

УДК 004.9+621.452.3

## МОДЕЛИРОВАНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ СТРУКТУРЫ ТЕЧЕНИЯ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ МАЛОРАЗМЕРНОГО ГТД С ПОМОЩЬЮ CAE-СИСТЕМ

© 2011 С. Г. Матвеев, М. Ю. Орлов, В. Ю. Абрашкин, И. А. Зубрилин, С. С. Матвеев

Самарский государственный аэрокосмический университет  
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

В работе обоснована и выбрана математическая модель турбулентности, выполнен расчёт аэродинамической структуры течения в камере сгорания с использованием CAD/CAE-технологий, разработан алгоритм решения подобного рода задач, реализованный на примере численного моделирования структуры течения для камеры сгорания малоразмерного ГТД. Проведён анализ влияния режимных параметров на интегральные характеристики камер сгорания. По результатам численного моделирования разработаны рекомендации для практического применения программного пакета ANSYS Fluent.

*ГТД, малоразмерная КС, математическая модель, аэродинамическая структура, CAE-системы, ANSYS.*

### Введение

Ужесточение требований, предъявляемых к характеристикам камер сгорания (КС), срокам их проектирования и доводки, приводит к необходимости поиска путей решения указанных проблем. Как показывает анализ литературных данных, такую возможность даёт численное моделирование процессов газодинамики, смешения и горения на базе CAE-систем (таких как ANSYS Fluent, ANSYS CFX, Flow Vision, Fastest и т.д.). С их помощью предоставляется возможность исследовать влияние конструктивных и режимных параметров на основные характеристики КС и намечать конкретные пути их улучшения, существенно снижая при этом объём экспериментальных исследований.

Одним из основных требований, предъявляемых к таким системам, является обеспечение минимальной погрешности между результатами численного моделирования и физического эксперимента. Эта проблема для процессов, происходящих в КС, имеет большое практическое значение.

Понимание аэродинамических процессов имеет весьма важное значение для проектирования камер сгорания ГТД и

достижения заданных характеристик. При правильном сочетании аэродинамических решений и способов подачи топлива понадобится лишь небольшая доводочная работа для получения вполне удовлетворительной конструкции КС [1].

Как известно [2, 3], камеры сгорания малоразмерных ГТД имеют целый ряд особенностей:

- значительная разность потерь полного давления в наружном  $S_{н.к}$  и внутреннем  $S_{в.к}$  кольцевых каналах ( $S_{в.к}/S_{н.к}$  до 2,5...3);
- повышенная газодинамическая неравномерность распределения параметров и веществ по сечениям жаровой трубы;
- влияние масштабного фактора на структуру течения и характеристики струй вторичного воздуха;
- низкие параметры цикла (степень повышения давления в компрессоре  $p_k$  и температура газа на выходе из КС  $T_G^*$ ).

В связи с этим применение численных методов исследования, верифицированных на простейших тестовых задачах [4, 5], для камер сгорания малоразмерных ГТД вызывает вполне обоснованные сомнения.

**Цель работы:** верификация математической модели расчёта аэродинамической структуры потока для камеры сгорания малоразмерного ГТД на базе обширного экспериментального материала, полученного для указанного предмета исследования.

В качестве предмета исследования использовалась камера сгорания малоразмерного ГТД (рис.1).

Корпус изделия препарирован по длине, что позволяет:

- измерять полное и статическое давление потока на выходе из спрямляющего аппарата центробежного компрессора (сечение “К”);
- проводить внутрикамерные измерения в жаровой трубе (сечения 1, 2, 3, 4);
- измерять распределение воздуха в наружном и внутреннем каналах миделевого сечения с помощью трёхточечных гребёнок полного и датчиков статического давления (сечения “Н” и “В”).

