

УДК 62-758.34/36:621.438:621.1.016.4.001.57:519.6

Е. И. КИРИЛАШ¹, В. Е. КОСТЮК¹, А. В. СМИРНОВ²¹ *Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Украина*² *ПАО «Сумское НПО им. М. В. Фрунзе», Украина*

ИССЛЕДОВАНИЕ АДЕКВАТНОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ УКРЫТИЙ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК НА ТЕСТОВОЙ ЗАДАЧЕ О КОНВЕКТИВНОМ ТЕПЛООБМЕНЕ ПОПЕРЕЧНО ОБТЕКАЕМОГО ЦИЛИНДРА

С помощью трёхмерной математической модели, построенной на основе уравнений Навье – Стокса с учётом явлений излучения, гравитации и твёрдотельной теплопроводности, выполнен анализ структуры течения воздуха в укрытии промышленной газотурбинной установки. Установлено, что часть поверхности корпуса газотурбинной установки обтекает «импактно» и по характеру теплоотдачи эквивалентна поперечно обтекаемому цилиндру. Исследовано влияние моделей турбулентности и пристеночной густоты сетки на точность численного расчёта конвективного теплообмена поперечно обтекаемого изотермического цилиндра в условиях, характерных для укрытий газотурбинных установок. Обнаружено, что модель турбулентности SST $k-\omega$ наиболее адекватно описывает теплообмен.

Ключевые слова: газотурбинная установка, шумотеплоизолирующее укрытие, течение и теплообмен, численное моделирование, модель турбулентности, расчётная сетка, коэффициент теплоотдачи.

Введение

В настоящее время на компрессорных станциях в газовой промышленности широко применяются газотурбинные установки (ГТУ), в том числе авиапроизводные, в качестве привода. Для защиты персонала станций от акустических и тепловых воздействий ГТУ их часто размещают в шумотеплоизолирующих укрытиях, вентилируемых атмосферным воздухом. Механическая вентиляция разбавляет взрывоопасные примеси и удаляет из укрытия избытки тепла, тем самым обеспечивая взрывозащиту, взрывобезопасность и приемлемый для ГТУ и аппаратуры тепловой режим.

В силу особенностей компоновки воздух не может подаваться строго вдоль оси ГТУ и равномерно обтекать её поверхность. Неравномерное обтекание ГТУ вызывает изгиб её корпуса, обусловленный различием температур её поверхностей, что может снизить КПД установки из-за изменения радиальных зазоров между статором и ротором и даже привести к аварии.

Второй проблемой является локальный перегрев размещённых в укрытии навесного и отдельно стоящего оборудования, контрольно-измерительных приборов и коммуникаций вследствие неравномерного распределения температуры воздуха, омывающего корпус ГТУ, и теплового излучения её высокотемпературных участков.

С большой вероятностью может иметь место дополнительное тепловыделение, вызванное прорывами циклового воздуха из-за неплотного прилега-

ния закрытых клапанов перепуска воздуха и (или) утечками циклового воздуха и (или) выхлопных газов из-за негерметичности стыков фланцевых соединений корпусных деталей двигателя и (или) газоотводного устройства.

Наконец, из-за неравномерного обтекания ГТУ возможно образование низкоскоростных и рециркуляционных зон с высокой температурой воздуха и взрывоопасной концентрацией горючего газа в случае его утечки.

Рассмотренные выше аспекты затрудняют разработку рациональных конструкций укрытий ГТУ и эффективных систем их вентиляции с помощью традиционных простейших моделей теплового баланса [1]. С развитием методов вычислительной аэрогидродинамики появилась возможность подробного моделирования физических процессов в постановке краевых задач. Так, авторами работ [2 – 4] выполнены численные исследования отдельных аспектов, определяющих тепловое состояние укрытий ГТУ, в трёхмерной постановке. Авторами настоящей статьи предложен обобщённый подход к трёхмерному математическому моделированию теплообмена в укрытиях ГТУ в полусопряжённой постановке с учётом турбулентной вязкости, излучения и гравитации [5], с помощью которого выполнены расчёты теплового состояния укрытий ГТУ в составе силовых блоков газоперекачивающих агрегатов разработки ПАО «Сумское НПО им. М. В. Фрунзе» [6]. Однако вопросы обеспечения адекватности предложенного подхода исследованы недостаточно.

Одна из проблем обусловлена турбулентным характером течения в укрытиях ГТУ. Наиболее просто предположить, что параметры течения изменяются вокруг средних значений. Процедура осреднения обращает систему уравнений Навье – Стокса в незамкнутую систему уравнений Рейнольдса. Для её замыкания используются эмпирические модели турбулентности (МТ) различной степени сложности, ни одна из которых не является универсальной. Точность, обеспечиваемая МТ, также зависит от шага расчётной сетки в пристеночном слое ячеек, обычно характеризуемом параметром y^+ . Поэтому интересно оценить возможности ряда популярных МТ описывать течение и локальную теплоотдачу в условиях, типичных для укрытий ГТУ.

Цель настоящей работы – исследовать влияние типа МТ и пристеночной густоты сетки на адекватность численного моделирования конвективного теплообмена в условиях, характерных для укрытия промышленной ГТУ.

