

УДК 621.43.056

В.Е. Костюк, Е.И. Кирилаш*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Украина*

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ ГАЗА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ МАЛОРАЗМЕРНОГО ГТД

Исследовано влияние топологии и разрешения расчетных сеток на точность численных оценок коэффициентов расхода отверстий, перепада давления на жаровой трубе и неравномерности температурного поля газа на выходе камеры сгорания малоразмерного газотурбинного двигателя на основе решения задачи о трехмерном течении с горением жидкого топлива. Показано, что при условии поддержания достаточного разрешения в районе отверстий, неконформные блочно-структурированные сетки с иерархическими структурами могут успешно конкурировать с конформными сетками по точности получаемых на них результатов, имея при этом меньшее количество ячеек.

Камера сгорания, коэффициенты расхода, перепад давления, температурное поле газа, численное моделирование, топология расчетных сеток, точность численных оценок

Введение

К числу важнейших показателей качества работы камеры сгорания (КС) газотурбинного двигателя (ГТД) относятся ее гидравлическое сопротивление, определяющее термодинамическую эффективность двигателя, и неравномерность температурного поля газа в выходном сечении, влияющая на ресурс лопаток турбины и двигателя в целом.

Температура элементарного объема газа на выходе КС зависит от всей истории его движения, начиная с выхода из компрессора. При прохождении КС температура и состав газа меняются под влиянием процессов горения, теплообмена и перемешивания. Указанные процессы зависят от распределения потоков воздуха внутри КС [1].

Традиционно вопросы распределения воздуха по отверстиям жаровой трубы (ЖТ) и формирования температурного поля газа на выходе КС при приемлемом уровне ее гидравлического сопротивления предварительно решаются одномерным гидравлическим расчетом «холодной» КС и окончательно — ее экспериментальной доводкой. В малоразмерных ГТД решение этих вопросов осложнено несимметричным обтеканием ЖТ противоточной КС и неавтомодельностью течения в мелких отверстиях по числу Рейнольдса [2]. В настоящее время, благодаря развитию методов вычислительной аэрогидродинамики, появилась возможность решения подобных задач трехмерным математическим моделированием всей совокупности процессов в КС: течения, горения, сложного теплообмена, диффузии, турбулентного перемешивания топливовоздушных и

газовых потоков. Повышение точности таких расчетов — актуальная научная задача, имеющая большое практическое значение.

Теоретически, наряду с совершенствованием физико-математических моделей процессов и численных процедур решения управляющих уравнений, этого можно достичь согласованием размеров, формы и расположения ячеек расчетной сетки с направлением течения и градиентами независимых переменных [3]. В условиях ограниченных вычислительных ресурсов выполнение первого условия ведет к применению неравномерных сеток, которые сгущены (имеют большее разрешение) там, где возможно появление больших градиентов независимых переменных, и, наоборот, разрежены (имеют меньшее разрешение) в остальных местах. Выполнение второго условия возможно лишь отчасти и только на структурированных сетках. В силу геометрической сложности расчетной области пространства, в которой отыскивается численное решение задачи о течении в реальной КС, приходится выполнять ее декомпозицию — разделение на подобласти (блоки), в которых возможно выделить хотя бы одно сеточное направление, в наибольшей степени соответствующее преобладающему направлению течения. Экономичной альтернативой обмену данными между блоками путем навязывания условия совпадения сеточных узлов на смежных границах блоков является использование неконформных (нестыкующихся) сеток. В таких сетках значения сеточной функции в узлах, принадлежащих одной смежной границе, определяются не непосредственно, а интерполяцией значений сеточной

функции в соседних узлах, принадлежащих другой смежной границе, благодаря чему узлы, принадлежащие разным поверхностям сопряжения, могут не совпадать. По этому же принципу возможно локально измельчать структурированную сетку, выделяя в ней иерархически вложенные неконформные блочные структуры. Недостатком такого подхода является дополнительная погрешность интерполяции.

Применение блочно-структурированной неконформной сетки с иерархическими структурами в составе гибридной сетки, включавшей 2,75 млн. ячеек, при моделировании течения в однокорпусном секторе КС ТРДДФ GTX-35VS Kaveri позволило Сриниваса Рао и др. [4] получить более точные численные оценки потерь полного давления в КС, чем Ананда Редди и др. [5], моделировавших тот же объект в аналогичной постановке на нерегулярной тетраэдрической сетке, включавшей 8,7 млн. ячеек. Точность численных оценок распределения массового расхода воздуха по отверстиям ЖТ указанными выше авторами не исследовалась. В то же время максимальные относительные различия между численными и измеренными оценками относительного массового расхода воздуха через отверстия ЖТ, полученные различными авторами на сетках, содержащих от 0,5 до 2,5 млн. ячеек, находятся в пределах от 15% до 20% [6 – 8], а на сетках, содержащих менее 0,3 млн. ячеек, превышают 70% [9, 10]. В связи с этим представляет интерес выяснить, какую топологию расчетной сетки предпочтительнее использовать, а также где и как следует измельчать сетку для получения приемлемой точности численных оценок гидравлических характеристик и неравномерности температурного поля газа на выходе реальных КС.

Такая попытка применительно к численным оценкам коэффициентов расхода и гидравлического сопротивления смесительных отверстий ЖТ была впервые предпринята авторами работы [11] на основе решения тестовой задачи о течении в трубе с диафрагмой. Установлено, что поддержание размера граничной ячейки, обеспечивающего значение параметра $\tilde{y}^+ \approx 30$, позволяет рассчитывать коэффициенты расхода смесительных отверстий ЖТ с относительной погрешностью несколько процентов при условии достаточного разрешения сеткой слоя смешения между струей воздуха, протекающего через отверстие, и вихревым течением, омывающим его цилиндрическую поверхность, для чего предпочтительнее использовать блочно-структурированные сетки с иерархическими структурами, измельченные на прилегающем к цилиндрической поверхности участке толщиной $D \approx R_0(1 - \sqrt{m})$, где R_0 – радиус отверстия. Величина \tilde{y}^+ представляет собой усредненное по длине цилиндрической поверхности отверстия в стенке значение параметра

$y^+ = yu^+/\nu$, где y – расстояние от стенки до центра граничной ячейки; $u^+ = \sqrt{\phi_w/c}$ – динамическая скорость, ϕ_w – напряжение трения на стенке; ν , ρ – кинематическая вязкость и плотность соответственно.

Выполненное в дальнейшем авторами работы [12] исследование точности численных оценок коэффициентов расхода на основе решения тестовой задачи об истечении воздуха через отверстие в тонкой стенке канала в неподвижную среду при наличии проходящего потока позволило уточнить методические приемы построения неконформных блочно-структурированных сеток с иерархическими структурами в окрестности смесительных отверстий ЖТ.

Опубликованные результаты систематического исследования влияния топологии расчетной сетки на точность численных оценок гидравлических характеристик и неравномерности температурного поля газа реальных КС отсутствуют.