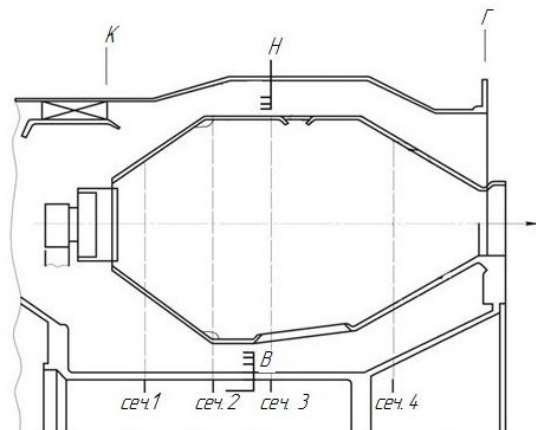


Рис. 1. Схема малоразмерной камеры сгорания

На выходе из модели устанавливались термопневмогребёнка [2] и пробоотборники для отбора продуктов сгорания на химический анализ (сечение “Г”).

### Математическая модель

В качестве программного продукта использовался коммерческий пакет ANSYS Fluent [7], обладающий широкими возможностями в области моделирования сложных пространственных течений, процессов горения и тепломассобмена.

Моделирование потока в программном комплексе ANSYS Fluent основано на решении системы пространственных уравнений сохранения массы и количества движения. Для потоков с теплообменом или сжатием решается также уравнение сохранения энергии [7, 8]. Расчёт проводился в стационарной постановке, при условии сжимаемости рабочего тела и отсутствии силы тяжести.

Уравнение сохранения массы может быть представлено в следующем виде:

$$\nabla \cdot (r \mathbf{u}) = 0$$

где  $r$  - плотность потока;  $\mathbf{u}$  - вектор скорости потока.

Уравнение сохранения количества движения может быть записано в следующем виде:

$$\nabla \cdot (r \mathbf{u} \mathbf{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\bar{\tau}}),$$

где  $p$  - статическое давление;  $\nabla p$  - тензор статических напряжений;  $\nabla \cdot (\bar{\bar{\tau}})$  - тензор вязких напряжений.

Уравнение энергии в ANSYS Fluent решается следующим образом:

$$\nabla \cdot (\mathbf{v}(rE + p)) =$$

$$= \nabla \cdot \left( k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \mathbf{J}_j + (\bar{\bar{t}} \cdot \mathbf{v}) \right),$$

где  $k_{eff}$  - коэффициент эффективной теплопроводности;  $\mathbf{u}$  - скорость потока;  $\nabla T$  - градиент температуры;  $h_j$  - энтальпия  $j$ -го компонента;  $\bar{\bar{\tau}}$  - тензор вязких напряжений;  $\mathbf{J}_j$  - диффузионный поток  $j$ -го компонента.

Три слагаемых в правой части представляют собой перенос энергии посредством теплопроводности, диффузии компонентов и вязкостного распада.

Течения в камерах сгорания ГТД носят турбулентный характер. В настоящее время не создана универсальная модель турбулентности, которая бы смогла описать весь спектр турбулентных течений, за исключением случая прямого численного моделирования DNS, которое на данный момент невозможно использовать в промышленных задачах из-за высокой ресур-

соёмкости. На практике используют полуэмпирические зависимости, которые описывают влияние параметров турбулентности на основные характеристики.

В нашем случае была использована модель переноса Рейнольдсовых напряжений (Renolds Stress Model, RSM), так как она описывает эффекты кривизны, закрученности, вращения, резкого изменения напряжений между слоями более строго, чем двухпараметрические модели турбулентности.

### Модель переноса Рейнольдсовых напряжений RSM

Модель переноса Рейнольдсовых напряжений, в отличие от моделей семейства  $k-e$ , не использует предположение об изотропности турбулентной вязкости, а решает уравнения переноса для Рейнольдсовых напряжений совместно с уравнением для скорости турбулентной диссипации  $e$ . Однако RSM все-таки имеет некоторые упрощения, которые были приняты для составления уравнений переноса Рейнольдсовых напряжений. Использование этой модели турбулентности рекомендуется [7] в случаях, когда анизотропность турбулентного потока оказывает доминирующее влияние на характер турбулентного течения (циклоны, сильно закрученные потоки в камерах сгорания, вращающиеся области, вторичные течения в каналах, вызванные большими нормальными напряжениями, и т.д.).

