

УДК 621.438-226.2:536.24

В.Ю. ПЕТЕЛЬЧИЦ<sup>1</sup>, А.А. ХАЛАТОВ<sup>2,3</sup>, Д.Н. ПИСЬМЕННЫЙ<sup>1</sup>,  
Ю.Я. ДАШЕВСКИЙ<sup>1</sup><sup>1</sup> ГП НПКГ «Зоря» – «Машипроект», Николаев, Украина<sup>2</sup> Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина<sup>3</sup> Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев, Украина

## К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ ТОЧНОСТИ RANS МОДЕЛИРОВАНИЯ ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

*Представлены результаты численного моделирования в ANSYS CFX пленочного охлаждения плоской пластины при однорядной системе цилиндрических отверстий и сравнение их с экспериментальными данными. Путем корректировки констант выполнена адаптация SST модели турбулентности, позволяющая повысить достоверность результатов расчета эффективности пленочного охлаждения. Исследование влияния адаптации модели турбулентности на расчет теплообмена показало, что рекомендованное уменьшение турбулентного числа Прандтля до 0,4 приводит к значительному завышению расчетной интенсивности теплоотдачи. В связи с этим рассмотрен подход выполнения локального изменения турбулентного числа Прандтля лишь вблизи отверстия выпуска воздуха.*

**Ключевые слова:** охлаждаемая лопатка, пленочное охлаждение, численное моделирование, SST модель турбулентности, теплообмен.

### Введение

Применение CFD моделирования для расчета температурного состояния охлаждаемых лопаток турбин потребовало проведения большого количества верификационных расчетов, позволяющих выбрать наиболее адекватные модели турбулентности для расчетов различных элементов систем охлаждения (струйное охлаждение, микрооребрение и т.п.), а также для определения интенсивности теплообмена по профилю лопатки со стороны газа. В то же время для пленочного охлаждения, широко используемого в лопатках первых ступеней турбины, применение CFD моделирования на данный момент отработано недостаточно.

Обзор литературы показал, что вопросу выбора модели турбулентности для моделирования пленочного охлаждения в настоящее время уделяется большое внимание, но результаты приведенных исследований весьма противоречивы. Так, например, в работе [1], получено хорошее соответствие результатов расчетов с экспериментальными данными, в то время как в ряде работ, например [2, 3], отмечается, что применение RANS моделей турбулентности (дополняющих осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса) не позволяет с достаточной степенью точности определить эффективность пленочного охлаждения. Отсутствие альтернативы применения таких моделей в инженерных задачах привело к тенденции повышения точности CFD-

расчетов пленочного охлаждения за счет корректировки настроек (констант) моделей турбулентности.

Целью настоящей работы является разработка методологии, позволяющей повысить точность RANS моделирования пленочного охлаждения на основе верификации результатов CFD-расчетов по экспериментальным данным.

### 1. Экспериментальные данные и расчетная модель

В качестве экспериментальных данных в работе использованы представленные в [4] результаты исследований осредненной в поперечном направлении эффективности пленочного охлаждения на плоской пластине за однорядной системой цилиндрических отверстий. Результаты этих исследований имеют фундаментальный характер, и на них базируется ряд расчетных методик. Из большого объема исследований [4] для моделирования выбран вариант с наиболее типичным для охлаждаемых лопаток относительным шагом отверстий  $t/d = 3$ , углом наклона отверстий к охлаждаемой поверхности  $\alpha = 30^\circ$ , отношением плотностей вдуваемого и основного потоков  $\rho_v/\rho_\infty = 1,8$ , и три характерных значения параметра вдува, определенного как отношение массовых скоростей вдуваемого и основного потоков,  $m = 0,5; 1,0; 1,4$ . Для анализа использована осредненная в поперечном направлении эффективность пленочного охлаждения:

$$\eta = \frac{T_\infty - T_{aw}}{T_\infty - T_B}, \quad (1)$$

где  $T_\infty$ ,  $T_B$  – полные температуры основного потока (газа) и вдуваемого потока (охлаждающего воздуха), соответственно,

$T_{aw}$  – адиабатическая температура стенки (защищаемой поверхности).

В соответствии с геометрией экспериментальной установки (диаметр отверстий  $d = 5$  мм, относительная длина отверстия  $l/d = 6$ ) в программном комплексе ANSYS CFX 14.5 была создана расчетная модель шириной равной одному шагу отверстий, для которой с помощью ANSYS ICEM CFD 14.5 была создана гексаэдрическая расчетная сетка с суммарным количеством элементов 2,1 млн. (рис. 1).