Цель настоящей работы состоит в выяснении эффективности использования неконформных блочно-структурированных сеток с иерархическими структурами для численных оценок гидравлических характеристик и параметров неравномерности температурного поля газа на выходе КС малоразмерного ГТД.

1. Методика исследования

Для достижения поставленной цели были выполнены численные расчеты турбулентного течения с горением жидкого топлива в кольцевой протivotочной КС ГТДАИ-450.

Расчеты проводились в трехмерной стационарной постановке. Двухфазная химически реагирующая смесь моделировалась с эйлеровым описанием газовой фазы (как сплошной среды) и лагранжевым описанием движения и тепло-массообмена каплей жидкого топлива (как дискретных частиц). Взаимодействие непрерывной (газовой) и дисперсной (капельной) фаз учитывалось на основе модели «частица – источник в ячейке» [13], в соответствии с которой присутствие частицы в потоке проявляется через дополнительные источники в уравнениях сохранения газовой фазы. Полагалось, что мгновенное термохимическое состояние потока однозначно определяется консервативной скалярной величиной – безразмерной функцией Шваба – Зельдовича, которая имеет смысл массовой доли восстановленного топлива. Взаимодействие химических реакций и турбулентности описывалось статистически с помощью функции плотности распределения вероятности. В итоге поведение газовой фазы описывалось системой дифференциальных уравнений в частных производных

(ДУЧП), состоящей из осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, двух уравнений дифференциальной модели турбулентности $k-\epsilon$ Ши и др. [14] и уравнений сохранения для безразмерных функций Шваба – Зельдовича и для пульсаций этих функций. Связь между термодинамическими переменными устанавливалась уравнением состояния смеси идеальных газов. Поведение дисперсной фазы описывалось системой обыкновенных дифференциальных уравнений (ОДУ) баланса, действующих на каплю сил и тепломассообмена. Для газовой фазы применялись граничные условия, а для дисперсной фазы – начальные условия, соответствовавшие режиму испытаний КС. Поочередное численное решение уравнений непрерывной и дисперсной фаз осуществлялось итерационно до тех пор, пока решения обеих фаз не установятся.

Численное решение отыскивалось в пределах расчетной области, охватывающей одnogорелочный сектор проточной части КС. Расчетная область покрывалась сетками различной топологии (рис. 1):

а) конформной тетраэдрической №1 (1561849 ячеек);

б) конформной гибридной №2 (1830017 ячеек);

в) неконформной блочно-структурированной с иерархическими структурами №3 (1529386 ячеек).

Количество ребер расчетных ячеек на входных кромках отверстий в наружной (Н) и внутренней (В) стенках ЖТ в каждой сетке приведено в табл. 1.

Таблица 1

Имя	Стенка	Описание	Сетка		
			№1	№2	№3
h1a	Н	Охлаждение угловое	6	10	20
h1b			10	16	20
h10a	В		6	10	20
h10b			10	16	20
h2	Н		Охлаждающие	6	10
h11	В	отверстия (2-й ряд)	6	10	20
h3	Н	Основные отверстия	14	32	32
h12	В	(2-й ряд)	14	32	32
h4	Н	Охлаждающие	6	10	20
h13	В	отверстия (3-й ряд)	6	10	20
h5	Н	Основные отверстия	14	32	64
h14	В	(смесительные, 3-й ряд)	14	32	64
h6	Н	Охлаждающие	6	10	20
h15	В	отверстия (4-й ряд)	6	10	20
h7	П	Охлаждающие	10	10	20
h8	Н	Охлаждающие	10	10	20
h18	В	Охлаждение возле СА	6	10	20

Численное интегрирование ДУЧП осуществлялось методом контрольного объема с использованием схемы аппроксимации конвективных членов третьего порядка точности MUSCL Ван

Лиры [15]. Уравнение неразрывности в пределе малых чисел Маха удовлетворялось с помощью процедуры коррекции давления SIMPLE [16]. Значения переменных в пристеночных ячейках вычислялись с использованием эмпирических функций стенок. Численное интегрирование ОДУ выполнялось методом Рунге-Кутты четвертого порядка точности.

Коэффициенты расхода отверстий ЖТ определялись по формулам:

$$\mu^* = G / (F_0 \sqrt{2c\Delta p^*}), \quad (1)$$

$$\mu = G / (F_0 \sqrt{2c\Delta p}), \quad (2)$$

где G – массовый расход воздуха через отверстие; F_0 – площадь поперечного сечения отверстия; ρ – плотность; Δp^* и Δp – полное и статическое давления в КК соответственно, избыточные над статическим давлением в ЖТ в районе отверстия. Величины μ^* и μ – связаны соотношением

$$\mu = \mu^* \sqrt{1 + q / \Delta p}, \quad (3)$$

где q – скоростной напор в КК перед отверстием.

Относительный перепад давления на ЖТ вычислялся по формуле

$$\delta p = (p_{\text{КК}} - p_{\text{ж}}) / p_{\text{КК}} \cdot 100 \%, \quad (4)$$

где $p_{\text{КК}}$ и $p_{\text{ж}}$ – давления в КК и ЖТ соответственно.

Средний и максимальный относительные подогревы газа в i -х поясах замера температуры газа в выходном сечении КС вычислялись по формулам

$$\Theta_{i,\text{cp}} = (T_{i,\text{cp}}^* - T_{\text{к}}^*) / (T_{\text{г.срм}}^* - T_{\text{к}}^*), \quad (5)$$

$$\Theta_{i,\text{max}} = (T_{i,\text{max}}^* - T_{\text{к}}^*) / (T_{\text{г.срм}}^* - T_{\text{к}}^*), \quad (6)$$

где $T_{i,\text{cp}}^*$ и $T_{i,\text{max}}^*$ – средняя и максимальная полные температуры газа в i -м поясе замера соответственно; $T_{\text{г.срм}}^*$ – среднемассовая полная температура газа в выходном сечении КС; $T_{\text{к}}^*$ – полная температура воздуха на входе в КС.

Точность численных расчетов на различных сетках оценивалась путем сравнения их результатов с экспериментальными данными.

2. Результаты исследования

2.1. Коэффициенты расхода отверстий ЖТ

Коэффициенты расхода μ^* и μ в уравнениях (1) и (2) соответственно выражают отношение действительного расхода газа через отверстие в стенке к теоретическому расходу. Действительный расход – это расход газа, который на самом деле проходит через отверстие. Теоретический расход – это расход, который мог бы иметь место при одномерном течении идеального (невязкого) газа.