Для удобства уравнение переноса Рейнольдсовых напряжений в условной форме можно записать в следующем виде:

$$C_{ij} = -D_{T,ij} + D_{L,ij} - P_{ij} + \Phi_{ij} - e_{ij},$$

где  $C_{ij} = \frac{\partial(u_k r u'_i u'_j)}{\partial x_k}$  – конвективный перенос Рейнольдсовых напряжений;

$$D_{T,ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left( \frac{m}{s_k} \cdot \frac{\partial u'_i u'_j}{\partial x_k} \right) - \text{слагаемое турбулентной диффузии};$$

$$D_{L,ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left( m \cdot \frac{\partial}{\partial x_k} (u'_i u'_j) \right) - \text{слагаемое молекулярной диффузии};$$

$$s_k = 0,82; m = r C_m \frac{k^2}{e}; C_m = 0,09;$$

$k$  – массовая плотность турбулентной энергии;

$$P_{ij} = -r \left( \overline{u'_i u'_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) - \text{генерация Рейнольдсовых напряжений};$$

$$\Phi_{ij} = p' \left( \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right) - \text{тензор перераспределения давления};$$

$$e_{ij} = \frac{2}{3} d_{ij} e - \text{диссипативный член [7];}$$

$d_{ij}$  – дельта – функция Дирака.

Зависимость термодинамических и теплофизических свойств газов от температуры учитывалась с помощью аппроксимирующих формул.

Зависимость коэффициентов вязкости для каждого компонента от температуры определялась формулой Сатерленда:

$$m = \left( \frac{T}{273,15} \right)^{\frac{3}{2}} \cdot \frac{273,15 + C_s}{T + C_s} \cdot m_0,$$

где  $C_s$  – постоянная Сатерленда;  $m_0$  – коэффициент динамической вязкости при нормальных условиях.

### Выбор количества конечных элементов

К выбору числа конечных элементов предъявляется ряд требований:

- незначительное искажение геометрии проточной части камеры сгорания;
- расчёт с достаточной степенью точности пограничного слоя в каналах малой размерности.

Предварительно были выполнены тестовые расчёты с изменением количества конечных элементов в данной КС от 2,5 млн. до 7,7 млн. Расчёты показали, что при увеличении числа элементов выше 3,8 млн. штук размерность сетки влияет на

результаты расчёта незначительно. Указанное количество элементов позволяет достичь необходимого качества элементов по угловой скошенности, что соответствует 600 тысяч ячеек/л объёма КС (форма сетки тетраэдральная). В дальнейшем все расчёты выполнялись с числом конечных

элементов 3,5-4 млн. элементов, которое с достаточной степенью точности удовлетворяет перечисленным выше требованиям. Сеточная модель камеры сгорания с различным количеством конечных элементов приведена на рис.2.

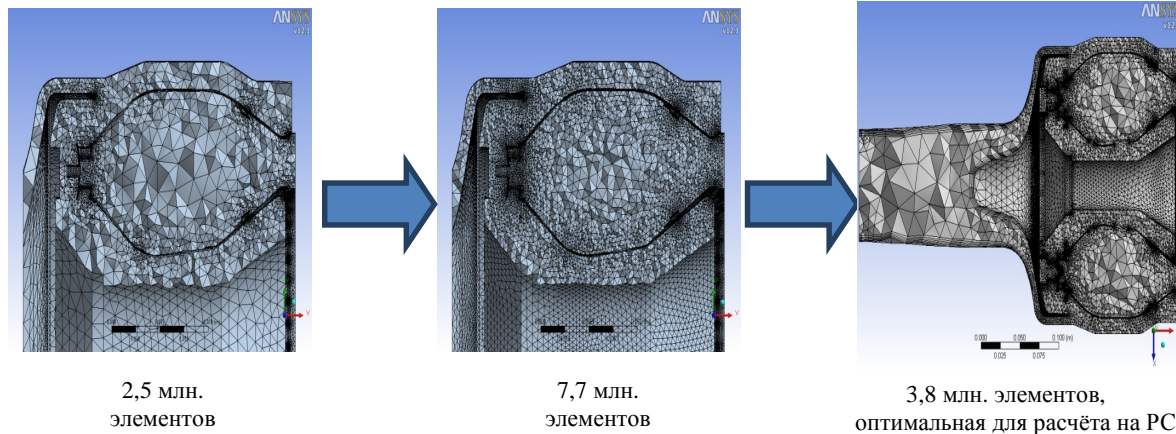


Рис. 2. Сеточная модель КС (ANSYS Icem CFD)

### Результаты расчётно-экспериментальных исследований

Расчёты проводились при равномерном профиле скорости на входе в имитатор канала центробежного компрессора, интенсивность турбулентности принималась  $e = 5\%$ , гидравлический диаметр – равный геометрическому диаметру входа.