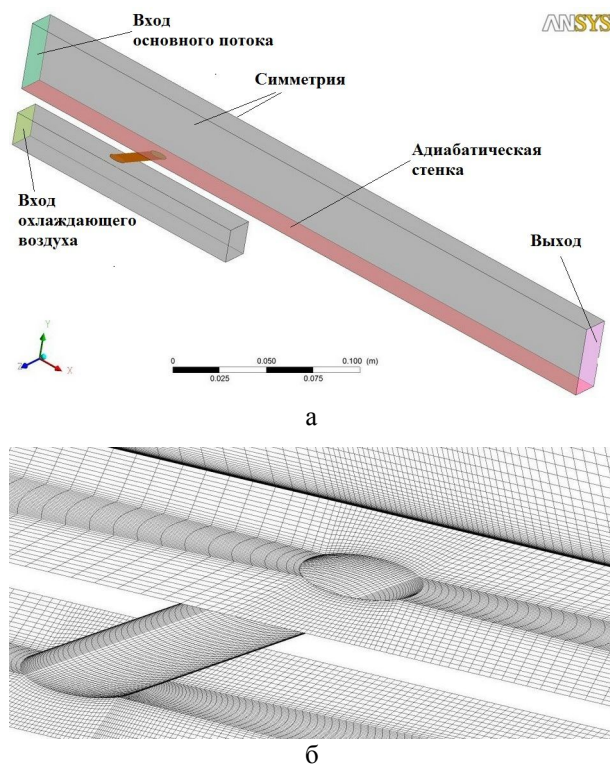


Рис. 1. Расчетная модель (а) и фрагмент расчетной сетки (б)

В качестве граничных условий заданы параметры, соответствующие условиям проведения эксперимента:

- массовая скорость основного потока на входе  $56,2 \text{ кг}/(\text{с м}^2)$ ;
- статическое давление основного потока на выходе  $0,12 \text{ МПа}$ ;
- степень турбулентности основного потока на входе  $1,5 \%$ ;
- температуры основного и вдуваемого потоков  $277 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $32 \text{ }^\circ\text{C}$ , соответственно.

Расход вдуваемого воздуха задавался в соответствии с рассматриваемым параметром вдува.

## 2. Расчет по стандартным моделям турбулентности

Наиболее часто используемые для расчетов тепловых задач являются RANS модели турбулентности  $k-\epsilon$ , RNG  $k-\epsilon$ ,  $k-\omega$  и SST. Полученные в результате расчетов с этими моделями турбулентности со значениями констант по умолчанию (стандартными моделями турбулентности) распределения осредненной в поперечном направлении эффективности пленочного охлаждения  $\eta$  в сравнении с экспериментальными данными [4] представлены на рис. 2.

