DOI: 10.15593/2224-9982/2015.40.04 УДК 621.165: 621.438

## С.М. Хасанов, Д.К. Василюк

ОАО «Научно-производственное объединение "Сатурн"», Рыбинск, Россия

# ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛЕНООБРАЗНЫХ ГАЗООТВОДОВ ГТД

Рассмотрена возможность расчета гидравлических характеристик коленообразных газоотводов с помощью программы ANSYS CFX. Выполнено численное моделирование течения в трехмерной постановке при использовании моделей турбулентности SST и *k*- $\omega$  с построением структурированной гексагональной сетки. Проведенные исследования позволили определить совместное влияние основных геометрических параметров на газодинамические характеристики коленообразного газоотвода. В результате исследования выполнен подбор параметров численного моделирования и анализ возможных погрешностей, вносимых в модель и эксперимент, позволивших обеспечить приемлемое соответствие расчетных и экспериментальных гидравлических характеристик газоотводов в рабочем диапазоне режимов.

**Ключевые слова:** численное моделирование, модель турбулентности, гидравлические характеристики, геометрические параметры, коленообразные газоотводы, газотурбинные двигатели.

## S.M. Khasanov, D.K. Vasylyuk

OJSC "Research and Production Association Saturn", Rybinsk, Russian Federation

# NUMERICAL MODELING HYDRAULIC CHARACTERISTICS OF AN ELBOW EXHAUST DUCT OF A GAS TURBINE ENGINE

The article considers the particularities of calculation of the hydraulic characteristics of the elbow exhaust duct using Ansys CFX. Results of simulation of the hydraulic characteristics in threedimensional formulation for models of turbulence SST and k- $\omega$  with the construction of structured hexagonal grid are presents. The conducted research allows determine the joint influence of the main geometrical parameters on hydraulic characteristics of an elbow exhaust duct. The selection of parameters for the numerical simulation, analysis of possible errors introduced in the model and experiment, ensuring an acceptable agreement between calculated and experimental hydraulic characteristics in working range of operation mode are presents.

**Keywords:** numerical modeling, turbulence model, hydraulic characteristics, geometry, elbow exhaust duct, gas turbine engine.

## Условные обозначения:

*D* – выходной диаметр проточной части коленообразного патрубка, м;

*d* – диаметр сопла, м;

G – расход, кг/с;

Н-осевое расстояние между передней и задней стенками улитки, м;

*L* – длина патрубка, м;

*p* – давление, Па;

*R* – радиус средней линии коленообразного патрубка, м;

SST k- $\omega$  – модель турбулентности;

Т-температура, К;

*Y* – длина участка цилиндрического патрубка, включаемого в расчет сопротивления газоотвода, м;

λ – приведенная скорость потока;

σ – коэффициент потерь полного давления;

ζ – коэффициент гидравлического сопротивления;

 $\Delta p$  – потери полного давления, кПа;

 $\Delta \sigma = (1 - \sigma) \cdot 100$  – потери полного давления, %.

## Индексы:

вн – внутренние потери;

вх – сечение на входе;

вых – сечение на выходе;

вых. ск – потери с выходной скоростью;

газ-д – газоотвод;

п – полные потери;

ст – стойки;

\* – параметры торможения.

## Введение

Выхлопные патрубки (газоотводы) судовых, промышленных и энергетических газотурбинных двигателей (ГТД) предназначены для отвода выхлопных газов в заданном направлении с наименьшими потерями полного давления и с минимально возможным выходным импульсом [1].

Коленообразные газоотводы в основном применяются в тех ГТД, к которым предъявляются повышенные требования по массе и поперечным габаритам. Для однотипных двигателей коленообразные газоотводы по сравнению с улиточными примерно в три раза легче и имеют меньшие диаметральные размеры [2–4]. Их недостатком являются увеличенные осевые габариты, что приводит к необходимости удлинения рессоры между силовой турбиной ГТД и потребителем мощности.