Расход воздуха  $G_B$  определялся исходя из условий проведения экспериментальных исследований. Статическое давление на выходе из КС соответствовало атмосферному давлению:  $P_T = 101,3$  кПа.

Режимные параметры изменялись в следующем диапазоне:

$$T_K^* = 288 \div 580 \text{ K};$$

$$P_K^* = 105 \div 110 \text{ кПа};$$

$$\lambda_K = 0,10 \div 0,28.$$

Для оценки корректности моделирования газодинамических процессов результаты расчётов сопоставлялись с данными экспериментальных исследований.

Для моделирования аэродинамики пространственных течений, исходя из эксперимента, были выбраны следующие граничные условия:

- расход газа через КС  $G_g = 0,515$  кг/с;
- температура газа на входе в КС  $T_K^* = 301$  К;
- коэффициент избытка воздуха  $\alpha = \infty$ ;
- статическое давление на выходе из КС  $P_T = 101,3$  кПа.

Поскольку решение является приближенным (так как решается алгебраический аналог, а не дифференциальное уравнение), то  $f(p, T, r, x, y, z, v, w, \dots) = R$ .

Величина  $R$  называется невязкой и является критерием, по которому судят о процессе решения. Очевидно, что чем ближе  $R$  к нулю, тем ближе найденное решение дискретного аналога к решению исходного дифференциального уравнения.

Для задач, связанных с течением газов, невязка по всем уравнениям, кроме уравнения энергии, не должна превышать 0,001. Для уравнения энергии невязка не должна быть больше  $1 \times 10^{-6}$ .

В нашем случае расчет проводился на персональном компьютере со следующими характеристиками: Intel(R) Core (TM)2 Quad CPU Q9650 @ 3.00 GHz и установленной оперативной памятью объёмом

мом 8Гб. Время одного расчёта до требуемых значений невязок составляло порядка 12 часов.

В результате расчёта были получены картина течения газа в каналах КС, распределение параметров в каждой точке, векторные поля скоростей.

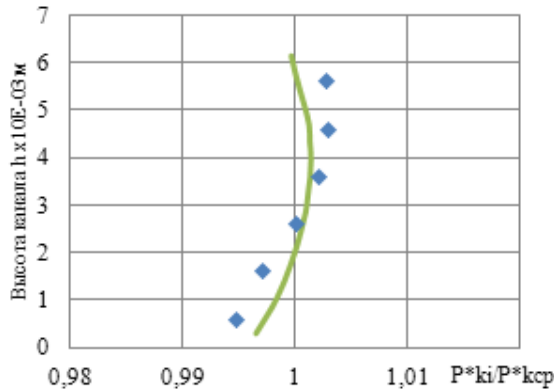


Рис. 3. Эюра полного давления на входе в КС:   
 ◆ - эксперимент; — расчёт

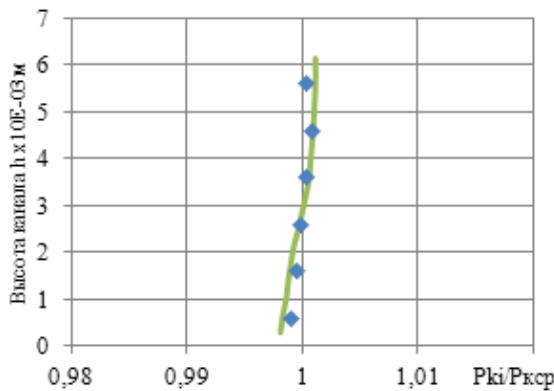


Рис. 4. Эюра статического давления на входе в КС:   
 ◆ - эксперимент; — расчёт

На рис.3 и 4 показаны эюры полного и статического давления на выходе из спрямляющего аппарата центробежного компрессора (сечение *K* рис.1). Сравнение с экспериментом показывает подобие относительных профилей полного и статического давления в сечениях струи, расположенных по нормали к её оси.