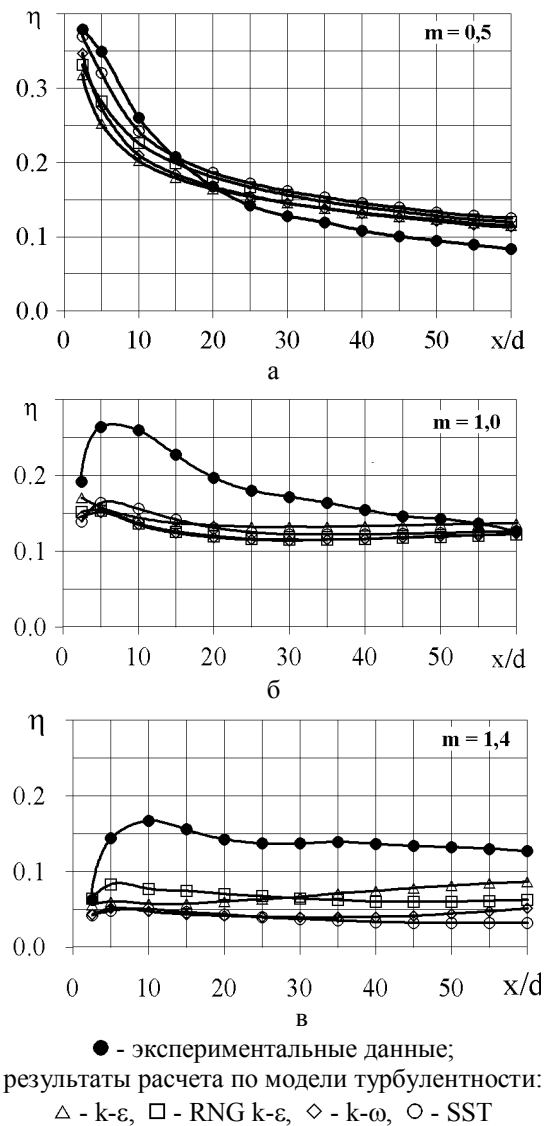


Рис. 2. Сравнение результатов расчета по различным моделям турбулентности с экспериментальными данными при  $m=0,5$  (а);  $1,0$  (б);  $1,4$  (в)

Можно отметить, что все рассмотренные модели турбулентности при параметрах вдува  $0,5$  и  $1,0$  обеспечивают достаточно близкие между собой результаты расчета. При  $m = 1,4$  различие в результатах расчета по разным моделям возрастает. При

этом, если при  $m = 0,5$  характер результатов расчета близок к экспериментальным данным, то при  $m = 1,0$  и  $1,4$  результаты расчета по всем моделям значительно занижены.

Далее рассмотрены результаты расчета по SST модели турбулентности, как наиболее типичной для большинства задач моделирования.

При  $m = 0,5$  расчетная эффективность пленочного охлаждения на участке  $x/d$  от 2,5 до 15 хорошо согласуется с экспериментальными данными. На большем удалении от места выпуска воздуха результаты расчета получаются завышенными, и при  $x/d$  более 30 разность между расчетом и экспериментом достигает 0,04.

При  $m = 1,0$  отклонение результатов расчета от эксперимента намного больше, и при  $x/d = 10$  достигает 0,1. При этом результаты расчета получаются заниженными, а максимальное отличие имеет место при малых значениях  $x/d$  (на начальном участке), в то время как при  $x/d = 60$  результаты расчетов совпадают с экспериментальными данными.

При  $m = 1,4$  результаты расчета показывают отрыв струи от охлаждающей поверхности (что по экспериментальным данным происходит при  $m > 2,0$ ) и на всей рассматриваемой длине пластины эффективность пленочного охлаждения не превышает 0,05, при том, что по экспериментальным данным эта величина при  $x/d = 5...60$  составляет 0,13...0,17. Результаты расчета эффективности пленочного охлаждения, полученные при использовании других моделей турбулентности несколько выше, чем для SST модели, но отличие этих результатов расчета от экспериментальных данных, тем не менее, остается значительным.

Подобное расхождение было получено и в работах [2, 4], и вызвано недостаточным учетом турбулентного перемешивания струи охлаждающего воздуха с основным потоком (размытием струи), а также отрывом струи даже при малых параметрах вдува в результатах расчета.

Среди причин некорректного моделирования пленочного охлаждения при использовании рассмотренных моделей турбулентности в литературе чаще всего отмечается, что эти модели базируются на изотропии турбулентной вязкости, что в некоторых случаях некорректно. В связи с этим в работе рассмотрено применение моделей турбулентности типа Reynolds stress (RS), учитывающих анизотропию турбулентной вязкости, а также позволяющих исключить необходимость задания турбулентного числа Прандтля, вследствие его определения при дополнительном учете анизотропии турбулентной диффузии.

На рис. 3 представлены результаты расчета эффективности пленочного охлаждения с использо-

ванием BLS RS модели турбулентности относящейся к классу  $k-\omega$  моделей, SSG RS и LRR RS моделей турбулентности, относящихся к классу  $k-\epsilon$ . В дополнение к расчету по этим трем моделям при постоянном турбулентном числе Прандтля 0,9, приведены результаты расчета по моделям турбулентности SSGRS и LRRRS с учетом анизотропии диффузии (AD).