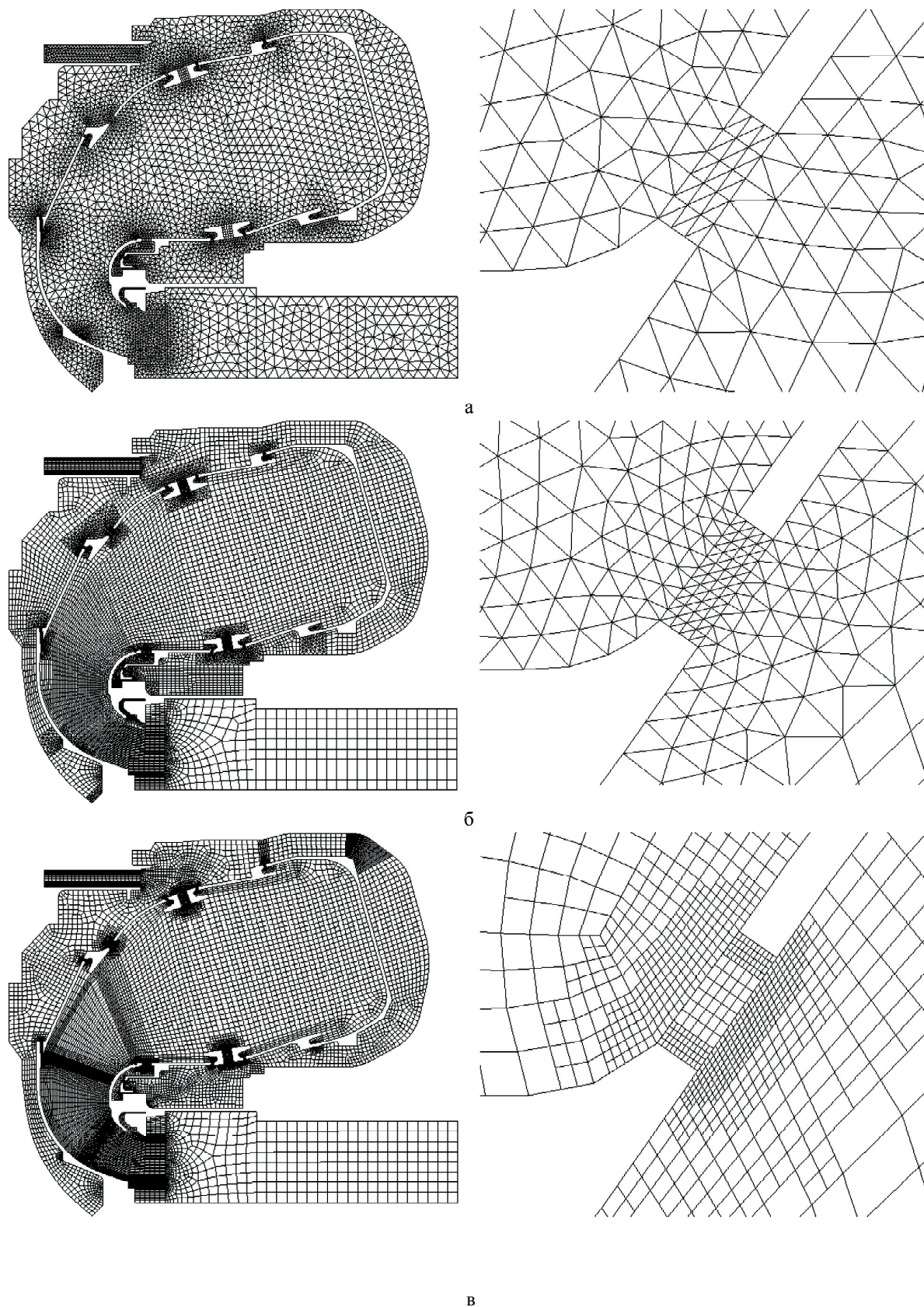


Рис. 1. Расчетные сетки проточной части КС в меридиональном сечении, проходящем между форсунками (слева), и их фрагменты в районе смесительного отверстия h_5 (справа): а – конформная тетраэдрическая №1; б – конформная гибридная №2; в – неконформная блочно-структурированная с иерархическими структурами №3

В действительности течение газа через отверстие не является одномерным. Поскольку газ притекает к отверстию со всех направлений, то наряду с осевой имеется также радиальная составляющая скорости. По мере вхождения частиц газа в отверстие направление их движения стремится к одинаковому. Изменение направления движения частиц газа в силу их инерционности мгновенно произойти не может. Необходимость постепенного изменения направления движения газа при прохождении отверстия приводит к сжатию струи. Степень сжатия выражается коэффициентом сжатия струи $\varepsilon = F_{сж}/F_0$, где $F_{сж}$ – площадь поперечного сечения струи в самом узком ее сечении; F_0 – геометрическая площадь отверстия. Если форма стенок ЖТ не оказывает влияния на направление входа воздуха в отверстие, то в этом случае наблюдается так называемое совершенное сжатие струи. Такое сжатие является наибольшим. В том случае, если стенки ЖТ и КК в районе отверстия формируют направление движения частиц воздуха при входе в него, наблюдается несовершенное сжатие струи. При этом струя после отверстия сжимается в меньшей степени.

В итоге коэффициент расхода в уравнении (1) определяется произведением $\mu^* = \varepsilon\varphi$, где ε – коэффициент сжатия струи; φ – коэффициент скорости, учитывающий уменьшение средней скорости истечения реального (вязкого) газа по сравнению со средней скоростью истечения идеального (невязкого) газа вследствие потерь энергии, обусловленных вязкостью, и неравномерности распределения осевой составляющей скорости по сечению струи. Величина φ изменяется в пределах 0,94...0,99 [17].

Известно, что при обтекании острых (нескругленных) входных кромок цилиндрического отверстия между узким сечением струи и цилиндрической стенкой образуется отрывная область с вихревым течением. Если стенка имеет достаточную относительную толщину $\bar{\ell} = \ell/D_0$ (ℓ – толщина стенки; D_0 – диаметр отверстия), то отрывная область замыкается на стенке. С увеличением числа Рейнольдса отрывная область заметно удлиняется. Если толщина стенки мала ($\bar{\ell} < 0,25$), то замыкания на стенке не происходит. При $0,25 < \bar{\ell} < 1,5$ в широком диапазоне чисел Рейнольдса $Re = 10^3 \dots 10^5$ наблюдается неустойчивый режим истечения с незамкнутой вихревой областью. Неустойчивость режима объясняется различной степенью замыкания вихревой области на стенке, определяющейся рядом случайных причин. Измерения коэффициентов расхода на этом режиме показывают большое рассеивание его значений (до 10%) [18]. Увеличение толщины стенки до $\bar{\ell} > 1,5$ приводит к стабилизации процесса истечения. Вихревая область

полностью замыкается на стенке, и струя заполняет все выходное сечение отверстия; коэффициент сжатия ее в выходном сечении равен единице. Коэффициент расхода отверстия в стенке является функцией ее относительной толщины и числа Рейнольдса. С увеличением относительной толщины стенки коэффициент расхода уменьшается в связи с возрастанием потерь на трение по длине. С увеличением числа Рейнольдса коэффициент расхода возрастает, так как коэффициент сопротивления при этом уменьшается.