Интегральные характеристики КС оценивались по величине потерь полного давления и коэффициенту гидравлического сопротивления.

Коэффициент потерь полного давления  $S_k = \frac{P_K^* - P_\Gamma^*}{P_K^*} \times 100 \%$  ;

коэффициент гидравлического сопротивления

$$z_k = \frac{P_K^* - P_\Gamma^*}{\rho W_K^2 / 2} \times 100 \%$$

где  $P_K^*$  и  $P_\Gamma^*$  - среднемассовое значение полного давления в сечениях “*K*” и “*Г*”, соответственно;  $W_K$  - среднемассовая скорость в сечении “*K*”;  $\rho$  - плотность воздуха в сечении “*K*”.

В экспериментах для определения полного давления на выходе из КС использовался механизм кругового замера [2].

Этот механизм позволил измерять значения полного давления и полной температуры на пяти радиусах по 32 сечениям в угловом положении.

На рис.5 и 6 приведены результаты расчётных и экспериментальных исследований по влиянию приведенной скорости  $I_k$  на  $S_k$  и  $z_k$ .

Сравнение показывает качественное и количественное совпадение результатов численного и физического экспериментов.

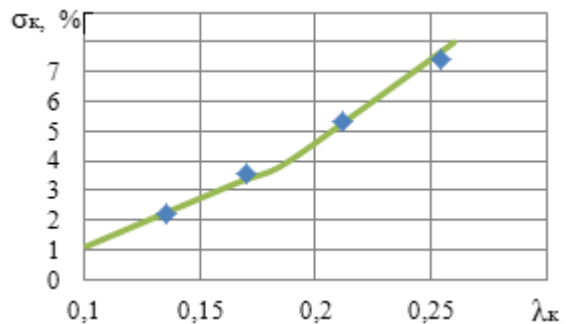


Рис. 5. Потери полного давления в КС:   
 ◆ - эксперимент; — расчёт

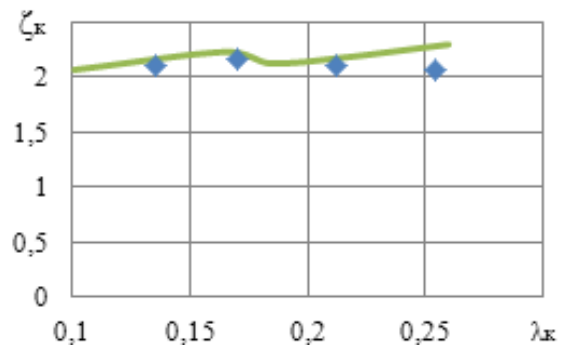


Рис. 6. Коэффициент гидравлических потерь в КС:   
 ◆ - эксперимент; — расчёт

Коэффициент потерь полного давления в наружном и внутреннем кольцевых каналах определялся следующим образом:

$$s_{Hк} = \frac{P_K^* - P_{нк}^*}{P_K^*} \times 100 \%;$$

$$s_{Bк} = \frac{P_K^* - P_{вк}^*}{P_K^*} \times 100 \%,$$

где  $P_K^*$ ;  $P_{нк}^*$  и  $P_{вк}^*$  - среднemasсовое значение полного давления соответственно на входе в КС (сечение  $K$ ), в наружном (сечение  $H$ ) и внутреннем (сечение  $B$ ) кольцевых каналах. Зависимость

$s_{вк} / s_{нк} = f(I_k)$  приведена на рис.7.

Рассчитанные в пакете ANSYS Fluent поля векторов скоростей представлены на рис.8 и 9.