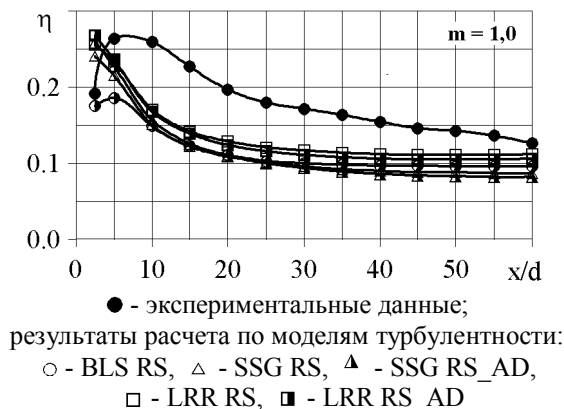


Рис. 3. Сравнение результатов расчета с Reynolds stress моделями турбулентности с экспериментальными данными при  $m = 1,0$

Как видно из рисунка результаты расчета с использованием Reynolds stress моделей турбулентности также существенно отличаются от экспериментальных данных и близки к ранее рассмотренным моделям турбулентности. Учет анизотропии диффузии, реализованный в этих моделях, не значительно сказывается на результатах расчетов. Таким образом, при расчете пленочного охлаждения применение этих моделей турбулентности не имеет преимуществ перед более простыми моделями, в частности SST.

С учетом того, что при современном уровне температуры газа погрешность определения эффективности пленочного охлаждения порядка 0,1 приводит к погрешности в определении адиабатической температуры стенки более чем на  $100^\circ\text{C}$ , применение стандартных моделей турбулентности для исследования эффективности пленочного охлаждения и CFD моделирования лопаток ГТД с конвективно-пленочным охлаждением недостаточно корректно и требует их адаптации.

Для дальнейшего исследования и выполнения адаптации была выбрана SST модель турбулентности. Эта модель достаточно корректно отражает картину течения вблизи места выпуска охлаждающего воздуха, а также позволяет более достоверно получить осредненное в поперечном направлении значение эффективности охлаждения, имеющее большее практическое значение, в то время как, на-

пример, результаты расчета с  $k-\varepsilon$  моделью турбулентности ближе к экспериментальным данным вдоль центральной линии, проходящей через ось отверстия [2]. Кроме этого SST модель более корректно отражает распределение интенсивности теплоотдачи по контуру профиля лопатки, особенно вблизи входной кромки, что особенно важно для решения сопряженных задач.

### 3. Адаптация модели турбулентности SST

Уравнения сохранения кинетической энергии турбулентных пульсаций ( $k$ ) и ее удельной диссипации ( $\omega$ ) в модели турбулентности SST могут быть записаны в виде [5]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i k)}{\partial x_i} = \min(\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}, c_1 \varepsilon) - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right), \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i \omega)}{\partial x_i} = \frac{\gamma}{v_t} \left( \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right) + (1 - F_1) 2 \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}. \quad (3)$$

Обзор литературы и ряд вариантов (тестовых) расчетов показали, что наибольшее влияние на результаты расчета эффективности пленочного охлаждения имеет турбулентное число Прандтля ( $Pr_t$ ) и константа  $\beta^*$ . Константа  $\beta^*$ , как видно из уравнения, определяет диссипацию кинетической энергии, и ее уменьшение позволяет увеличить степень турбулентности и, следовательно, турбулентное перемешивание струи. Влияние турбулентного числа Прандтля определяющего связь турбулентной теплопроводности (тепловой диффузии) с турбулентной вязкостью ( $\mu_t$ ) на результаты моделирования пленочного охлаждения подробно описано в [6]. Стандартной моделью турбулентности SST (по умолчанию) определены значения  $Pr_t = 0,9$  и  $\beta^* = 0,09$ .

Выполненные в рамках настоящей работы варианты расчеты показали, что изменение  $Pr_t$  и  $\beta^*$  не позволяет исключить отрыв струи от охлаждающей поверхности при  $m > 1$ . В связи с этим в работе было рассмотрено увеличение с 0,31 до 0,5 константы  $a_1$ , определяющей соотношение турбулентной вязкости, а следовательно и сдвиговых напряжений с кинетической энергией:

$$\tau_{ij} = \mu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}, \quad (4)$$

$$\mu_t = \rho \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega; \sqrt{2S} F_2)}. \quad (5)$$

Дальнейшее увеличение константы  $a_1$  (выше 0,5) не приводит к изменению результатов расчета, по всей видимости, из-за ограничения величины сдвиговых напряжений, реализованного в модели турбулентности SST.