При проектировании и последующей оптимизации геометрии газоотвода в соответствии с заданными условиями одной из важнейших задач является выбор оптимального метода исследования, от достоверности результатов которого зависит как качество, так и экономическая эффективность проектируемой установки.

Целью исследования является определение заданных гидравлических характеристик коленообразных газоотводов с помощью численного моделирования в программе ANSYS CFX.

#### Результаты исследований

Канал коленообразного газоотвода имеет сложную геометрическую форму. Его внешние обводы выполнены в форме колена. Внутреннюю часть канала образует цилиндрический стакан, внутри которого размещается опора свободной турбины. Проточная часть канала в плоскостях нормальных к криволинейной оси колена имеет сначала кольцевое сечение, потом подковообразное и далее круглое. Обтекая внутренний стакан, поток раздваивается. Расчетное определение гидравлических характеристик коленообразного газоотвода возможно только в трехмерной постановке. Для подтверждения достоверности расчетов необходимо проведение верификации используемой методики на основе сопоставления результатов расчета с результатами экспериментальных исследований подобных каналов [2, 5, 6].

В работах [7, 8] выполнена оптимизация параметров численного моделирования с целью получения эффективных расчетных данных для оценки и прогнозирования гидравлических характеристик улиточного газоотвода в программе ANSYS CFX. Также выполнена верификация методики расчета улиточного газоотвода с помощью программы ANSYS CFX на основе сопоставления результатов расчетов с данными экспериментального исследования моделей газоотводов [7]. Таким образом, основные параметры численного моделирования при исследовании коленообразного газоотвода были приняты аналогично определенным в работах [7, 8].

На ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» в работе [9] исследовано влияние установки цилиндрического патрубка за коленообразным газоотводом на его гидравлическое сопротивление.

Представленные в работах [3, 9] экспериментальные данные были использованы при верификации проведенного численного моделирования коленообразного газоотвода.

В данной работе с целью проектирования коленообразного газоотвода с заданными рабочими характеристиками с помощью программы ANSYS CFX проведены расчеты течения на трех моделях газоотводов с различными геометрическими параметрами. Основными геометрическими параметрами коленообразного газоотвода являются радиус средней линии R и выходной диаметр D проточной части патрубка, а также выходной диаметр сопла d.

При выполнении расчетов приняты следующие допущения:

 – влияние радиальной и окружной неравномерности потока не учитывалось;

- поток течет с постоянной теплоемкостью;

- процесс адиабатный, отвода тепла через стенки нет;

– зависимость динамической вязкости от температуры учитывалась формулой Сазерленда [10].

На входе в модель устанавливалось граничное условие типа Inlet (Вход) и задавались расход и температура газа, на выходе из модели задавалось граничное условие Outlet (Выход) и статическое давление.

Расчеты проведены при использовании моделей турбулентности SST и k- $\omega$  с построением структурированной гексагональной сетки, характеристики которой соответствуют рекомендациям работ [7, 8].

Геометрия исследуемой модели подобна каналу выходного устройства реального судового ГТД за нереверсивной турбиной. Расчеты каждого газоотвода выполнены при нескольких расходах газа, как при наличии, так и при отсутствии стоечного узла на входе в модель.

Схема исследуемой 3D-модели выхлопной системы, состоящая из коленообразного газоотвода и цилиндрического патрубка с относительной длиной L/D = 3,0, и схема расположения расчетных сечений показаны на рис. 1.

На рис. 2 показано влияние приведенной скорости потока на входе в газоотвод ( $\lambda_{\text{вх. газ-д}}$ ) на коэффициент гидравлического сопротивления исследованных газоотводов.