При нормальном натекании невозмущенного потока на цилиндрическое отверстие в толстой стенке (рис. 2) при $\bar{\ell} = 1 \dots 7$ и $10^3 \bar{\ell} < Re_T < 10^5 \bar{\ell}$ его коэффициент расхода аппроксимируется формулой [19]

$$\mu^*_{ид} = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \frac{0,336 \cdot \bar{\ell}}{Re_T^{0,25}}}}, \quad (7)$$

где Re_T – теоретическое число Рейнольдса, вычисляемое по формуле

$$Re_T = \frac{w_T D_0}{\nu}, \quad (8)$$

где w_T – теоретическая скорость истечения воздуха через отверстие в сжатом сечении при $w_1=0$, вычисляемая по формуле

$$w_T = \frac{G_B}{F}, \quad (9)$$

где G_B – массовый расход воздуха через ЖТ; F_Σ – суммарная геометрическая площадь отверстий КС.

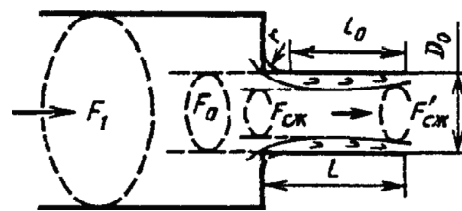


Рис. 2. Идеализированная схема течения газа через отверстие в стенке [19]

При нормальном натекании невозмущенного потока на цилиндрическое отверстие в тонкой стенке ($\bar{\ell} \leq 0,1$) при $10^4 < Re_T < 10^5$ его коэффициент расхода аппроксимируется формулой [19]

$$\mu^*_{ид} \approx 0,59 + \frac{5,5}{\sqrt{Re_T}}. \quad (10)$$

Течение через отверстия в стенках ЖТ КС, как правило, отличается от идеализированной схемы, показанной на рис. 2, наличием возму-

шений в потоке, притекающем к отверстию, и в среде, куда происходит истечение из отверстия. Они обусловлены действием следующих факторов:

- а) поверхностей, оказывающих направляющее воздействие на поток, притекающий к отверстию;
- б) проходящего потока в КК перед отверстием;
- в) сносящего потока в ЖТ за отверстием;
- г) соседних отверстий.

Указанные возмущения приводят к изменению структуры течения в отверстиях ЖТ и соответствующему отклонению фактических значений коэффициентов расхода относительно их идеализированных оценок (табл. 2).

Таблица 2

Возмущающий фактор	Влияние на коэффициент расхода
Направляющие поверхности	Увеличивают коэффициент расхода [17, 19, 20]
Проходящий поток перед отверстием	Уменьшает коэффициент расхода [20, 21]
Сносящий поток за отверстием	При малой интенсивности – незначительно увеличивает, при большой – уменьшает коэффициент расхода [20, 21]
Соседние отверстия, расположенные по потоку	При большом расстоянии t между отверстиями ($t/D_0 > 3$) не влияют, по мере сближения – увеличивают коэффициент расхода [21]

Структура течения в отверстиях КС, полученная в численном расчете на сетке №3, показана на рис. 3 (стрелками указаны направляющие стенки у отверстий h5 и h14, возможно, увеличивающие коэффициент расхода).

Оценки коэффициентов расхода $\mu_{ч.1}^*$, $\mu_{ч.2}^*$ и $\mu_{ч.3}^*$, полученные по формуле (1) в численных расчетах на сетках №1, №2 и №3 соответственно, в сравнении с их идеализированными оценками $\mu_{ид}$, вычисленными по формуле (10) для отверстия h5 и по формуле (7) для остальных отверстий, и гипотетическими оценками $\mu_{тип}$, ожидаемыми в соответствии со структурой течения, изображенной на рис. 3, приведены в табл. 3.

Таблица 3

Имя	$\bar{\ell}$	Re_T	$\mu_{ид}^*$	μ^*	$\mu_{ч.1}^*$	$\mu_{ч.2}^*$	$\mu_{ч.3}^*$
h1a	1,6	$9 \cdot 10^3$	0,8	<0,8	0,71	0,70	0,72
h1b	1	$2 \cdot 10^4$	0,8	<0,8			
h10a	1,7	$9 \cdot 10^3$	0,8	<0,8	0,65	0,75	0,79
h10b	1	$2 \cdot 10^4$	0,8	<0,8			
h2	1,6	$9 \cdot 10^3$	0,8	<0,8	0,73	0,59	0,40
h11	1,7	$9 \cdot 10^3$	0,8	<0,8	0,71	0,70	0,58
h3	1,6	$3 \cdot 10^4$	0,8	<0,8	0,67	0,70	0,72
h12	1,6	$3 \cdot 10^4$	0,8	<0,8	0,61	0,73	0,76
h4	1,7	$9 \cdot 10^3$	0,8	<0,8	0,63	0,68	0,77
h13	1,8	$9 \cdot 10^3$	0,8	<0,8	0,75	0,63	0,60
h5	0,3	$3 \cdot 10^4$	0,62	~0,6	0,68	0,60	0,54
h14	0,4	$3 \cdot 10^4$	0,8	<0,8	0,59	0,75	0,73
h6	1,6	$9 \cdot 10^3$	0,8	<0,8	0,66	0,72	0,76
h15	4	$9 \cdot 10^3$	0,8	<0,8	0,62	0,59	0,68
h7	7	$9 \cdot 10^3$	0,8	<0,8	0,70	0,66	0,69
h8	7	$9 \cdot 10^3$	0,8	<0,8	0,71	0,62	0,66
h18	3	$9 \cdot 10^3$	0,8	<0,8	0,70	0,72	0,77