Известно, что локальные коэффициенты теплоотдачи поверхности существенно зависят от характера её обтекания потоком теплоносителя. На рис. 1 показаны результаты расчёта течения воздуха в укрытии промышленной ГТУ, полученные в работе [6]. Векторы скорости иллюстрируют общую структуру течения воздуха в укрытии. По углам атаки воздушного потока γ на виртуальных поверхностях, расположенных вблизи ограждающих конструкций (ОК) (в данном случае потолка) укрытия и самой

ГТУ, можно судить о характере их обтекания воздухом: «настильным» при $0 \leq \gamma < 45^\circ$ или «импактным» при $45^\circ < \gamma < 90^\circ$. Анализ показал, что подавляющая часть площади поверхности ОК укрытия (94 %) и большая часть площади поверхности корпуса ГТУ (70 %) обтекается «настильно».

Несмотря на существенное влияние естественной конвекции на распределение температуры воздуха внутри укрытия, если на первом этапе оценки адекватности моделирования теплообмена в укрытиях ГТУ абстрагироваться от движущих сил обтекания и сосредоточиться лишь на его характере (в частности, «настильном» или «импактным»), то первоначально можно ограничиться случаем вынужденной конвекции.

Для «настильно» обтекаемых участков представительным эквивалентом может служить течение и теплообмен в концентричной щели между изотермическим цилиндром (аналогом корпуса ГТУ) и охватывающей его адиабатной трубой (аналогом ОК). Очевидно, по характеру теплоотдачи часть поверхности ГТУ эквивалентна поперечно обтекаемому цилиндру.

В соответствии с приведенными выше соображениями были сформулированы и численно решены две тестовые задачи: о конвективно-радиационном стабилизированном теплообмене в концентричной щели [7] и о конвективном теплообмене поперечно обтекаемого изотермического цилиндра.

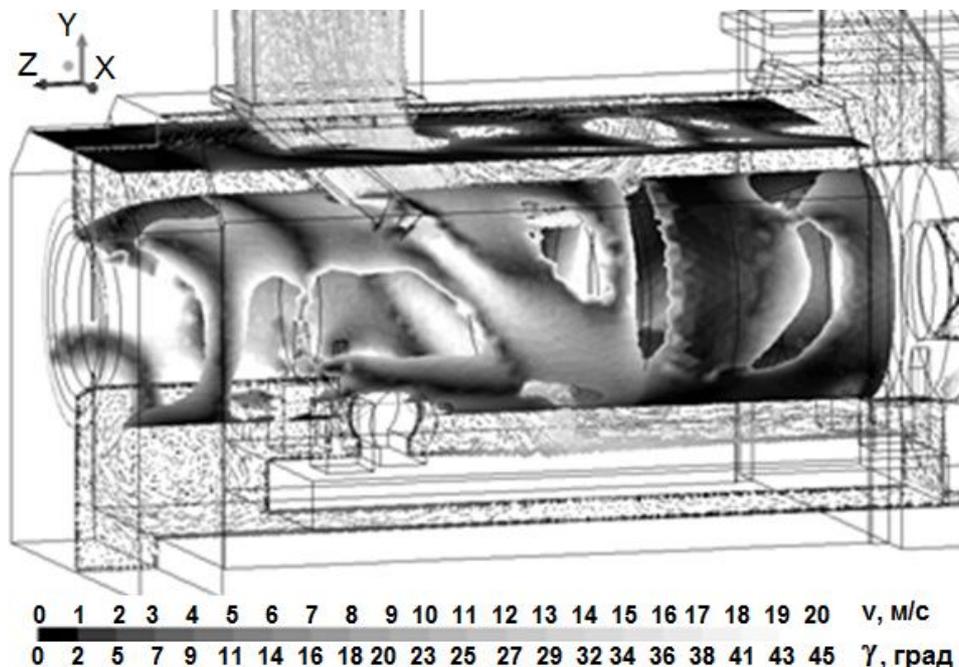
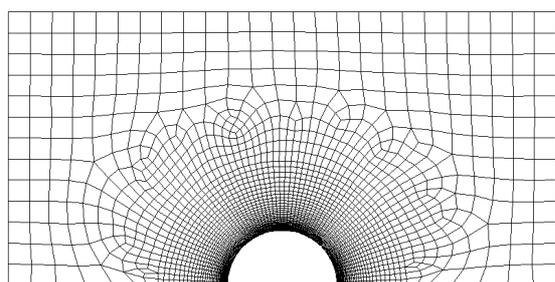


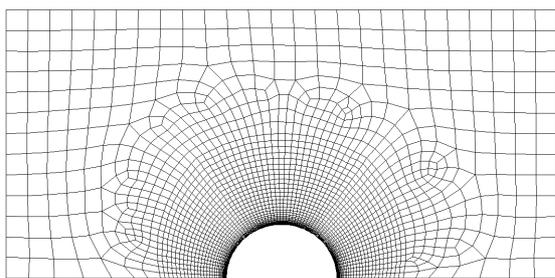
Рис. 1. Распределение углов атаки воздушного потока, меньших 45° , на плоской и цилиндрической виртуальных поверхностях, нормально отстоящих на 40 мм от потолка укрытия и на 25 мм от корпуса камеры сгорания ГТУ соответственно, на фоне векторов скорости воздуха в продольном сечении $x = \text{const}$, проходящем через ось ГТУ