Рис. 1. 3D-модель коленообразного газоотвода с цилиндрическим патрубком и схема расположения расчетных сечений



Рис. 2. Влияние приведенной скорости потока на входе в газоотвод на коэффициенты гидравлического сопротивления газоотвода и газоотвода со стойками [5]

В диапазоне приведенных скоростей потока на входе в газоотвод  $\lambda_{\text{вх. газ-д}} = 0,17...0,45$  и коэффициенты гидравлического сопротивления газоотводов, и суммарные коэффициенты гидравлического сопротив-

ления газоотводов со стойками не зависят от скорости потока на входе в газоотвод. При этом сопротивление газоотвода зависит от наличия в расчетной модели стоечного узла. Так, для газоотводов с R/D = 0,76и R/D = 1,25 большее сопротивление получено по расчетам моделей со стойками, чем по расчетам моделей без стоек, что может быть связано с размыванием следов от стоек в канале газоотвода. Однако для газоотвода с R/D = 1,0 коэффициенты гидравлического сопротивления по расчетам модели со стойками и без стоек совпали.

Суммарный коэффициент гидравлического сопротивления стоечного узла и газоотвода ( $\Delta \zeta_{\text{вн}}$ ) равен 0,463 для газоотвода с R/D = 0,76; 0,414 для газоотвода с R/D = 1,0; 0,416 для газоотвода с R/D = 1,25.

Сравнение расчетных значений суммарного коэффициента гидравлического сопротивления стоечного узла и коленообразного патрубка при  $\lambda_{\text{вх. газ-д}} = 0,267$  с результатами экспериментального исследования газоотвода двигателя с нереверсивной турбиной прямого хода (ТПХ) и турбиной винта (ТВ) приведено на рис. 3. В экспериментальной оценке коэффициента сопротивления патрубка учтен недомер при измерениях полного давления на срезе газоотвода.



Рис. 3. Сравнение расчетных и экспериментальных оценок суммарного коэффициента гидравлического сопротивления стоечного узла и коленообразного газоотвода

Видно, что расчетная оценка гидравлического сопротивления стоек и коленообразного газоотвода не совпадает с экспериментальной оценкой. Данное расхождение может быть связано с особенностями обработки результатов 3D-расчетов и данных экспериментальных исследований. При расчете течения с помощью программы ANSYS CFX полное давление в исследуемых сечениях определено осреднением по расходу воздуха. При обработке экспериментальных данных полное давление определялось, вероятно, осреднением давлений по площади сечения. Вследствие высокой неравномерности в распределении расхода воздуха по выходному сечению цилиндрической трубы данные оценки могут расходиться.

На рис. 4 выполнено сравнение расчетных оценок потерь полного давления на участке от входа в газоотвод с R/D = 1,25 до расположенных на различных расстояниях от его среза сечений цилиндрического патрубка, при осреднении давлений в рассматриваемых сечениях и по расходу, и по площади при трех значениях  $\lambda_{\text{вх. газ-д.}}$ 



Рис. 4. Зависимость расчетной оценки потерь полного давления в коленообразном газоотводе с R/D = 1,25 от длины участка цилиндрического патрубка, включаемого в расчет сопротивления газоотвода:  $a - \lambda_{\text{вх. газ-д}} = 0,176$ ;  $\delta - \lambda_{\text{вх. газ-д}} = 0,346$ ;  $e - \lambda_{\text{вх. газ-д}} = 0,496$ 

Видно, что при осреднении давлений по площади расчетная величина потерь выше, чем при осреднении по расходу. При увеличении длины включаемого в расчет участка патрубка, выравнивающего поток, потери полного давления, определенные осреднением по расходу, плавно возрастают, а при осреднении по площади (за исключением начального участка) снижаются. В результате оценки потерь по обоим способам осреднения параметров сближаются.

На рис. 5 показаны распределения полей полного давления в поперечных сечениях цилиндрического патрубка, расположенных на срезе газоотвода, и в сечении, отстоящем от среза на 2,4 м.