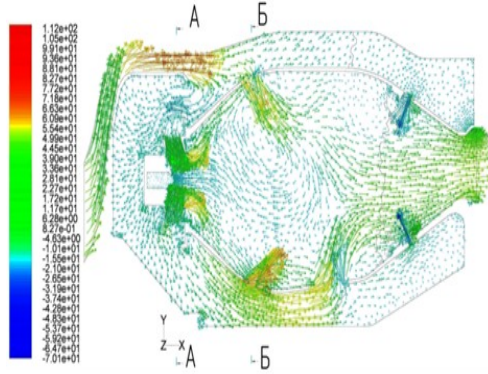


Рис. 8. Поля векторов скорости в меридиональном сечении, проходящем через ось горелки

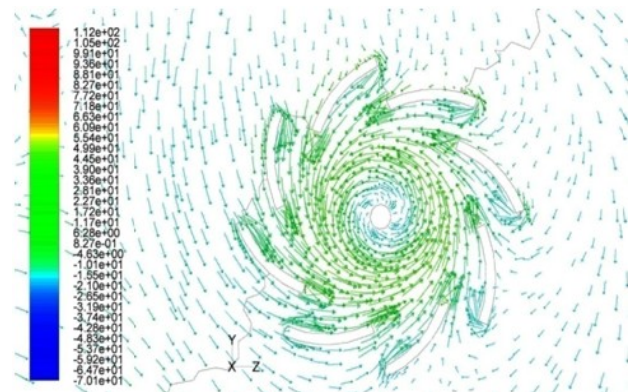


Рис. 9. Векторы скоростей в плоскости А

Из рис.8 видно следующее. Максимальная рассчитанная скорость потока наблюдается в отдельных местах камеры сгорания и составляет около 112 м/с. Средняя скорость потока на входе в КС составляет  $\approx 90$  м/с, что соответствует приведённой скорости  $I_k = 0,28$ . На выходе из КС осреднённая по площади скорость составляет порядка 35 м/с. Скорости струй в первом ряду отверстий практически равны и составляют 90-100 м/с. Зона обратных токов в жаровой трубе образуется благодаря высокой степени закрутки потока газа, а также взаимодействию закрученного в завихрителе потока со струями первого ряда отверстий.

Одной из особенностей конструкции данной КС является то, что в завихрите-

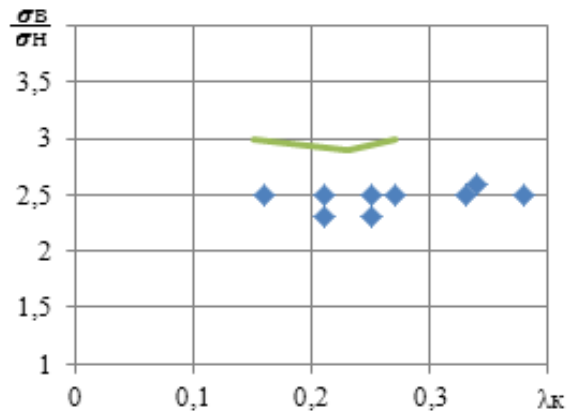


Рис. 7. Влияние приведенной скорости на относительные потери полного давления по кольцевым каналам:  
♦ - эксперимент; — - расчёт

лях газ получает закрутку, противоположную закрутке от направляющих лопаток диффузора. Это видно на рис.9, где показаны векторы скорости в плоскости А (рис.8). Но уже в районе первого ряда отверстий закрутка от завихрителей практически пропадает.

На рис.10 приведены результаты эксперимента и расчётов эпюр осевой скорости потока в жаровой трубе в сечениях I, II, III, IV. Расчетная картина течения достаточно хорошо совпадает с экспериментом как качественно, так и численно. Зона обратных токов имеет примерно одинаковые границы, что свидетельствует об адекватном расчёте структуры потока с помощью выбранной модели турбулентности.