1. Методика исследования

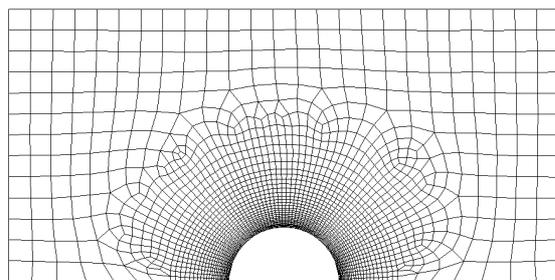
Задача о конвективном теплообмене поперечно обтекаемого цилиндра решалась в рамках обобщённого подхода [5] в двухмерной постановке методом контрольного объёма с использованием одиннадцати моделей турбулентности: «стандартной» $k - \varepsilon$ Лаундера – Сполдинга (ske) [8], RNG $k - \varepsilon$ (RNG) [9], realizable $k - \varepsilon$ (rke) [10], Спаларта – Аллмараса (SA) [11], «стандартной» $k - \omega$ Вилкокса (sk ω) [12], SST $k - \omega$ Ментера (SST) [13], Transition SST (TSST) [14], $k - \varepsilon$ Abid (AB) [15], $k - \varepsilon$ Launder – Sharma (LS) [16], $k - \varepsilon$ Abe – Kondoh – Nagano (AKN) [17], $k - \varepsilon$ Chang – Hsieh – Chen (CHC) [18]. Расчёты выполнены для трёх чисел Рейнольдса: $Re = 1,03 \cdot 10^6$, $Re = 2,19 \cdot 10^5$ и $Re = 21580$. Диаметр изотермического цилиндра, температура и степень черноты его поверхности соответствовали параметрам корпуса камеры сгорания ГТУ. Влияние пристеночной густоты сетки на расчётные оценки коэффициентов теплоотдачи поперечно обтекаемого цилиндра исследовалось для $Re = 1,03 \cdot 10^6$ на трёх сетках, обеспечивавших различные значения параметра y^+ : $y^+ \leq 1$, $y^+ = 5 \dots 7$ и $y^+ = 70 \dots 90$ (рис. 2).



а



б



в

Рис. 2. Расчётные сетки:
а – $y^+ \leq 1$; б – $y^+ = 5 \dots 7$; в – $y^+ = 70 \dots 90$

Оценки среднего коэффициента теплоотдачи цилиндра и коэффициента теплоотдачи в лобовой критической точке сравнивались с оценками этих параметров, рассчитанными по эмпирическим зависимостям, приведенным в [19, с. 164 – 169; 108 – 114], дополненными учётом температурной зависимости физических свойств воздуха с помощью степенного уравнения, значение показателя в котором принималось по данным из трёх источников [20, с. 311; 316 – 317].

Отклонения эмпирических оценок коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{\text{эмп}}$ от их среднего арифметического $\alpha_{\text{эмп.ср.ар}}$ определялись по формуле

$$\delta_{\text{эмп}} = \frac{\alpha_{\text{эмп}} - \alpha_{\text{эмп.ср.ар}}}{\alpha_{\text{эмп.ср.ар}}} \cdot 100\% . \quad (1)$$

Минимальное отклонение эмпирических оценок коэффициентов теплоотдачи от их среднего арифметического составило – 7,8 %, а максимальное – 11,4 %.

Отклонения численных оценок коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{\text{ч}}$ от среднего арифметического эмпирических оценок $\alpha_{\text{эмп.ср.ар}}$ определялись по формуле

$$\delta = \frac{\alpha_{\text{ч}} - \alpha_{\text{эмп.ср.ар}}}{\alpha_{\text{эмп.ср.ар}}} \cdot 100\% . \quad (2)$$

Распределения местных коэффициентов теплоотдачи по окружности цилиндра, полученные в расчёте, сравнивались с экспериментальными данными [19, 21, 22].

Относительные различия между численными $\alpha_{\text{ч}}$ и экспериментальными $\alpha_{\text{э}}$ оценками местных коэффициентов теплоотдачи определялись по формуле

$$\delta = \frac{\alpha_{\text{ч}} - \alpha_{\text{э}}}{\alpha_{\text{э}}} \cdot 100\% . \quad (3)$$

2. Результаты исследования

Результаты расчёта средних коэффициентов теплоотдачи цилиндра и коэффициентов теплоотдачи в лобовой критической точке приведены в табл. 1 и табл. 2 соответственно.

Из табл. 1 видно, что значения средних коэффициентов теплоотдачи, полученные почти во всех расчётах с использованием «стандартной» $k - \varepsilon$, RNG $k - \varepsilon$ и SST $k - \omega$ МТ, укладываются в поле рассеяния эмпирических значений (выделены жирным шрифтом) или незначительно выходят за его пределы (выделены курсивом).

Таблица 1

Отклонения численных оценок средних коэффициентов теплоотдачи цилиндра от среднего арифметического эмпирических оценок

Модель турбулентности	$\delta, \%$				
	$Re = 1,03 \cdot 10^6, y^+ \leq 1$	$Re = 1,03 \cdot 10^6, y^+ = 5 \dots 7$	$Re = 1,03 \cdot 10^6, y^+ = 70 \dots 90$	$Re = 2,19 \cdot 10^5, y^+ \leq 1$	$Re = 21580, y^+ \leq 1$
SA	-24,1	-23,91	-1,8	-24,5	2,3
ske	1,1	2,5	10,3	-3,1	28,6
RNG	3,4	9,8	-3,3	0,7	24,0
rke	-5,5	-14,2	6,9	-5,6	16,7
sk ω	-36,0	-1,5	0,2	-30,9	114,9
SST	-1,4	5,6	21,2	-9,2	13,6
TSST	-17,5	-16,0	17,3	-11,2	16,7
AB	7,9	-	-12,8	-24,1	35,3
LS	36,3	-	-8,1	0,9	79,8
AKN	9,2	-	-13,1	-14,0	28,8
CHC	-1,4	-	-9,8	-25,1	35,3