Рис. 5. Распределение полей полного давления в поперечных сечениях цилиндрической трубы, расположенных на различных удалениях от среза газоотвода с R/D = 1,25при  $\lambda_{\text{вх газ-л}} = 0,194$ : a - L = 2,4 м; 6 - L = 0,0 м

Существенную часть расположенного на срезе газоотвода сечения занимает зона с пониженным полным давлением, через которую проходит незначительная часть общего расхода газа. В результате при осреднении давления по площади этого сечения его величина занижается, а рассчитанные по этому давлению потери завышаются. В патрубке, установленном за срезом газоотвода, давление выравнивается. С увеличением длины участка цилиндрического патрубка, включаемого в расчет сопротивления газоотвода, потери на выравнивание учитываются полнее. В результате разница между величинами полного давления, осредненными по площади и по расходу, уменьшается. При изменении скоростей потока в диапазоне  $\lambda_{\text{вх. газ-д}} = 0,176...0,364$ соответствие оценок потерь в газоотводе при осреднении по площади и по расходу обеспечивается при относительной длине патрубка L/D = 5(см. рис. 4). При  $\lambda_{\text{вх. газ-д}} = 0,496$  для обеспечения такого же соответствия требуется применение патрубка с L/D не менее 8.

На рис. 6 приведены зависимости суммарного коэффициента гидравлического сопротивления стоечного узла и газоотвода с цилиндрическим патрубком с L/D = 3,0 от скорости потока на входе в газоотвод при двух способах осреднения параметров.



Рис. 6. Зависимость суммарного коэффициента гидравлического сопротивления стоечного узла и коленообразного газоотвода с цилиндрическим патрубком с *L/D* = 3,0 от скорости потока на входе в газоотвод и способа осреднения расчетных параметров

В диапазоне приведенных скоростей потока на входе в газоотвод при  $\lambda_{\text{вх. газ-д}} = 0,17...0,45$  суммарные коэффициенты гидравлического сопротивления газоотводов со стойками, определенные по осреднен-

ным по расходу параметрам не зависят от скорости потока на входе в газоотвод. В то же время суммарные коэффициенты гидравлического сопротивления газоотводов со стойками, определенные по параметрам, осредненным по площади расчетных сечений, возрастают при увеличении скорости потока на входе в газоотвод, что связано с увеличением неравномерности потока.

При λ<sub>вх. газ-д</sub> = 0,267 суммарный коэффициент гидравлического сопротивления газоотвода со стойками:

– для газоотвода с  $R/D = 0,76 \zeta_{BH} = 0,463$  при осреднении параметров потока по расходу и  $\zeta_{BH} = 0,566$  при осреднении параметров потока по площади;

– для газоотвода с  $R/D = 1,0 \zeta_{\rm BH} = 0,414$  при осреднении параметров потока по расходу и  $\zeta_{\rm BH} = 0,503$  при осреднении параметров потока по площади;

– для газоотвода с  $R/D = 1,25 \zeta_{BH} = 0,416$  при осреднении параметров потока по расходу и  $\zeta_{BH} = 0,491$  при осреднении параметров потока по площади.

Сравнение этих данных с результатами экспериментального исследования представлено на рис. 7.



Рис. 7. Сравнение расчетных и экспериментальных оценок суммарного коэффициента гидравлического сопротивления стоечного узла и коленообразного газоотвода при осреднении параметров в сечениях по расходу и по площади

Приведенные на рис. 7 экспериментальные оценки сопротивления газоотводов скорректированы для учета влияния неравномерности потока на срезе газоотвода. Видно, что для газоотвода с R/D = 0,76расчетная оценка суммарного сопротивления стоечного узла и коленообразного газоотвода по осредненным по площади сечений параметрам потока совпала с экспериментальной оценкой сопротивления этого узла на двигателе с нереверсивной турбиной. При осреднении параметров потока по площади сечений потери полного давления завышаются. Более достоверна оценка потерь при осреднении параметров потока в расчетных сечениях по расходу.

