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. 317 с.
- [10] Зализняк В.Е. *Основы вычислительной физики. Ч. 1. Введение в конечно-разностные методы*. Москва, Техносфера, 2008. 224 с.
- [11] Fletcher C.A.J. *Computational Techniques for Fluid Dynamics 2: Specific Techniques for Different Flow Categories*. Springer-Verlag, 1998. 496 p.
- [12] Zieher F., Langmayr F., Jelatancev A., Wieser K. Thermal Mechanical Fatigue Simulation of Cast Iron Cylinder Heads. *SAE 2005 World Congress*, Detroit, 2005. 12 p.
- [13] Патанкар С.В. *Численное решение задач теплопроводности и конвективного теплообмена при течении в каналах*. Москва, Изд-во МЭИ, 2003. 312 с.
- [14] *Automated Flow, Thermal, and Stress Simulation Software and Services for CFD and CAE Solutions*. URL: [http://www.cd-adapco.com/sites/default/files/brochure/pdf/Oil\\_and\\_Gas\\_Brochure.pdf](http://www.cd-adapco.com/sites/default/files/brochure/pdf/Oil_and_Gas_Brochure.pdf) (дата обращения 10 марта 2016).

## References

- [1] Kotel'nikov V.R. *Otechestvennye aviatsionnye porshnevye motory (1910-2009)* [Domestic aviation reciprocating engines (1910-2009)]. Moscow, Russkii Fond Sodeistviia Obrazovaniiu i Nauke publ., 2010. 504 p.
- [2] *Aviadvigatelistroenie: Entsiklopediia* [The Aircraft Engine: An Encyclopedia]. Ed. Chui-ko V.M., Moscow, Aviamir publ., 1999. 300 p.
- [3] Simson A.E., Kaminskii V.N., Morgulis Iu.B., Povetkin G.M., Azbel' A.B., Kochetkov V.A. *Turbonadduv vysokooborotnykh dizelei* [The turbocharged high-speed diesel engines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1976. 288 p.
- [4] Grishin Iu.A., Dorozhinskii R.K. Zenkin V.A. Chislennoe modelirovanie turbulentnogo techeniia cherez klapany porshnevnykh dvigatelei [Numerical modeling of turbulent flow through valves of piston engines]. *Vestnik Mashinostroeniia* [Russian Engineering Research]. 2016, no. 1, pp. 24–28.
- [5] Grishin Iu.A., Bakulin V.N. Chislennoe issledovanie techeniia v tsentrobeznom kompressore [Numerical study of flow in a centrifugal compressor]. *Inzhenerno-fizicheskii zhurnal* [Journal of Engineering Physics and Thermophysics]. 2015, vol. 88, no. 5, pp. 1232–1236.
- [6] Grishin Iu.A., Bakulin V.N. Novye raschetnye skhemy na baze metoda krupnykh chastits dlia modelirovaniia gazodinamicheskikh zadach [New design scheme based on the method of macroparticles for simulation gas dynamic problems]. *Doklady akademii nauk* [Doklady of Academy of Sciences]. 2015, vol. 465, no. 5, pp. 545–548.

- [7] Kavtaradze R.Z. *Teoriia porshnevnykh dvigatelei* [The theory of piston engines]. Moscow, Bauman Press, 2008. 720 p.
- [8] Chesnokov S.A., Dunaev V.A. *Teplomassoobmen i gorenie v avtomobil'nykh dvigateliakh* [Heat and mass transfer and combustion in automotive engines]. Tula, TSU publ., 2012. 400 p.
- [9] Popov D.N., Panaioti S.S., Riabinin M.V. *Gidromekhanika* [Hydromechanics]. Moscow, Bauman Press, 2014. 317 p.
- [10] Zalizniak V.E. *Osnovy vychislitel'noi fiziki. Ch.1. Vvedenie v konechno-raznostnye metody* [Basics of computational physics. Part 1. Introduction to finite difference methods]. Moscow, Tekhnosfera publ., 2008. 224 p.
- [11] Fletcher C.A.J. *Computational Techniques for Fluid Dynamics 2: Specific Techniques for Different Flow Categories*. Berlin, Heidelberg, New York, Springer-Verlag, 1998. 496 p.
- [12] Zieher F., Langmayr F., Jelatancev A., Wieser K. Thermal Mechanical Fatigue Simulation of Cast Iron Cylinder Heads. *SAE 2005 World Congress*, Detroit, 2005. 12 p.
- [13] Patankar S.V. *Chislennyye reshenie zadach teploprovodnosti i konvektivnogo teploobmena pri techenii v kanalakh* [Numerical solution of problems of thermal conductivity and convective heat transfer during flow in channels]. Moscow, MPEI publ., 2003. 312 p.
- [14] *Automated Flow, Thermal, and Stress Simulation Software and Services for CFD and CAE Solutions*. Available at: [http://www.cd-adapco.com/sites/default/files/brochure/pdf/Oil\\_and\\_Gas\\_Brochure.pdf](http://www.cd-adapco.com/sites/default/files/brochure/pdf/Oil_and_Gas_Brochure.pdf) (accessed 10 Mach 2016).

Статья поступила в редакцию 08.04.2016

## 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).

**БУЗИН Антон Валерьевич** (Москва) — инженер кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: a.v.buzin@yandex.ru).

**СЕМЕНЧУКОВА Валерия Сергеевна** (Москва) — инженер кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: vsemen2008@mail.ru).

## Information about the authors

**GRISHIN Yuriy 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).

**BUZIN Anton Valerievich** (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: a.v.buzin@yandex.ru).

**SEMENCHUKOVA Valeriya Sergeevna** (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: vsemen2008@mail.ru).