Таблица 2

Отклонения численных оценок коэффициентов теплоотдачи в лобовой критической точке цилиндра от среднего арифметического эмпирических оценок

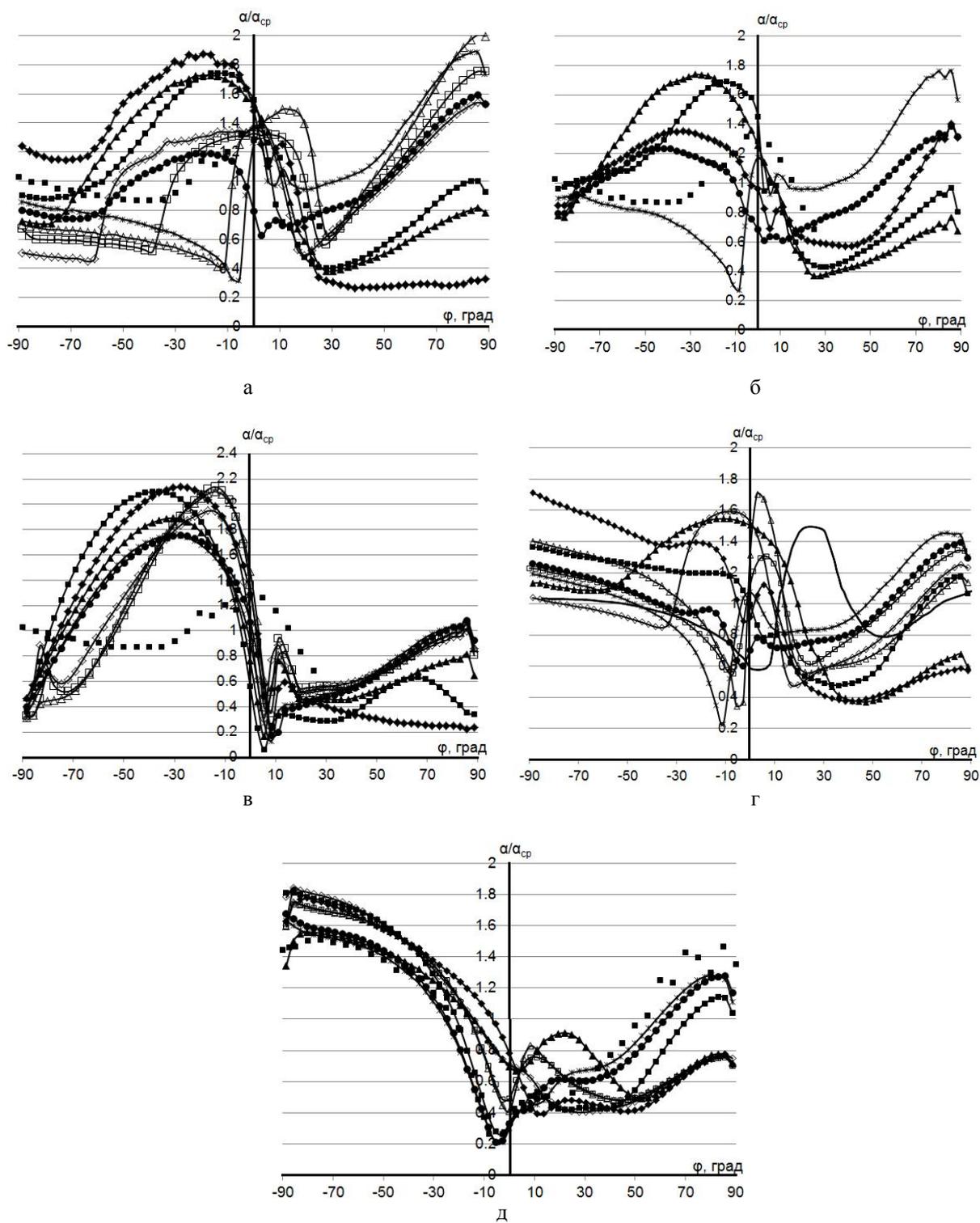
Модель турбулентности	$\delta, \%$				
	$Re = 1,03 \cdot 10^6, y^+ \leq 1$	$Re = 1,03 \cdot 10^6, y^+ = 5 \dots 7$	$Re = 1,03 \cdot 10^6, y^+ = 70 \dots 90$	$Re = 2,19 \cdot 10^5, y^+ \leq 1$	$Re = 21580, y^+ \leq 1$
SA	-38,2	-33,9	-68,0	-16,9	16,8
ske	-34,0	-28,4	-53,3	-11,6	9,0
RNG	-33,4	-27,9	-54,2	-10,7	15,5
rke	-34,3	-29,1	-53,5	-11,9	14,4
sk ω	-28,7	-24,5	-58,3	-4,8	120,6
SST	-28,8	-24,2	-56,5	-7,9	20,0
TSST	-36,2	-32,1	-64,5	-14,9	20,0
AB	-35,6	-	-74,2	-15,5	39,9
LS	-37,6	-	-74,2	-15,6	102,0
AKN	-34,1	-	-74,2	-14,9	29,4
CHC	-37,9	-	-74,2	-15,4	36,4