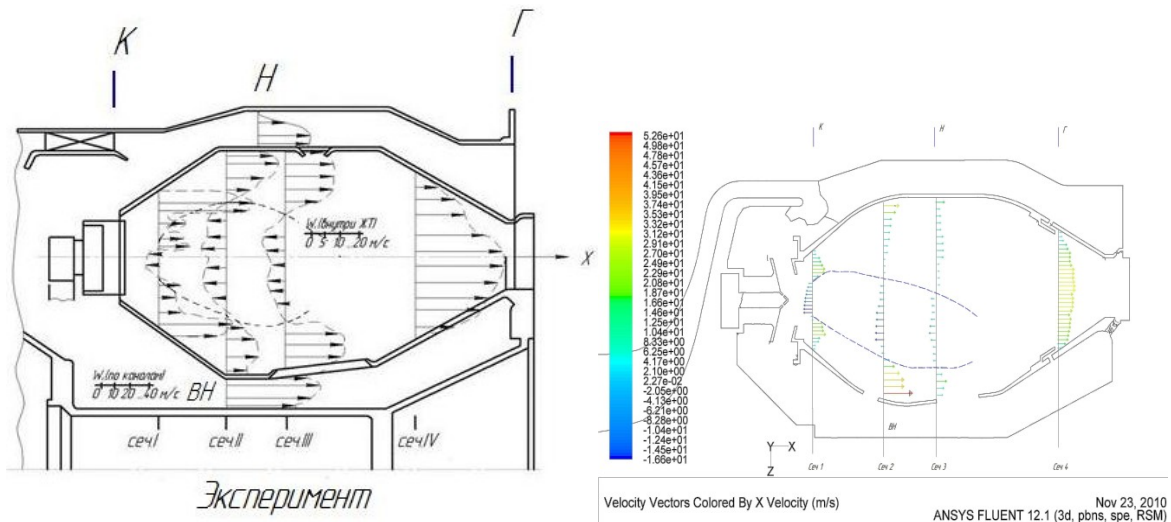


Рис. 10. Эпюры осевых скоростей в жаровой трубе

### Анализ результатов

Сравнение рис.3 и 4 показывает, что расчётное и экспериментальные значения относительных эпюр статического давления в сечении *K* практически полностью совпадают, для эпюр полного давления наблюдается небольшое различие в пристеночных областях диффузорного канала. Указанное обстоятельство можно объяснить тем, что при малой высоте выходного канала 6,5 мм существенное влияние на значения оказывают толщина пограничного слоя и размеры самих датчиков.

Различие в расчётных и экспериментальных значениях потерь полного давления и коэффициентов гидравлического сопротивления (рис.5 и 6) составляет не более  $\pm 2\%$ .

В автомодельной области чисел  $Re$  величина  $Z_k$  не должна зависеть от величины приведённой скорости  $I_k$ , однако в диапазоне  $I_k = 0,17 - 0,19$  нарушается характер протекания расчётной зависимости  $x_k = f(I_k)$ . Это явление требует дополнительных исследований.

Расчётные и экспериментальные значения  $S_g / S_n$  (рис.7) различаются друг от друга в зависимости от  $\lambda_k$  на 15-25%, при этом эксперимент даёт заниженные значения. Это можно объяснить тем, что в

эксперименте в наружном и внутреннем кольцевых каналах устанавливалось по одной гребёнке полного давления, а при численном моделировании значение  $S_g$  и  $S_n$  определялось по всей площади кольцевых каналов.

Эпюры осевых скоростей в плоскости горелки качественно протекают одинаково, однако численное моделирование занижает размеры зоны обратных токов и неравномерность эпюр скорости в сечениях 3 и 4.

### Заключение

По результатам расчётно-экспериментального исследования аэродинамической структуры потока в камере сгорания малоразмерного ГТД можно сделать следующие выводы.

1. Моделирование аэродинамической структуры потока при обоснованном выборе модели турбулентности позволяет с достаточной для практики точностью получать интегральные характеристики КС, хотя в пристеночных областях наблюдаются различия в эпюрах скоростей и давлений.

2. Настройку математической модели при расчёте камер сгорания необходимо проводить не только по их интегральным характеристикам, но и по локальным параметрам.

3. Использование программных комплексов типа ANSYS для моделирования рабочего процесса в камерах сгорания ГТД требует целевой подготовки специалистов, способных использовать современные программные пакеты и имеющих глубокие знания в области аэродинамики и горения.

#### Библиографический список

1. Лефевр, А. Процессы в камерах сгорания ГТД [Текст] / А. Лефевр. - М.: Мир, 1986. – 566 с.

2. Ланский, А.М. Рабочий процесс камер сгорания малоразмерных ГТД [Текст] / А.М. Ланский, С.В. Лукачёв, С.Г. Матвеев. – Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2009. -130 с.

3. Рабочий процесс камер сгорания малоразмерных ГТД, проблемы и некоторые пути повышения его эффективности [Текст] / В.П. Лукачёв, А.М. Ланский, В.Ю. Абрашкин [и др.] // Вестн. СГАУ. Сер. Процессы горения, теплообмена и экология тепловых двигателей. Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т, - 1998. - Вып. 1. - С.11-39.