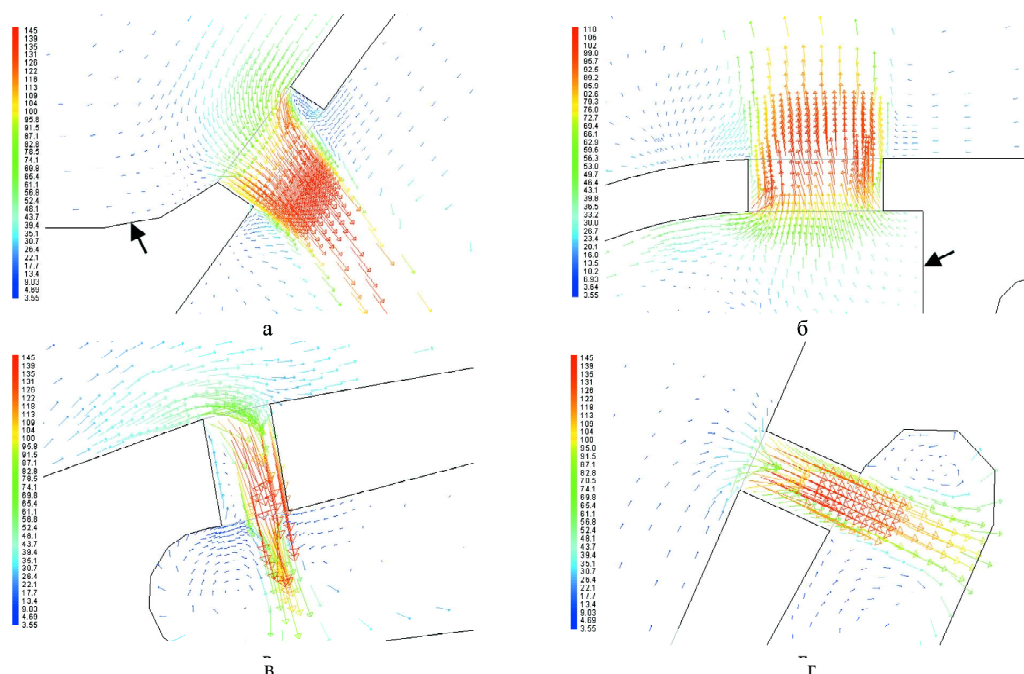


Рис. 3. Векторы скорости воздуха в меридиональных сечениях отверстий h5 (а) , h14 (б) , h2 (в) и h6(г), окрашенные в соответствии с абсолютной скоростью воздуха (м/с), рассчитанные на сетке №3

Из сопоставления рис. 3 и табл. 3 видно, что численный расчет качественно верно отражает влияние структуры течения и различных возмущений на коэффициент расхода. Это обстоятельство, наряду с тем фактом, что численное решение тестовых задач о течении в трубе с диафрагмой [11] и об истечении воздуха через ряд отверстий в тонкой стенке канала в неподвижную среду при наличии проходящего потока [12] показало возможность расчета коэффициентов расхода смесительных отверстий ЖТ с точностью несколько процентов (при достаточном сеточном разрешении), дает основание полагать, что полученные в настоящем исследовании численные оценки коэффициентов расхода большинства отверстий ЖТ $\mu_{ч}$ близки к их истинным значениям.

В.Я. Безменовым [20] предложена формула (11), аппроксимирующая результаты косвенных измерений коэффициента расхода отверстия в тонкой стенке при наличии проходящего потока с использованием формулы (2)

$$\mu = 0,6 [1 - (1 + \sqrt{\Delta p/q})^{-a}], \quad (11)$$

где a – показатель степени, определяемый по формуле

$$a = 2\bar{f}^2 + 2,34\bar{f} + 2,2, \quad (12)$$

где $\bar{f} = F_0/F_{КК}$ – отношение площади поперечного сечения отверстия к площади поперечного сечения КК, приходящейся на одно отверстие.

В табл. 4 приведены численные оценки коэффициента расхода $\mu_{ч,1}$, $\mu_{ч,2}$, $\mu_{ч,3}$ отверстия h_5 , полученные на сетках №1, №2 и №3 соответственно по формулам (2) и (11), и относительные различия между ними.

Таблица 4

Формула	$\mu_{ч,1}$	$\mu_{ч,2}$	$\mu_{ч,3}$	$\delta_{\mu_{ч,1}}, \%$	$\delta_{\mu_{ч,2}}, \%$	$\delta_{\mu_{ч,3}}, \%$
(2)	0,66	0,62	0,57	+11,9	+5,1	-3,4
(11)	0,59	0,59	0,59			

Из табл. 4 видно, что неконформная блочно-структурированная сетка с иерархическими структурами №3 обеспечивает лучшее соответствие численных оценок, чем конформная гибридная сетка №2, имея при этом на 20 % меньше ячеек. Это обусловлено тем, что сетка №3 лучше разрешает район отверстий, что компенсирует погрешности интерполяции.

Для получения окончательных выводов о точности численных оценок коэффициентов расхода необходимо выполнить косвенные измерения коэффициентов расхода отверстий натурной КС

μ^* и μ с использованием формул (1) и (2) и оценить их погрешность.

2.2. Суммарная эффективная площадь отверстий натурной КС

Измеренная оценка суммарной эффективной площади отверстий натурной КС получена по данным испытаний из инженерной формы уравнения Бернулли

$$F_{эф.зам} = G_B / \sqrt{2c\Delta p^*}. \quad (13)$$

Поскольку обмер геометрии испытываемого экземпляра КС не проводился, использовались две расчетные оценки суммарной эффективной площади отверстий натурной КС, вычисленные по формулам

$$F_{эф.p.min} = \sum_{i=1}^N (\mu_{i.nat.p}^* \cdot F_{i.p.min}), \quad (14)$$

$$F_{эф.p.max} = \sum_{i=1}^N (\mu_{i.nat.p}^* \cdot F_{i.p.max}), \quad (15)$$

где i и N – номер отверстия и количество отверстий натурной КС соответственно; $\mu_{i.nat.p}^*$ – расчетная оценка коэффициента расхода i -го отверстия натурной КС; $F_{i.p.min}$ и $F_{i.p.max}$ – минимальная и максимальная расчетные оценки геометрической площади i -го отверстия натурной КС с учетом термического расширения материала ЖТ, вычисленные по номинальным размерам отверстия и по его размерам с учетом всего поля допуска соответственно.

В табл. 5 приведена измеренная оценка суммарной эффективной площади отверстий натурной КС $F_{эф.зам}$, вычисленная по формуле (13), в сравнении с ее расчетными оценками $F_{эф.p.min}$ и $F_{эф.p.max}$, вычисленными по формулам (14) и (15) соответственно в предположении, что для отверстий КС, имеющих в ее сеточной модели, $\mu_{i.nat.p}^* = \mu_{i.ч,3}^*$ (см. табл. 2), а для отсутствующих отверстий и тех отверстий, расчет $\mu_{i.ч}^*$ по формуле (1) для которых затруднен, $\mu_{i.nat.p}^* \approx 1$.

Таблица 5

$F_{эф.зам}, \text{см}^2$	$F_{эф.p.min}, \text{см}^2$	$F_{эф.p.max}, \text{см}^2$	$\delta_{F_{эф.p.min}}, \%$	$\delta_{F_{эф.p.max}}, \%$
29,78	26,00	28,72	-12,7	-3,6

Из табл. 5 видно, что неконтролируемое изменение линейных размеров отверстий КС в пределах полей их допусков приводит к неопределенности расчетных оценок суммарной эффективной площади отверстий натурной КС примерно $\pm 5 \%$ относительно среднего арифмети-

ческого значений $F_{i.p.min}$ и $F_{i.p.max}$, что приводит к неопределенности расчетных оценок перепада давления на ЖТ соответственно $\pm 10\%$ (в силу квадратичной зависимости перепада давления от суммарной эффективной площади).

Для получения окончательных выводов на этот счет требуется оценка погрешности косвенных измерений суммарной эффективной площади отверстий натурной КС, выполненных с использованием формулы (13).