Значения средних коэффициентов теплоотдачи, полученные для $Re = 1,03 \cdot 10^6$ с использованием моделей $k - \epsilon$ Abid, $k - \epsilon$ Abe – Kondoh – Nagano и $k - \epsilon$ Chang – Hsieh – Chen на расчётной сетке с $y^+ \leq 1$, укладываются в поле рассеяния эмпирических значений (выделены жирным шрифтом). С уменьшением числа Рейнольдса и огрублением расчётной сетки в пристеночной области различия между численными и эмпирическими оценками увеличиваются. Значения средних коэффициентов теплоотдачи, полученные для $Re = 1,03 \cdot 10^6$ на сетке с $y^+ \leq 1$ с использованием большинства МТ, укладываются в поле рассеяния эмпирических значений (выделены жирным шрифтом), для $Re = 2,19 \cdot 10^5$ – с использованием только четырёх МТ, а для $Re = 21580$ – с использованием только одной МТ. Значения средних коэффициентов теплоотдачи, полученные с использованием МТ Transition SST, не укладываются в поле рассеяния эмпирических значений.

Из табл. 2 видно, что значения коэффициентов теплоотдачи в лобовой критической точке, полученные почти во всех расчётах, выходят за пределы

поля рассеяния эмпирических значений. С размельчением сетки в пристеночной области относительные различия между численными и эмпирическими оценками уменьшаются. Для $Re = 21580$ численные оценки коэффициентов теплоотдачи в лобовой точке цилиндра превышают эмпирические значения, в остальных случаях – численные оценки меньше эмпирических.

Распределения местных коэффициентов теплоотдачи по окружности цилиндра показаны на рис. 3, а относительные различия между их численными оценками и экспериментальными значениями – на рис. 4. Максимальные относительные различия приведены в табл. 3. Графики, полученные в расчётах с использованием МТ RNG $k - \epsilon$, realizable $k - \epsilon$ и $k - \epsilon$ Abid, близки к полученным в расчётах с использованием МТ «стандартной» $k - \epsilon$ и $k - \epsilon$ Chang – Hsieh – Chen соответственно и поэтому не приведены на рисунках. Для $Re = 1,03 \cdot 10^6$ в расчётах на сетке с $y^+ = 5 \dots 7$ с использованием МТ $k - \epsilon$ Abid, $k - \epsilon$ Launder – Sharma, $k - \epsilon$ Abe – Kondoh – Nagano и $k - \epsilon$ Chang – Hsieh – Chen не удалось получить сошедшее решение.



■ – эксперимент; — — эксперимент; ■ – SA; ▲ – ske; ◆ – sk ω ; ● – SST;
 * – TSST; ◇ – LS; □ – AKN; △ – CHC

Рис. 3. Экспериментальные и рассчитанные с использованием различных моделей турбулентности распределения местных коэффициентов теплоотдачи по окружности цилиндра:
 а – $Re = 1,03 \cdot 10^6$, $y^+ \leq 1$; б – $Re = 1,03 \cdot 10^6$, $y^+ = 5 \dots 7$; в – $Re = 1,03 \cdot 10^6$, $y^+ = 70 \dots 90$;
 г – $Re = 2,19 \cdot 10^5$, $y^+ \leq 1$; д – $Re = 21580$, $y^+ \leq 1$