В настоящей работе при  $a_1 = 0,5$  было выполнено моделирование пленочного охлаждения при изменении турбулентного числа Прандтля в диапазоне от 0,4 до 0,9 и константы  $\beta^*$  в диапазоне от 0,05 до 0,12 для всех трех параметров вдува. На основании результатов расчета была определена величина среднего квадрата отклонения расчетной эффективности пленочного охлаждения от экспериментальных данных:

$$\delta = \frac{1}{15} \sum_m \sum_{x/d} (\eta_{\text{расч}} - \eta_{\text{эксп}})^2, \quad (6)$$

$m = 0,5, 1,0, 1,4; x/d = 5, 10, 20, 35, 55$ .

Изолинии отклонения  $\delta$  при изменении  $Pr_t$  и  $\beta^*$  исследуемых диапазонах приведены на рис. 4.

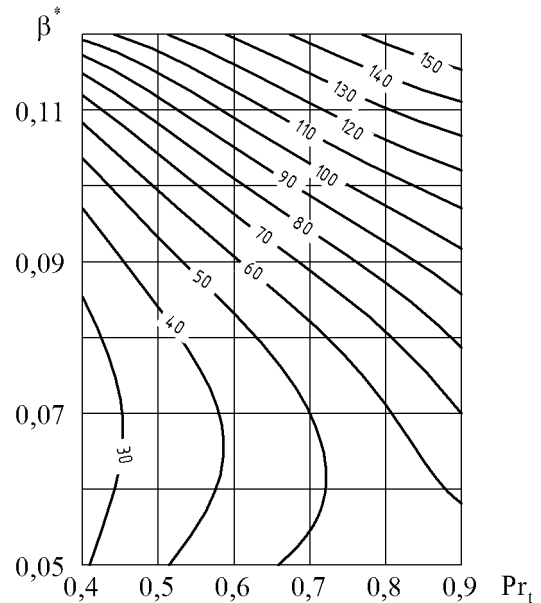
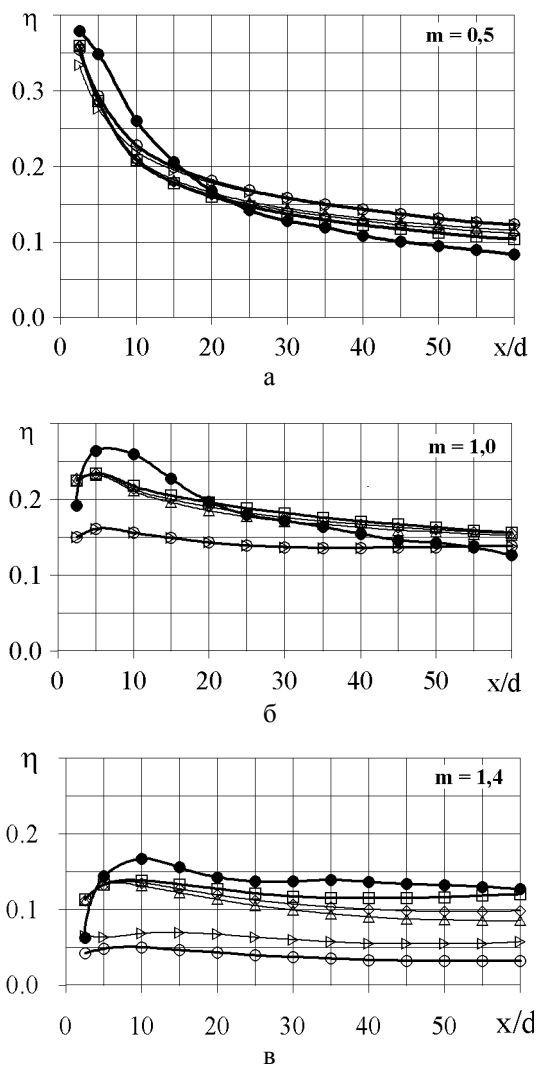


Рис. 4. Влияние  $Pr_t$  и  $\beta^*$  на средний квадрат отклонения ( $\delta \cdot 10^{-4}$ ) результатов расчета от экспериментальных данных

Как видим из рисунка, минимальное отклонение результатов расчета от экспериментальных данных имеет место при уменьшении  $Pr_t$  до 0,4 и уменьшении  $\beta^*$  до 0,07. При этом изменение константы  $\beta^*$  при  $Pr_t = 0,4$  слабо влияет на среднеквадратичное отклонение, несмотря на существенное ее влияние при  $Pr_t = 0,9$ , что делает ее уменьшение нецелесообразным. Необходимость уменьшения турбулентного числа Прандтля для расчета пленочного

охлаждения подтверждается данными [7] о том, что его значение для слоев смешения, имеющих место в данной задаче, составляет примерно 0,5, при том, что для течения вдоль стенки его значение близко к 0,9, (заданного в модели турбулентности по умолчанию).