Полученные в расчетах данные позволяют проанализировать особенности течения потока в коленообразных газоотводах. Так, на рис. 8 показано соотношение внутренних потерь полного давления в исследованных коленообразных газоотводах и в установленных за их срезом цилиндрических патрубках с относительной длиной L/D = 3,0. Указанные потери определены по расчетам моделей без стоек.

Для модели с самым коротким газоотводом (R/D = 0,76) получены минимальные потери в канале газоотвода (участок 2–3) и максимальные потери на выравнивание потока (участок 3–4). Для моделей с R/D = 1,0 и R/D = 1,25 потери в каналах газоотводов (участок 2–3) оказались одинаковыми. При этом потери на выравнивание потока в цилиндрическом патрубке (участок 3–4) для модели с самым большим относительным радиусом R/D = 1,25 оказались наименьшими. В результате суммарные потери в газоотводе и выравнивающем поток патрубке (участок 2–4) оказались максимальными для газоотвода с R/D = 0,76, несколько меньшими для газоотвода с R/D = 1,25.

Потери на участке от среза газоотвода до выходного сечения цилиндрического патрубка связаны с выравниванием вихревого потока. Эти потери реализуются в выхлопном тракте, располагаемом за срезом газоотвода и проектируемом независимо от газоотвода, и при расчете этой части выхлопного тракта не определяются. Поэтому потери на выравнивание потока должны включаться во внутренние потери коленообразного газоотвода. При приведенной скорости потока на входе в газоотвод  $\lambda_{\text{вх. газ-д}} = 0,267$  расчетная величина внутренних потерь, состоящих из потерь в газоотводе и в цилиндрическом патрубке, составила 1,36 % для газоотвода с R/D = 0,76, 1,24 % для газоотвода с R/D = 1,0 и 0,77 % для газоотвода с R/D = 1,25.



Рис. 8. Сравнение потерь полного давления в коленообразных газоотводах с установленными за их срезом цилиндрическими патрубками

Потери полного давления в выходном устройстве состоят из внутренних потерь в газоотводе (включающих в себя потери на выравнивание потока) и потерь полного давления с выходной скоростью (рис. 9).



Рис. 9. Зависимость потерь полного давления в коленообразных газоотводах от приведенной скорости потока на входе в газоотвод

В исследованных коленообразных газоотводах потери полного давления с выходной скоростью значительно превышают суммарные потери в газоотводе и выравнивающем поток патрубке. По расчетам без стоек для модели с самым коротким газоотводом (R/D = 0,76) получены меньшие среди рассматриваемых газоотводов потери с выходной скоростью.

Для моделей с R/D = 1,0 и R/D = 1,25 потери с выходной скоростью одинаковы. В результате в выходном устройстве с относительным радиусом средней линии газоотвода R/D = 1,25 полные потери оказались наименьшими ( $\Delta \sigma_{\Pi} = 4,48$  %), а самыми высокими ( $\Delta \sigma_{\Pi} = 4,86$  %) в выходном устройстве с R/D = 1,0. Полные потери в модели с R/D = 0,76 составляют  $\Delta \sigma_{\Pi} = 4,7$  %. Таким образом, при выборе между газоотводами с R/D = 0,76и R/D = 1,0 предпочтительным оказывается более короткий газоотвод.



Рис. 10. Сравнение эпюр полного давления и приведенных скоростей потока на входе и выходе входного участка модели (расчет без стоек, *G* = 14 кг/с): *a* – сечение на входе в расчетную модель; *б* – сечение на входе в газоотвод

На рис. 10 представлены распределения полных давлений и приведенных скоростей потока во входном и выходном (перед газоотводом) поперечных сечениях входного участка расчетной модели с R/D = 0.76 при расходе G = 14 кг/с.

Видно, что во входном сечении расчетной модели заданы равномерные окружные эпюры полных давлений. В сечение входа в газоотвод окружная эпюра приведенных скоростей потока перестраивается.