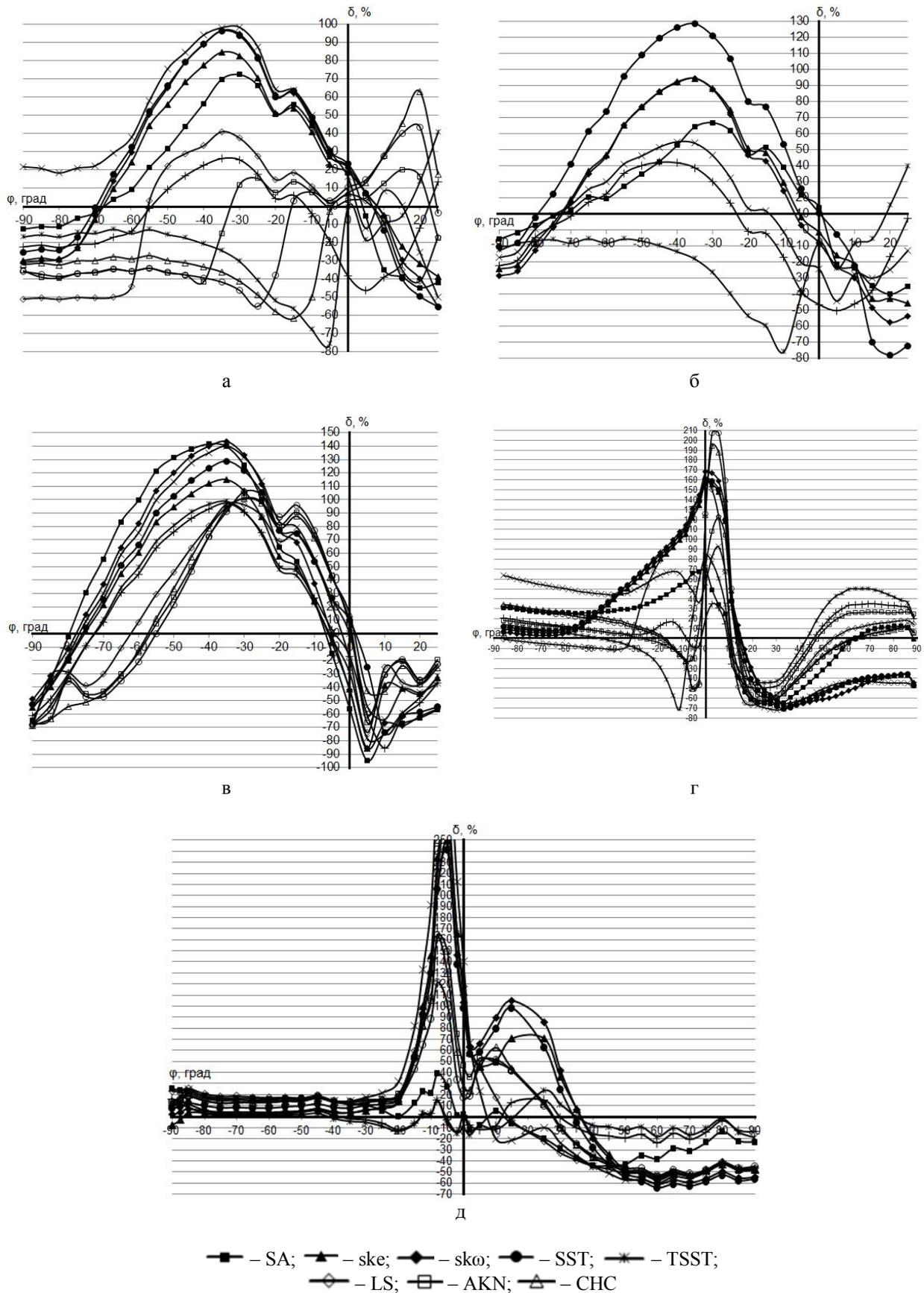


Рис. 4. Изменение относительных различий между численными и экспериментальными оценками местных коэффициентов теплоотдачи по окружности цилиндра:
 а – $Re = 1,03 \cdot 10^6, y^+ \leq 1$; б – $Re = 1,03 \cdot 10^6, y^+ = 5 \dots 7$; в – $Re = 1,03 \cdot 10^6, y^+ = 70 \dots 90$;
 г – $Re = 2,19 \cdot 10^5, y^+ \leq 1$; д – $Re = 21580, y^+ \leq 1$

Таблица 3

Максимальные относительные различия между численными и экспериментальными оценками местных коэффициентов теплоотдачи

Модель турбулентности	$\delta_{\max}, \%$				
	$Re = 1,03 \cdot 10^6, y^+ \leq 1$	$Re = 1,03 \cdot 10^6, y^+ = 5 \dots 7$	$Re = 1,03 \cdot 10^6, y^+ = 70 \dots 90$	$Re = 2,19 \cdot 10^5, y^+ \leq 1$	$Re = 21580, y^+ \leq 1$
SA	72	67	142	70	44
ske	85	94	115	157	281
RNG	97	94	144	168	248
rke	96	128	129	161	241
sk ω	98	55	140	93	345
SST	46	50	98	50	23
TSST	76	76	99	84	24
AB	55	-	106	207	122
LS	51	-	97	161	268
AKN	42	-	101	122	165
CHC	63	-	101	195	162

Из рис. 3, а видно, что для $Re = 1,06 \cdot 10^6$ наилучшее качественное соответствие эксперименту показало распределение местных коэффициентов теплоотдачи по окружности цилиндра, рассчитанное на сетке с $y^+ \leq 1$ с использованием МТ $k - \epsilon$ Abe – Kondoh – Nagano. На кривых, полученных в расчётах с использованием МТ $k - \epsilon$ Abid и $k - \epsilon$ Chang – Hsieh – Chen, первый минимум и максимум коэффициентов теплоотдачи находятся правее, чем в эксперименте. При этом расчётные оценки максимума завышены, а значения минимума занижены. На кривой, полученной в расчёте с использованием МТ SST $k - \omega$, первые минимум и максимум коэффициентов теплоотдачи, наоборот, расположены левее, чем в эксперименте, а их расчётные оценки занижены.

Из рис. 3, б и в видно, что при уменьшении пристеночной густоты сетки качественное соответствие между расчётным распределением местных коэффициентов теплоотдачи и экспериментальными точками ухудшается.

Из рис. 3, г видно, что для $Re = 2,19 \cdot 10^5$ наилучшее качественное соответствие эксперименту показали распределения местных коэффициентов теплоотдачи по окружности цилиндра, рассчитанные на сетке с $y^+ \leq 1$ с использованием МТ $k - \epsilon$ Abid, $k - \epsilon$ Abe – Kondoh – Nagano и $k - \epsilon$ Chang – Hsieh – Chen. Однако на расчётных кривых минимумы и максимумы коэффициентов теплоотдачи находятся левее и более «заострены», чем на экспериментальной кривой. Значения максимумов, полученные в расчётах с использованием МТ $k - \epsilon$ Abid и $k - \epsilon$ Chang – Hsieh – Chen, – переоценены, тогда как с использованием МТ $k - \epsilon$ Abe – Kondoh – Nagano – недооценены. Значения первых минимумов недооценены в расчётах с использованием МТ $k - \epsilon$ Abid и $k - \epsilon$ Chang – Hsieh – Chen,

тогда как значения вторых минимумов недооценены в расчётах с использованием всех трёх МТ.