Результаты расчета распределения эффективности пленочного охлаждения с использованием адаптированной модели турбулентности (при  $a_1 = 0,5$ ,  $Pr_t = 0,4$  и  $\beta^* = 0,09$ ) в сравнении с экспериментальными данными [4] приведены на рис. 5.



● - экспериментальные данные;  
 результаты расчета по модели турбулентности SST:  
 ○ - без адаптации, □ - с адаптацией;  
 с переменным  $Pr_t$ : ▷ - вар. 1, △ - вар. 2, ◇ - вар. 3

Рис. 5. Сравнение результатов расчета с SST моделью турбулентности с экспериментальными данными при  $m=0,5$  (а);  $1,0$  (б);  $1,4$  (в)

Как видно из рис. 5 адаптированная SST модель турбулентности дает возможность получить

результаты расчета близкие к экспериментальным данным при всех рассмотренных параметрах вдува. Для  $m = 0,5$  максимальное расхождение результатов расчета от экспериментальных данных составляет 0,07 лишь участке  $x/d$  от 5 до 10. Для  $m = 1,0$  максимальное отклонение также имеет место на участке  $x/d$  от 5 до 10 и составляет 0,04. Для  $m = 1,4$  максимальное отклонение составляет 0,03 в точке  $x/d = 10$ .

При этом, в отличие от результатов расчета со стандартной моделью, отмеченные отличия имеют место на участках малой продолжительности, а в целом по длине результаты расчета существенно ближе к экспериментальным данным. Это свидетельствует о возможности использования такой модели для исследования эффективности пленочного охлаждения.

#### 4. Моделирование теплообмена с адаптированной моделью турбулентности SST

Для контроля корректности расчета интенсивности конвективного теплообмена, в случае использования предложенного изменения параметров модели турбулентности, что особенно важно при решении сопряженных задач, были выполнены CFD-расчеты течения воздуха в круглой трубе со стандартной моделью турбулентности SST и при изменении ее констант. Расчет течения в трубе выполнен при числах Рейнольдса равных 20000 и 80000. По результатам расчета анализировалась интенсивность теплоотдачи, выраженная числом Нуссельта, на расстоянии 50 диаметров трубы от входа (на участке стабилизированного теплообмена).

Полученные в результате расчетов со стандартными настройками модели турбулентности числа Нуссельта достаточно близки к значениям, определенным по зависимости Диттуса-Болтера, что свидетельствует о достоверности полученных результатов. Изменение коэффициента  $a_1$  практически не сказывается на результатах расчета числа Нуссельта. В тоже время уменьшение турбулентного числа Прандтля до 0,4 привело к значительному увеличению числа Нуссельта (на 88 % при  $Re = 80000$ ).

Таким образом, несмотря на соответствие результатов расчета эффективности пленочного охлаждения, принятое изменение констант SST модели турбулентности приводит к существенным погрешностям определения интенсивности конвективного теплообмена. Это свидетельствует о необходимости для решения сопряженных задач поиска компромиссного варианта применения адаптированной модели турбулентности SST.

### 5. Использование переменного турбулентного числа Прандтля

Компромиссным вариантом применения адаптированной модели турбулентности SST является задание в ней турбулентного числа Прандтля как функции параметров потока или координат.

Попытка задания зависимости турбулентного числа Прандтля от скорости потока, обеспечивающей  $Pr_t = 0,4$  в основном потоке и  $Pr_t = 0,9$  в пограничном слое, не позволила одновременно обеспечить хорошую сходимость с экспериментальными данными по теплообмену и эффективности пленочного охлаждения.

В альтернативу этому была рассмотрена зависимость турбулентного числа Прандтля от координат, а именно разделение расчетной области двумя полусферами радиусами  $R_1$  и  $R_2$  на три зоны, как показано на рис. 6.

Внутри полусферы  $R_1$  (при  $R < R_1$ ) определено  $Pr_t = 0,4$ , вне полусферы  $R_2$  (при  $R > R_2$ ) определено  $Pr_t = 0,9$ , а в пространстве между полусферами турбулентное число Прандтля изменяется от 0,4 до 0,9 линейно от расстояния до отверстия.