2.3. Перепад давления на ЖТ

Поскольку обмер геометрии испытуемого экземпляра КС не проводился, в дальнейшем зазором по посадке ЖТ с сопловым аппаратом турбины при численном моделировании КС было решено пренебречь.

Из-за отличий натурной КС от ее расчетной модели, так как неизвестно какая фактическая площадь зазора и отверстий ЖТ была на испытуемом объекте, непосредственное сравнение численных $\delta p_{\text{ч}}$ и измеренных $\delta p_{\text{зам}}$ оценок относительного перепада давления на ЖТ, полученных с использованием формулы (4), невозможно. В связи с этим численные оценки относительного перепада давления на ЖТ $\delta p_{\text{ч}}$ сравнивались с приведенной величиной $\delta p_{\text{пр}}$, полученной пересчетом измеренного значения $\delta p_{\text{зам}} = 3,69\%$ по формуле

$$\delta p_{\text{пр}} = \delta p_{\text{зам}} \cdot (F_{\text{эф.нат}}/F_{\text{эф.мод}})^2, \quad (16)$$

где $F_{\text{эф.нат}}$ и $F_{\text{эф.мод}}$ – суммарные эффективные площади отверстий натурной КС и ее твердотельной модели, вычисляемые по формулам соответственно

$$F_{\text{эф.нат}} = \sum_{i=1}^N (\mu_{i,\text{нат}}^* \cdot F_{i,\text{нат}}), \quad (17)$$

$$F_{\text{эф.мод}} = \sum_{i=1}^N (\mu_{i,\text{мод}}^* \cdot F_{i,\text{мод}}), \quad (18)$$

где $\mu_{i,\text{нат}}^*$ и $\mu_{i,\text{мод}}^*$ – коэффициенты расхода i -й группы отверстий натурной КС и ее твердотельной модели соответственно; $F_{i,\text{нат}}$ и $F_{i,\text{мод}}$ – геометрические площади i -й группы отверстий натурной КС и ее твердотельной модели соответственно. Полагалось, что для всех отверстий КС, имеющих в ее твердотельной модели, $\mu_{i,\text{мод}}^* \approx \mu_{i,\text{нат}}^*$. В качестве $\mu_{i,\text{нат}}^*$ взяты их численные оценки $\mu_{i,\text{ч}}^*$, полученные в расчете с зазором по посадке ЖТ, отличным от нуля, за исключением аэрофорсунки и завихрителей, расчет $\mu_{i,\text{ч}}^*$ по формуле (1) для которых затруднен. Для исключенных групп отверстий $\mu_{i,\text{нат}}^*$ полагались равными единице. Для групп отверстий натурной КС, отсутствующих в ее твердотельной модели, $\mu_{i,\text{нат}}^*$ также полагались равными еди-

нице, за исключением заглушки воспламенителя, для которой полагалось $\mu_{i,\text{нат}}^* = 0,66$.

Приведенная величина $\delta p_{\text{пр}}$, полученная по формуле (16), в сравнении с аналогичными численными оценками $\delta p_{\text{ч},1}$, $\delta p_{\text{ч},2}$ и $\delta p_{\text{ч},3}$, полученными на сетках №1, №2 и №3 соответственно при фиксированном массовом расходе газа через КС, и относительные различия между ними приведены в табл. 6.

Таблица 6

$\delta p_{\text{пр}}$, %	$\delta p_{\text{ч},1}$, %	$\delta p_{\text{ч},2}$, %	$\delta p_{\text{ч},3}$, %	$\delta \delta p_{\text{ч},1}$, %	$\delta \delta p_{\text{ч},2}$, %	$\delta \delta p_{\text{ч},3}$, %
5,0	6,9	6,3	6,1	+38	+26	+22

Из табл. 6 видно, что численный расчет завышает оценку относительного перепада давления на ЖТ. При этом наилучшее соответствие численных оценок данным испытаний обеспечивает неконформная блочно-структурированная сетка с иерархическими структурами №3.

Одной из причин завышения численным расчетом оценки перепада давления на ЖТ является занижение сеточной моделью КС геометрической площади отверстий твердотельной модели КС. Последнее обусловлено тем, что если в твердотельной модели КС поперечное сечение отверстия представляет собой круг, то в сеточной модели КС – вписанный в него многоугольник. Отношение площади круга $F_{\text{к}}$ к площади $F_{\text{м}}$ вписанного в него правильного многоугольника с числом сторон n составляет

$$F_{\text{к}}/F_{\text{м}} = 2\pi/[n \cdot \sin(2\pi/n)]. \quad (19)$$

Из уравнения неразрывности и уравнения Бернулли следует, что при постоянной плотности и фиксированном массовом расходе справедливо соотношение

$$\Delta p_{\text{сет}}/\Delta p_{\text{ТВ}} = (F_{\text{эф.ТВ}}/F_{\text{эф.сет}})^2, \quad (20)$$

где $\Delta p_{\text{сет}}$ и $\Delta p_{\text{ТВ}}$ – перепады давления на стенке в сеточной и в твердотельной моделях соответственно.

Если бы все отверстия КС были одинаковыми, а коэффициенты расхода в твердотельной и сеточной моделях совпадали, то соотношение (17) сводилось бы к соотношению

$$\Delta p_{\text{сет}}/\Delta p_{\text{ТВ}} = (F_{\text{ТВ}}/F_{\text{сет}})^2 \cdot (F_{\text{к}}/F_{\text{м}})^2, \quad (21)$$

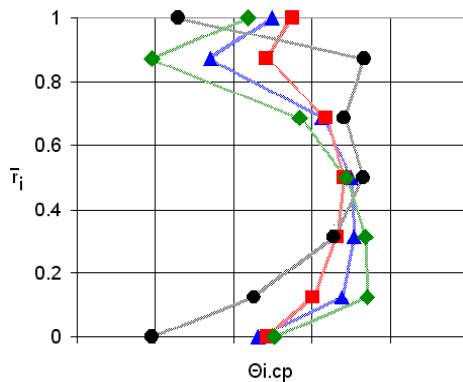
где $F_{\text{ТВ}}$ и $F_{\text{сет}}$ – геометрические площади отверстий в твердотельной и сеточной моделях соответственно. Значения $F_{\text{к}}/F_{\text{м}}$ и $\Delta p_{\text{сет}}/\Delta p_{\text{ТВ}}$, вычисленные по формулам (19) и (20) соответственно при n , равном количеству ребер расчетных ячеек на входных кромках отверстий в различных сетках (см. табл. 1), приведены в табл. 7.

Таблица 7

n	F_R/F_M	$\Delta p_{сет}/\Delta p_{ТВ}$
6	1,2092	1,4623
10	1,0690	1,1427
14	1,0344	1,0699
16	1,0262	1,0530
20	1,0166	1,0336
32	1,0065	1,0130
64	1,0016	1,0032
∞	1	1

Из табл. 7 видно, что при малых значениях n завышение численной оценки перепада давления вследствие занижения сеточной моделью КС геометрической площади отверстий может быть весьма значительным, быстро уменьшаясь с увеличением n. Поскольку отверстия КС не одинаковы, составляющая погрешности численной оценки перепада давления, обусловленная их сеточным представлением, принимает некоторое среднее значение внутри диапазона, приведенного в табл. 7.