Наибольшие скорости потока имеют место в верхнем сечении, ближайшем к выходному сечению коленообразного патрубка, наименьшие скорости – в противолежащем секторе окружности. Это приводит к окружной неравномерности статического давления, что, в свою очередь, может приводить к переменным нагрузкам на лопатках последней ступени турбины. В улиточных газоотводах благодаря улитке окружная неравномерность статического давления сглаживается, однако при этом растут радиальные габариты выходного устройства.

### Заключение

Результаты расчетов показали, что численное моделирование течения в газоотводе с помощью программы ANSYS CFX может быть использовано не только для оценки гидравлических характеристик, но и для оптимизации геометрии проектируемых газоотводов.

Результаты, полученные в настоящей работе, позволили выявить следующие особенности:

– расчетная оценка суммарного сопротивления стоечного узла и коленообразного газоотвода двигателя с нереверсивной турбиной, выполненная по осредненным по площади сечений параметрам потока, совпала с экспериментальной оценкой сопротивления этого узла, скорректированной с учетом влияния неравномерности потока на срезе газоотвода;

 при осреднении давлений на выходе из газоотвода по площади вследствие высокой неравномерности потока величина осредненного давления занижается, а рассчитанные таким способом потери завышаются, более достоверна оценка при осреднении параметров потока в расчетных сечениях по расходу;

 – внутренние потери полного давления в коленообразном газоотводе складываются из потерь в самом газоотводе и потерь на выравнивание потока на выходе из газоотвода;

 – для коленообразных газоотводов характерна высокая окружная неравномерность статического давления на входе.

### Библиографический список

1. Кулагин В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок. – М.: Машиностроение, 2002. – 616 с.

2. Жирицкий О.Г., Федан В.Т. Особенности конструкции, характеристики и доводка выхлопных патрубков газотурбинных двигателей НПП «Машпроект» // Известия акад. инженер. наук Украины. – 1999. – Вып. 1. – С. 189–194.

3. Вершковский С.Н., Котов А.В. Экспериментальное исследование аэродинамических характеристик модели коленообразного газоотвода газотурбинного двигателя // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 7. – С. 81–84.

4. Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. – М.: Энергия, 1970. – 384 с.

5. Жуков Е.Н., Хасанов С.М. Техническая справка / НПО «Сатурн». – Рыбинск, 2012. – 33 с.

6. Фрост У., Моулден Т. Турбулентность. Принципы и применения. – М.: Мир, 1980. – 536 с.

7. Жуков Е.Н., Хасанов С.М., Василюк Д.К. Оптимизация параметров численного моделирования для оценки гидравлических характеристик газоотводов ГТУ // Климовские чтения – 2013: перспективные направления развития авиадвигателестроения: сб. докл. междунар. науч.-техн. конф. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – 271 с.

8. Жуков Е.Н., Хасанов С.М. Техническая справка / НПО «Сатурн». – Рыбинск, 2013. – 35 с.

9. Выхлопные патрубки газотурбинных двигателей. Опыт создания и новые разработки / Ю.В. Бешинский, С.Н. Вершковский, О.Г. Жирицкий [и др.] // Судовое и энергетическое газотурбостроение: науч.-техн. сб. / НПКГ «Зоря»-«Машпроект». – Николаев, 2004. – С. 81–84.

10. Sutherland W. The viscosity of gas and molecular force // Phil. Mag. -1983.  $-N_{2}$  5. -P. 507–531.

## References

1. Kulagin V.V. Teoriya, raschet i proektirovanie aviatsionnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok [Theory, calculation and design of aircraft engines and power plants]. Moscow: Mashinostroenie, 2002. 616 p.

2. Zhiritskiy O.G., Fedan V.T. Osobennosti konstruktsii, kharakteristiki i dovodka vykhlopnykh patrubkov gazoturbinnykh dvigateley NPP "Mashproekt" [Design features, characteristics and refinement of exhaust nozzles for gas turbine engines of SPE "Mashproekt"]. Izvestiya akademii inzhenernykh nauk Ukrainy, 1999, iss. 1, pp. 189-194.