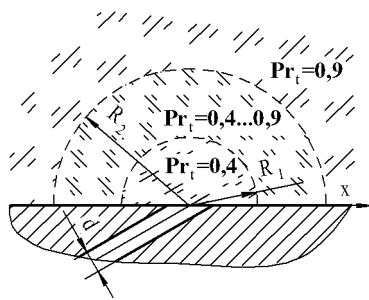


Рис. 6. Разбиение расчетной области на зоны с разными значениями  $Pr_t$

В работе рассмотрено три варианта с разными размерами зоны перехода:

- вариант 1:  $R_1 = d, R_2 = 2d$ ;
- вариант 2:  $R_1 = 3d, R_2 = 6d$ ;
- вариант 3:  $R_1 = 5d, R_2 = 10d$ .

Результаты расчета при задании указанного изменения турбулентного числа Прандтля приведены на рис. 5 вместе с результатами расчета по стандартной и адаптированной моделями турбулентности SST.

Получено, что даже при локализации зоны с уменьшенным до 0,4 турбулентным числом Прандтля на расстоянии  $3d$  от центра отверстия выпуска воздуха результаты расчета близки к результатам расчета по адаптированной модели турбулентности при всех рассмотренных параметрах вдува.

Таким образом, данный подход позволяет при некотором завышении интенсивности тепло-

обмена вблизи отверстий выпуска воздуха обеспечить достоверные результаты расчета эффективности пленочного охлаждения и интенсивности теплоотдачи уже на некотором удалении от этих отверстий.

### Выводы

1. Настоящая работа показала, что наиболее часто используемые для тепловых задач модели турбулентности k-ε, RNG k-ε, k-ω и SST не позволяют получить достоверные результаты расчета эффективности пленочного охлаждения, особенно при коэффициентах вдува больших 0,5. Причиной большого отличия результатов расчета от экспериментальных данных является недостаточный учет турбулентного перемешивания струи с основным потоком и отрыв струи от охлаждаемой поверхности.

2. Применение моделей турбулентности типа Reynolds stress, учитывающих анизотропию турбулентной вязкости и турбулентной диффузии, не позволяет получить соответствие результатов моделирования экспериментальным данным.

3. Адаптация модели турбулентности SST, а именно увеличение константы  $a_1$  с 0,31 до 0,5 и уменьшение турбулентного числа Прандтля с 0,9 до 0,4, позволила получить приемлемую точность расчета при  $x/d$  от 0 до 60 во всем исследуемом диапазоне параметра вдува. Для  $m = 0,5$  максимальное расхождение результатов расчета от экспериментальных данных составляет 0,07, для  $m = 1,0$  – 0,04, а для  $m = 1,4$  – 0,03. При этом, отмеченные отличия имеют место на участках малой продолжительности.

4. Указанное изменение констант SST модели турбулентности привело к значительному завышению результатов расчета интенсивности конвективного теплообмена (на 88 % при  $Re = 80000$ ), что свидетельствует о неприменимости предложенной адаптации для выполнения расчета лопаток в сопряженной постановке, с учетом как внешнего (пленочного) так и внутреннего (конвективного) охлаждения.

5. Компромиссным вариантом, с точки зрения обеспечения достоверности определения эффективности пленочного охлаждения и интенсивности теплоотдачи, является местное (вблизи отверстий вдува воздуха) уменьшение турбулентного числа Прандтля до 0,4, при сохранении его значения 0,9 в остальной расчетной области.

### Литература

1. Lee, K. Numerical analysis of film-cooling performance and optimization for a novel shaped film-

cooling hole [Text] / K. Lee, S. Kim, K. Kim. // ASME Paper №GT2012-68529. – 2012. – 11 p.

2. Harrison, K. Comparison of RANS turbulence models for prediction of film cooling performance [Text] / K. Harrison, D. Bogard // ASME Paper №GT2008-51423. – 2008. – 10 p.

3. Mathew, S. Evaluation of CFD predictions using thermal field measurements on a simulated film cooled turbine blade leading edge [Text] / S. Mathew, S. Ravelli, D. Bogard // ASME Paper №GT2011-46619. – 2011. – 10 p.