Из рис. 3, д видно, что для $Re = 21580$ наилучшее качественное соответствие эксперименту показали распределения местных коэффициентов теплоотдачи по окружности цилиндра, рассчитанные на сетке с $y^+ \leq 1$ с использованием МТ SST $k - \omega$ и Transition SST. Из рис. 4 и табл. 3 видно, что различия между экспериментальными и численными оценками коэффициентов теплоотдачи, полученными в расчётах с использованием МТ SST $k - \omega$, во всех рассмотренных случаях минимальны или близки к таковым. Для $Re = 1,06 \cdot 10^6$ при загрузке сетки до $y^+ = 70 \dots 90$ все МТ плохо оценивают распределение коэффициентов теплоотдачи по окружности цилиндра.

Заключение

Из-за различного характера обтекания ОК укрытия и корпуса ГТУ важно, чтобы МТ адекватно описывала теплообмен в любых условиях, характерных для укрытий ГТУ. Из числа рассмотренных этому требованию в наибольшей степени отвечает МТ SST $k - \omega$. Хотя для высоких чисел Рейнольдса (порядка $10^5 \dots 10^6$) эта модель показала не лучшее качественное соответствие расчётного распределения местных коэффициентов теплоотдачи по окружности цилиндра экспериментальным данным, всё же она обеспечила минимальные количественные различия между численными и экспериментальными оценками данного параметра.

Для участка поверхности ГТУ, эквивалентного поперечно обтекаемому цилиндру, максимальные различия между численными и эмпирическими оценками средних коэффициентов теплоотдачи со-

ставили около 15%, максимальные различия между численными и экспериментальными оценками местных коэффициентов теплоотдачи цилиндра – около 20% в лобовой точке цилиндра и до 50% в других точках, расположенных по окружности цилиндра.

Направление дальнейших исследований авторы видят в формулировке и решении тестовых задач о теплообмене в условиях, характерных для укрытий ГТУ, с учётом естественной конвекции.

Литература

1. Шляпин, Я. К. Математическое моделирование тепловых режимов отсеков ГПА [Текст] / Я. К. Шляпин // Газовая промышленность. – 2008. – № 2. – С. 16 – 19.
2. Ключков, А. В. Обеспечение взрывозащиты газотурбинного оборудования [Текст] / А. В. Ключков, Е. С. Корнилова, А. А. Снитко // Газотурбинные технологии. – 2005. – № 8. – С. 20 – 22.
3. Results and Experience from Ge Energy's MS5002E Gas Turbine Testing and Evaluation [Text] / M. D'Ercole, G. Biffaroni, F. Grifoni, F. Zanobini, P. Pecchi // Proceedings of ASME TurboExpo 2005. Reno, Nevada, USA. June 6-9, 2005. GT2005-68053. – 9 p.
4. Исследование конструкций системы охлаждения газотурбинной установки газоперекачивающего агрегата [Текст] / П. В. Трусов, Д. А. Чарнцев, И. Р. Кац, В. В. Мокшанов, А. М. Печенкина, О. В. Погребнова // Транспорт и подземное хранение газа. – 2008. – № 1. – С. 9 – 17.
5. Костюк, В. Е. Обобщённая математическая модель теплового состояния укрытий газотурбинных установок [Текст] / В. Е. Костюк, Е. И. Кирилаш, А. Л. Кравчук // Интегрированные технологии и энергосбережение. – 2013. – № 1. – С. 22 – 26.
6. Обеспечение теплового режима силового блока газоперекачивающего агрегата организованной подачей воздуха под шумотеплоизолирующий кожух газотурбинного двигателя [Текст] / А. В. Смирнов, В. Е. Костюк, Д. А. Ткаченко, Е. И. Кирилаш, Ю. Н. Слабко // Вестник двигателестроения. – 2013. – № 2. – С. 99 – 107.
7. Кирилаш, Е. И. Исследование адекватности моделирования сложного теплообмена в укрытии ГТУ в краевой постановке на тестовой задаче [Электронный ресурс] / Е. И. Кирилаш, В. Е. Костюк, В. П. Парафейник // Проблемы промышленной теплотехники : тез. докл. VIII Междунар. конф., Киев, 8-11 октября 2013 г. – К., 2013. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).
8. Launder, B. E. Lectures in Mathematical Models of Turbulence [Text] / B. E. Launder, D. B. Spalart. – London : Academic Press, 1972. – 169 p.
9. Yakhot, V. Renormalization group analysis of turbulence. I. Basic theory [Text] / V. Yakhot, S. Orszag // J. of Scientific Computing. – 1986. – Vol. 1, No. 1. – P. 3 – 51.
10. A New $k - \epsilon$ Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows. Model Development and Validation [Text] / T.-H. Shih, W. W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang, J. Zhu // Computers Fluids. – 1995. – № 24 (3). – P. 227–238.
11. Spalart, P. A. One-equation turbulence model for aerodynamic flows [Text] / P. A. Spalart, S. Allmaras // 30th AIAA Aerospace Sciences Meeting. Reno, USA. 1992. AIAA-Paper 92-0439. – 16 p.
12. Wilcox, D. C. Turbulence Modeling for CFD [Text] / D. C. Wilcox. – California, 1998. – 460 p.
13. Menter, F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications [Text] / F. R. Menter // AIAA Journal. – 1994. – № 32 (8). – P. 1598 – 1605.
14. A Correlation-based Transition Model using Local Variables [Text] / F. R. Menter, R. B. Langtry, S. R. Likki, Y. B. Suzen, P. G. Huang, S. Volker // ASME J. Turbomach. – 2004. – № 128 (3). – P. 413 – 434.
15. Abid, R. Evaluation of two-equation turbulence models for predicting transitional flows [Text] / R. Abid // Int. J. of Engineering Science. – 1993. – Vol. 31, No. 6 – P. 831-840.
16. Launder, B. E. Application of the energy-dissipation model of turbulence to the calculation of flow near a spinning disk [Text] / B. E. Launder, B. I. Sharma // Letters in Heat and Mass Transfer. – 1974. – Vol. 1. – P. 131 – 138.
17. Abe, K. A new turbulence model for predicting fluid flow and heat transfer in separating and reattaching flows. II. Thermal field calculations [Text] / K. Abe, T. Kondoh, Y. Nagano // Int. J. of Heat Mass Transfer. – 1995. – Vol. 37. – P. 1467 – 1481.
18. Chang, K. C. A modified low-Reynolds-number turbulence model applicable to recirculating flow in pipe expansion [Text] / K. C. Chang, W. D. Hsieh, C. S. Chen // J. of Fluids Eng. – 1995. – Vol. 117. – P. 417 – 423.
19. Жукаускас, А. Теплоотдача цилиндра в поперечном потоке жидкости [Текст] / А. Жукаускас, И. Жюгжеди. – Вильнюс: «Моклас», 1979. – 240 с.
20. Кэйс, В. М. Конвективный тепло- и массообмен [Текст] / В. М. Кэйс. – М.: Энергия, 1972. – 448 с.
21. Scholten, J. W. Unsteady Heat Transfer and Velocity of a Cylinder in Cross Flow. I. Low Freestream Turbulence [Text] / J. W. Scholten, D. B. Murray // Int. J. of Heat and Mass Transfer. – 1998. – № 41 (10). – P. 1139 – 1148.
22. Gebhart, B. Heat transfer [Text] / B. Gebhart. – New York : McGraw-Hill, 1961. – 454 p.