3. Vershkovskiy S.N., Kotov A.V. Eksperimentalnoe issledovanie aerodinamicheskikh kharakteristik modeli kolenoobraznogo gazootvoda gazoturbinnogo dvigatelya [Experimental research of aerodynamic performance of an elbow exhaust duct model of a gas-turbine engine]. Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya, 2012, no. 7, pp. 81-84.

4. Deych M.E., Zaryankin A.E. Gazodinamika diffuzorov i vykhlopnykh patrubkov turbomashin [Gas diffuser and exhaust pipes of turbomachines]. Moscow: Energiya, 1970. 384 p.

5. Zhukov E.N., Khasanov S.M. Tekhnicheskaya spravka [Technical reference]. Rybinsk: NPO "Saturn", 2012. 33 p.

6. Frost U., Moulden T. Turbulentnost. Printsipy i primeneniya [The turbulence. Principles and applications]. Moscow: Mir, 1980. 536 p.

7. Zhukov E.N., Khasanov S.M., Vasilyuk D.K. Optimizatsiya parametrov chislennogo modelirovaniya dlya otsenki gidravlicheskikh kharakteristik gazootvodov GTU [Optimization of numerical simulation parameters for assessment of the hydraulic characteristics of the flue of gas-turbine plants]. Sbornik dokladov mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii "Klimovskie chteniya – 2013: perspektivnye napravleniya razvitiya aviadvigatelestroeniya". Saint Petersburg: Politekhnicheskiy universitet, 2013. 271 p.

8. Zhukov E.N., Khasanov S.M. Tekhnicheskaya spravka [Technical reference]. Rybinsk: NPO "Saturn", 2013. 35 p.

9. Beshinskiy Yu.V., Vershkovskiy S.N., Zhiritskiy O.G. [et al.]. Vykhlopnye patrubki gazoturbinnykh dvigateley. Opyt sozdaniya i novye razrabotki [Exhaust nozzles for gas-turbine engines. Experience of creation and development]. Nauchno-tekhnicheskiy sbornik "Sudovoe i energe-ticheskoe gazoturbostroenie". Nikolaev: "Zorya"-"Mashproekt", 2004, pp. 81–84.

10. Sutherland W. The viscosity of gas and molecular force. Phil. Mag., 1983, no. 5, pp. 507-531.

## Об авторах

Хасанов Салават Маратович (Рыбинск, Россия) – кандидат технических наук, инженер-конструктор 1-й категории конструкторского отдела камер сгорания и выходных устройств ОАО НПО «Сатурн» (152903, Россия, г. Рыбинск, пр. Ленина, д. 163, e-mail: Khasanov-salavat@rambler.ru).

Василюк Дмитрий Константинович (Рыбинск, Россия) – начальник расчетно-экспериментальной бригады отдела камер сгорания и выходных устройств ОАО НПО «Сатурн» (152903, Россия, г. Рыбинск, пр. Ленина, д. 163, e-mail: roman.kirichenko@npo-saturn.ru).

## About the authors

**Salavat M. Khasanov** (Rybinsk, Russian Federation) – Ph. D. in Technical Sciences, First Rank Design Engineer of Engineering Department of the Combustion Chambers and Output Devices, OJSC "Research and Production Association Saturn" (163, Lenin av., Rybinsk, 152903, Russian Federation, e-mail: Khasanov-salavat@rambler.ru).

**Dmitriy K. Vasylyuk** (Rybinsk, Russian Federation) – Head of the Team of Calculations and Experiments of Engineering Department of the Combustion Chambers and Output Devices, OJSC "Research and Production Association Saturn" (163, Lenin av., Rybinsk, 152903, Russian Federation, e-mail: roman.kirichenko@npo-saturn.ru).

Получено 16.01.2015