4. Костюк, В.Е. Выбор сетки и модели турбулентности для аэродинамической оптимизации отрывного диффузора камеры сгорания ГТД [Текст] / В.Е. Костюк, Е.И. Кирилаш // Авиационно-космическая техника и технология. - 2009. -№ 7. –С. 90-94.

5. Расчётно-экспериментальное исследование устройства предварительного смешения топливного газа с воздухом для низкоэмиссионных камер сгорания ГТУ [Текст] / В.Е. Костюк, И.Ф. Кравченко, В.Н. Гусев [и др.] // Авиационно-космическая техника и технология. -2009. -№ 4. –С. 46-53.

6. ОСТ 1.01134-86. Камеры сгорания основных газотурбинных двигателей. Методы определения поля температуры газа на выходе из основной КС при автономных испытаниях [Текст]. – М., 1986.- 16 с.

7. ANSYS Fluent 12.1. Theory Guide. 2005. Fluent Inc. Central Source Park, 10 Cavendish Court, Lebanon, NH 03766, USA.

8. Методы расчёта турбулентных течений [Текст] / пер. с англ.; / под ред. В. Колльмана. – М.: Мир, 1984. – 464 с.

## SIMULATION OF AERODYNAMIC STRUCTURE OF THE FLOW IN THE COMBUSTION CHAMBER OF A SMALL-SIZE GAS TURBINE ENGINE WITH THE HELP OF CAE-SYSTEMS

© 2011 S. G. Matveev, M. Yu. Orlov, V. Yu. Abrashkin,  
I. A. Zubrilin, S. S. Matveev

Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov  
(National Research University)

A mathematical model of turbulence is chosen and justified, the aerodynamic structure of the flow in a combustion chamber is calculated using CAD/CAE-technologies, an algorithm for solving problems of the kind is developed and implemented in numerical simulation of the structure of the flow in the combustion chamber of a small-size gas turbine engine. The influence of operating parameters on the integral characteristics of combustion chambers is analyzed. Recommendations for the practical application of the ANSYS Fluent software package are developed according to the results of numerical simulation.

*Gas turbine engine, small-size combustion chamber, mathematical model, aerodynamic structure, CAE-systems, ANSYS.*



### **Информация об авторах**

**Матвеев Сергей Геннадьевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: [chechet@ssau.ru](mailto:chechet@ssau.ru). Область научных интересов: методы моделирования камер сгорания ГТД процессов горения и смесеобразования, выбросы вредных веществ, химическая кинетика горения.

**Орлов Михаил Юрьевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Область научных интересов: рабочий процесс в ДВС, образование и выброс вредных веществ.

**Абрашкин Валерий Юрьевич**, кандидат технических наук, заведующий лабораторией НОЦ ГДИ, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Область научных интересов: процессы горения и смесеобразования, поля температур КС малоразмерных ГТД.

**Зубрилин Иван Александрович**, инженер НОЦ ГДИ, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Область научных интересов: применение CAE/CAD-технологий в процессах горения и турбулентных течениях (струях).

**Матвеев Сергей Сергеевич**, студент, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет).

**Matveev Sergey Gennadyevich**, candidate of technical science, associate professor of the department of heat engineering and heat-engines, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). E-mail: [chechet@ssau.ru](mailto:chechet@ssau.ru). Area of research: combustion, mixing, emissions and formation of hazardous substances, chemical kinetics.

**Orlov Mikhail Yuryevich**, candidate of technical science, associate professor of the department of heat engineering and heat-engines, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). Area of research: experimental investigation in combustion chamber, emission and formation of hazardous substances.

**Abrashkin Valery Yuryevich**, candidate of technical science, head of laboratory, Scientific and Educational Center of gas dynamic research, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). Area of research: combustion and mixing, temperature field of combustion chambers of small-size gas turbine engines.

**Zubrilin Ivan Alexandrovich**, engineer of laboratory, Scientific and Educational Center of gas dynamic research, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). Area of research: application of CAE/CAD-technologies in the processes of combustion and turbulent flows (jets).

**Matveev Sergey Sergeevich**, student, Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University).