Поступила в редакцию 25.11.2013, рассмотрена на редколлегии 11.12.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры конструкции авиационных двигателей Д. Ф. Симбирский, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

**ДОСЛІДЖЕННЯ АДЕКВАТНОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛООВОГО СТАНУ УКРИТТІВ
ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК НА ТЕСТОВІЙ ЗАДАЧІ
ПРО КОНВЕКТИВНИЙ ТЕПЛООБМІН ПОПЕРЕЧНО ОБТІЧНОГО ЦИЛІНДРУ**

О. І. Кирилаш, В. Є. Костюк, А. В. Смірнов

За допомогою тривимірної математичної моделі, побудованої на основі рівнянь Нав'є – Стокса з урахуванням явищ випромінювання, гравітації та твердотільної теплопровідності, виконано аналіз структури течії повітря в укрітті промислової газотурбінної установки. Установлено, що частина поверхні корпусу газотурбінної установки обтікається «імпаکتно» і за характером тепловіддачі є еквівалентною до поперечно обтічного циліндра. Досліджено вплив моделей турбулентності і пристінкової густоти сітки на точність числового розрахунку конвективного теплообміну поперечно обтічного ізотермічного циліндра в умовах, характерних для укріттів газотурбінних установок. Виявлено, що модель турбулентності SST $k - \omega$ найбільш адекватно описує теплообмін.

Ключові слова: газотурбінна установка, шумотеплоізолююче укріття, течія і теплообмін, числове моделювання, модель турбулентності, розрахункова сітка, коефіцієнт тепловіддачі.

**INVESTIGATION OF GAS-TURBINE ENCLOSURE HEAT STATE SIMULATION ADEQUACY
ON THE TEST PROBLEM OF CONVECTIVE HEAT TRANSFER
OF THE CYLINDER IN CROSS FLOW**

Ye. I. Kirilash, V. Ye. Kostyuk, A. V. Smirnov

Analysis of air flow structure in the industrial gas-turbine enclosure by means of three-dimensional mathematical model based on Navier – Stokes equations considering phenomena of radiation, gravitation and solid state heat conduction is performed. It is ascertained that the part of gas-turbine case surface is flowed impact and in heat exchange nature is equivalent to the cylinder in cross flow. Influence of the turbulence models and grid near-wall resolution on the accuracy of convective heat transfer numeric evaluation of the isothermal cylinder in cross flow under gas-turbine enclosure conditions is researched. It is revealed that SST $k - \omega$ turbulence model describes heat transfer the most adequate.

Key words: gas-turbine, noise-heat-insulating enclosure, flow and heat transfer, numerical simulation, turbulence model, computational grid, heat transfer coefficient.

Кирилаш Елена Ивановна – мл. науч. сотр. проблемной научно-исследовательской лаборатории диагностики авиационных двигателей, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина, e-mail: kirilash-elena@rambler.ru.

Костюк Владимир Евгеньевич – канд. техн. наук, ст. науч. сотр., вед. науч. сотр. проблемной научно-исследовательской лаборатории диагностики авиационных двигателей, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина, e-mail: kostyuk.v@mail.ru.

Смирнов Андрей Витальевич – канд. техн. наук, Генеральный конструктор – Начальник СКБ ПАО «Сумского НПО им. М. В. Фрунзе», Сумы, Украина, e-mail: tkm@frunze.com.ua