Для получения окончательных выводов о погрешности численных оценок перепада давления на ЖТ необходимо выполнить оценку погрешности измерений данного параметра, а также проконтролировать соответствие испытуемого экземпляра КС его сеточной модели.



2.4. Температурное поле газа

Радиальные эпюры среднего и максимального относительных подогревов газа в выходном сечении КС, рассчитанных с использованием формул (5) и (6) соответственно по результатам численных расчетов на различных сетках, в сравнении с экспериментальными данными показаны на рис. 4.

При сравнении расчетных эпюр с экспериментальными следует учитывать два обстоятельства.

1. Пренебрежение при численном моделировании зазором по посадке ЖТ с сопловым аппаратом турбины привело к некоторому перераспределению воздуха по отверстиям твердотельной модели КС по сравнению с натурной КС и соответствующим деформациям расчетных эпюр.

2. Поскольку численное решение отыскивалось в пределах расчетной области, охватывающей одnogорелочный сектор проточной части КС, включить в состав такой периодической расчетной области одиночную гребенку термопар было невозможно. Соответственно при численном моделировании не учитывались локальные возмущения газового потока, вызванные обтеканием гребенки термопар, что привело к дополнительным различиям между расчетными и измеренными оценками температуры газа.

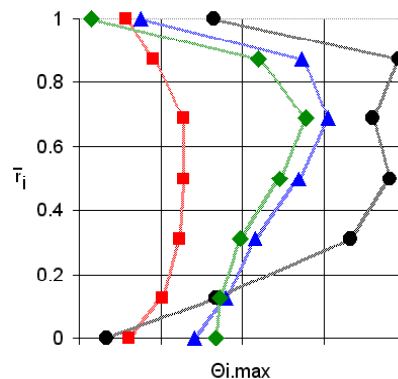


Рис. 4. Радиальные эпюры среднего (слева) и максимального (справа) относительных подогревов газа в выходном сечении КС: ■ — сетка № 1; ▲ — сетка № 2; ◆ — сетка № 3; ● — эксперимент

Тем не менее, из рис. 4 видно, что результаты расчетов в целом качественно соответствуют данным измерений, за исключением того, что на радиальных эпюрах среднего относительного подогрева газа $\Theta_{i,ср}$, полученных в численных расчетах, имеется провал температуры в шестом поясе замера, чего нет в эксперименте. Последнее отчасти может быть обусловлено тем, что в количестве охлаждающих отверстий (4-го ряда) h15 в смежных секторах натурной КС различается: в четных секторах оно равно двум, в нечетных — трем. Поскольку расчетная область охватывала одnogорелочный сектор проточной части КС, количество отверстий h15 в твердотельной

модели КС было принято равным трем. Чтобы не исказить глубину проникновения струй воздуха из отверстий h15 внутрь ЖТ, их диаметры сохранены такими же, как натурной КС. В результате суммарная геометрическая площадь отверстий h15 в твердотельной модели оказалась на 20% больше, чем в натурной КС. Это привело к перераспределению воздуха по отверстиям твердотельной модели: расход воздуха через группу отверстий h15 увеличился, а расход воздуха через остальные отверстия (в том числе, питающие зону горения) уменьшился. Последнее вызвало уменьшение коэффициента избытка воздуха в зоне горения и соответствующий прирост

температуры газа выше по течению от отверстий h15. Возник перегрев газа в центральных поясах замера выходного сечения твердотельной модели КС по сравнению с натурной КС. Подача из отверстий h15 твердотельной модели КС холодного воздуха в количестве, на 20% большем, чем в натурной КС, привела к локальному переохлаждению потока ниже по течению вдоль траектории струй, истекающих из данных отверстий. Поскольку траектория струи холодного воздуха, истекающего из отверстий h15 с завышенным на 20 % расходом, проходит в районе спая 6-й термопары (см. рис. 5), расчетная температура газа в этом месте оказывается заниженной.

Из рис. 4 также видно, что численные расчеты на мелких сетках № 2 и № 3 лучше улавливают описанный выше эффект, чем расчет на грубой сетке № 1.

Для получения окончательных выводов о погрешности численных оценок температурного поля газа необходимо выполнить оценку погрешности температурных измерений.

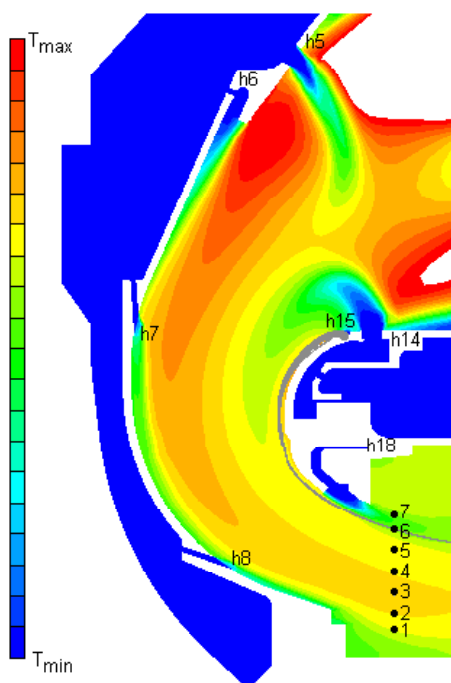


Рис. 5. Поле температуры газа в меридиональном сечении КС, проходящем между форсунками, и линии тока воздуха, истекающего из охлаждающего отверстия h15 (серые линии), рассчитанные на сетке № 3. Пронумерованные точки – места спаев термопар

Заключение

Выполненное исследование показало, что при условии поддержания достаточного разрешения в районе отверстий неконформные блочно-струк-

турированные сетки с иерархическими структурами могут успешно конкурировать с конформными сетками по точности получаемых на них численных оценок гидравлических характеристик и параметров неравномерности температурного поля газа на выходе КС, имея при этом меньшее количество ячеек.

В отличие от традиционного одномерного гидравлического расчета КС с заданием приближенных эмпирических значений коэффициентов расхода отверстий, численный расчет позволяет определить распределение воздуха по отверстиям, соответствующее тем значениям коэффициентов расхода, которые определяются конкретной трехмерной структурой течения в КС с учетом множества возмущающих факторов.

Чтобы достоверно судить о точности численных оценок гидравлических параметров и неравномерности температурного поля газа на выходе КС необходимо, чтобы геометрическая площадь отверстий в твердотельной модели КС соответствовала испытываемому экземпляру КС в горячем состоянии. Кроме того необходим контроль погрешности измерений физических величин.

Направления дальнейших исследований авторы видят в установлении количественных связей между точностью численных оценок гидравлических характеристик и параметров температурного поля газа в КС.