4. Baldauf, S. Correlation of film cooling effectiveness from thermographic measurements at engine

like conditions [Text] / S. Baldauf, M. Scheurlen // ASME Paper №GT2002-30180. – 2002. – 14 p.

5. Heat transfer predictions using advanced two-equation turbulence models [Электронный ресурс] / W. Vieser, T. Esch, F. Menter. – Режим доступа: <http://www.software.aeat.com/cfx.html>. – 31.05.2013.

6. Liu, C. Effect of turbulent Prandtl number on the computation of film-cooling effectiveness [Text] / C. Liu, H. Zhu, J. Bai // International journal of Heat and Mass Transfer №51 – 2008. – P. 8-18.

7. Белов, И.А. Моделирование турбулентных течений [Текст] / И.А. Белов, С.А. Исаев. – СПб.: СПТУ, 2001. – 109 с.

Поступила в редакцию 31.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.Д. Билека, Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев.

## ДО ПИТАННЯ ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ RANS МОДЕЛЮВАННЯ ПЛІВКОВОГО ОХОЛОДЖЕННЯ

*В.Ю. Петельчиц, А.А. Халатов, Д.М. Письменний, Ю.Я. Дашевський*

Наведено чисельне моделювання в ANSYS CFX плівкового охолодження плоскої пластини при однорядній системі циліндричних отворів та порівняння їх з експериментальними даними. За рахунок корегування констант моделі виконано адаптацію SST моделі турбулентності, що дозволяє збільшити достовірність результатів розрахунків ефективності плівкового охолодження. Дослідження впливу адаптації моделі турбулентності на розрахунок теплообміну показало, що зменшення турбулентного числа Прандтля до 0,4 приводить до значного завищення розрахункової інтенсивності теплообміну. У зв'язку з цим розглянуто підхід виконання локальної зміни турбулентного числа Прандтля лише поблизу отвори випуску повітря.

**Ключові слова:** охолоджувана лопатка, плівкове охолодження, чисельне моделювання, SST модель турбулентності, теплообмін.

## TO FILM COOLING RANS SIMULATION ACCURACY IMPROVING APPROACH

*V. Yu. Petelchyts, A. A. Khalatov, D. N. Pysmennyi, Yu. Ya. Dashevskyy*

This paper presents results of numerical simulations of flat plate film cooling carried out with the use of commercial code ANSYS CFX in comparison with experimental data. In this study single row of cylindrical holes configuration with relative pitch  $t/d = 3$  and at blowing ratios  $m = 0.5; 1.0; \text{ and } 1.4$  was reviewed. It was shown that standard SST turbulence model (with constant values by default) cannot provide film cooling effectiveness simulation results agreement with experimental data with allowable accuracy at  $m > 0.5$ . Adaptation of SST turbulence model by means of  $a_1$  constant and turbulent Prandtl number correction enabled to improve accuracy of film cooling numerical simulations. The effect of the adaptation model on the heat transfer calculation results was considered as well.

**Key words:** cooled blade, film cooling, numerical modeling, SST turbulence model, heat transfer.

**Петельчиц Виктория Юрьевна** – инженер-конструктор отдела турбин конструкторского отделения ГП НПКГ «Зоря» – «Машпроект», Николаев, Украина, e-mail: [spe@mashproekt.nikolaev.ua](mailto:spe@mashproekt.nikolaev.ua).

**Халатов Артем Артемович** – д-р техн. наук, проф., академик НАН Украины, заведующий отделом высокотемпературной термодинамики Института технической теплофизики НАН Украины, зав. кафедрой «Физика энергетических систем», Физико-технический институт, Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев, Украина, e-mail: [khalatov@vortex.org.ua](mailto:khalatov@vortex.org.ua).

**Письменний Дмитрий Николаевич** – канд. техн. наук, руководитель группы расчета систем охлаждения отдела турбин конструкторского отделения ГП НПКГ «Зоря» – «Машпроект», Николаев, Украина, e-mail: [spe@mashproekt.nikolaev.ua](mailto:spe@mashproekt.nikolaev.ua).

**Дашевский Юрий Яковлевич** – канд. техн. наук, начальник сектора тепловых и гидравлических расчетов отдела турбин конструкторского отделения ГП НПКГ «Зоря» – «Машпроект», Николаев, Украина, e-mail: [spe@mashproekt.nikolaev.ua](mailto:spe@mashproekt.nikolaev.ua).