Авторы благодарны руководству ГП «Ивченко-Прогресс», поддержавшему данное исследование, а также признательны сотрудникам предприятия С.А.Борзову, консультации которого помогли пониманию объекта исследования, и Д.В.Козелу за сделанные им ценные замечания.

Перечень ссылок

1. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД / А. Лефевр. – М.: Мир, 1986. – 566 с.
2. Абрашкин В.Ю. Поля температур и гидравлические потери в камерах сгорания малоразмерных газотурбинных двигателей. / В.Ю. Абрашкин, П.Е. Юдин // Вестник СГАУ. – 2007. – №2. – С. 9-14.
3. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей. Т. 2 / К. Флетчер. – М.: Мир, 1991. – 552с.
4. Srinivasa Rao M. Performance Improvement of an Aero Gas Turbine Combustor / M. Srinivasa Rao, G.Sivaramakrishna // ASME Turbo Expo 2009: June 8-12, 2009, Orlando, Florida, USA (GT2009-59928). – 6 p.
5. Ananda Reddy G. Non-reacting Flow Analysis from Combustor Inlet to Outlet using Computational Fluid Dynamics Code / G. Ananda Reddy, V. Ganesan // Defence Science Journal, Vol. 54, No. 4, October 2004. – PP. 455-467.

6. An Efficient Strategy For The Design Optimization Of Combustor Exit Temperature Profile / Motsamai O.S., Visser J. A., Morris M., de Kock D. J. // ASME Turbo Expo 2006: May 8-11, 2006, Barcelona, Spain (GT2006-91325). – 5 p.

7. A New Paradigm for Simulation of Turbulent Combustion in Realistic Gas Turbine Combustors Using LES / Constantinescu G., Mahesh K., Apte S., Iaccario G., Ham F., Moin P. // ASME Turbo Expo 2003: June 16-19, 2003, Atlanta, Georgia, USA (GT2003-38356). – 8 p.

8. Application Of An Advanced CFD-Based Analysis System to The PW6000 Combustor To Optimize Exit Temperature Distribution – Part I: Description And Validation Of The Analysis Tool / Malecki R.E., Rhie Ch.M., McKinney R.G., Ouyang H., Syed S.A., Colket M.B., Madabhushi R.K. // ASME TurboExpo 2001. June 4-7, 2001, New Orleans, Louisiana (2001-GT-0062). – 10 p.

9. CFD Simulations for the Development of Gas Turbine Low-Nox Hydrogen Combustor / Riccardi J., Gheri P., Giorgiani G., Schiavetti M. // WHEC 16. June 13-16, 2006, Lyon, France. – PP. 221-229.

10. Cold Flow Analysis of an Aero-Engine Gas Turbine Combustor Configuration / Muralidhara H.S., Shembharkar T.R., Pai B.R., Ramanujam P.S., Jayaprakash G.N., Pandey P.K. // XV ISABE. September 3-7, 2001, Bangalore, India (ISABE-2001-1233). – 7 p.

11. Костюк В.Е. Оптимальное размельчение сетки для численного расчета коэффициентов расхода и гидравлического сопротивления смесительных отверстий жаровой трубы / В.Е. Костюк, Е.И. Кириладш, В.Н. Гусев // Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. – №1. – С. 73-82.

12. Костюк В.Е. Экономичный метод повышения точности численного расчета коэффициентов расхода смесительных отверстий жаровой трубы / Костюк В.Е., Кириладш Е.И., Ко-

зел Д.В., Степанова Т.В. // Вестник двигателестроения. – 2010. – №1. – С. 53-59.

13. Кроу. Численные модели течений газа с небольшим содержанием частиц // Теоретические основы инженерных расчетов, 1982. № 32. – С. 114-122.

14. Shih T.-H. A New – Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows – Model Development and Validation / T.-H. Shih, W.W. Liou, A.Shabbir, Z. Yang, J. Zhu // Computers Fluids. – 1995. – № 24(3). – P. 227-238.

15. Van Leer B. Toward the Ultimate Conservative Difference Scheme. IV. A Second Order Sequel to Godunov's Method / B. Van Leer // Journal of Computational Physics. – 1979. – № 32. – С. 101-136.

16. Vandoormaal J.P. Enhancements of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flows / J.P.Vandoormaal, G.D. Raithby // Numer. Heat Transfer, 1984. No. 7. – P.147-163.

17. Механика жидкости и газа / Аверин С.И., Минаев А.Н., Швыдкий В.С., Ярошенко Ю.Г. – М.: Металлургия, 1987. – 304 с.

18. Шейпак А.А. Гидравлика и гидродневопривод. Ч.1: Основы механики жидкости и газа / А.А. Шейпак. – М.: МГИУ, 2006. – 266 с.

19. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик; под ред. М.О. Штейнберга. – М.: Машиностроение, 1992. – 672с.

20. Безменов В.Я. Методика гидравлического расчета камер сгорания ГТД на ЭВМ / Безменов В.Я., Бородина А.П., Валеев Р.С. Техн. отчет ЦИАМ №6759, 1971. – 32 с.

21. Шандоров Г.С. Истечение из канала в неподвижную и движущуюся среду / Г.С. Шандоров // Журнал технической физики. – 1957. – Т. 27. – №1. – С. 156-179.

Поступила в редакцию 24.05.2010 г.

V.Ye. Kostyuk, O.I. Kirilash

NUMERICAL SIMULATION OF HYDRAULIC CHARACTERISTICS AND GAS TEMPERATURE FIELD OF THE LOW-SIZED GAS TURBINE COMBUSTOR

Досліджено вплив топології та розділення розрахункових сіток на точність числових оцінок коефіцієнтів витрати отворів, перепаду тиску на жаровій трубі і нерівномірності температурного поля газу на виході камери згоряння малорозмірного газотурбінного двигуна на основі рішення задачі про тривимірну течію з горінням рідкого палива. Показано, що за умови підтримання достатнього розділення в районі отворів, неконформні блочно-структуровані сітки з ієрархічними структурами можуть успішно конкурувати з конформними сітками за точністю отриманих на них результатів, маючи при цьому меншу кількість комірок.

Камера згоряння, коефіцієнти витрати, перепад тиску, температурне поле газу, числове моделювання, топологія розрахункових сіток, точність числових оцінок

The influence of the computational grids topology and resolution on the numerical evaluations accuracy of the orifice discharge coefficients, pressure drop across flame tube and exit gas temperature field nonuniformity of the low-sized gas turbine combustor is investigated. It is based on the problem solution of the three-dimensional flow with the liquid fuel combustion. It is shown, that under the condition of sufficient resolution maintenance around orifices nonconformal block-structured grids with hierarchical structures can successfully compete with conformal grids upon the accuracy of the results obtained on them having less cells.

Combustion chamber, discharge coefficients, pressure drop, gas temperature field, numerical simulation, computational grid topology, numerical evaluations accuracy