

УДК 621.44 : 533.697

Ю.Я. ДАШЕВСКИЙ, А.Б. НЕПОЧЕНТОВСКИЙ, Д.Н. ПИСЬМЕННЫЙ

ГП НПК газотурбостроения «Зоря»-«Машпроект», Украина

## ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В РАБОЧЕМ УЧАСТКЕ СТЕНДА ТЕПЛОВЫХ ИСПЫТАНИЙ ОХЛАЖДАЕМЫХ ЛОПАТОК ГТД

На основе CFD-расчетов проведен анализ влияния боковых стенок двухканального рабочего участка высокотемпературного испытательного стенда на распределение коэффициентов теплоотдачи по профилю исследуемой лопатки. Результаты данных исследований позволяют более корректно оценивать результаты тепловых испытаний охлаждаемых лопаток.

тепловые испытания, рабочий участок, CFD-расчет, модель турбулентности, ANSYS-CFX

### Введение

Одним из наиболее важных этапов доводки системы охлаждения современных ГТД являются тепловые испытания охлаждаемых сопловых и рабочих лопаток на специальных высокотемпературных стендах в статических условиях.

Для выполнения тепловых испытаний в Научно-исследовательском отделении ЦНИОКР «Машпроект» имеются стенды, предназначенные для испытаний лопаток различного размера и позволяющие обеспечивать температуру газа перед исследуемой лопаткой до 1000 °С.

Однако полученные в результате тепловых испытаний на стенде данные по глубине охлаждения лопаток в ряде точек существенно отличаются от данных, полученных в условиях двигателя. Одна из причин – невозможность смоделировать на стенде ряд факторов, имеющих место на двигателе и влияющих на температурное состояние лопатки. В тоже время для испытаний на стенде характерны другие факторы, отражающиеся на результатах испытаний. Одним из таких факторов является некоторое отличие структуры течения газового потока, омывающего исследуемую лопатку на стенде из-за особенностей его конструкции условиям двигателя и, как следствие, перераспределение по профилю интенсивности теплоотдачи от газа.

Целью настоящей работы является исследование с помощью CFD-расчета структуры течения газа

в условиях стендовых испытаний и сравнение ее с течением газа в межлопаточном канале в условиях двигателя и оценка влияния этих различий на интенсивность теплоотдачи от газа.

### 1. Рабочий участок стенда тепловых испытаний

Для проведения тепловых испытаний исследуемая лопатка, препарированная термопарами и оснащенная камерой подвода охлаждающего воздуха, устанавливается в рабочий участок (РУ) стенда. Схема РУ для тепловых испытаний рабочих лопаток представлена на рис. 1.

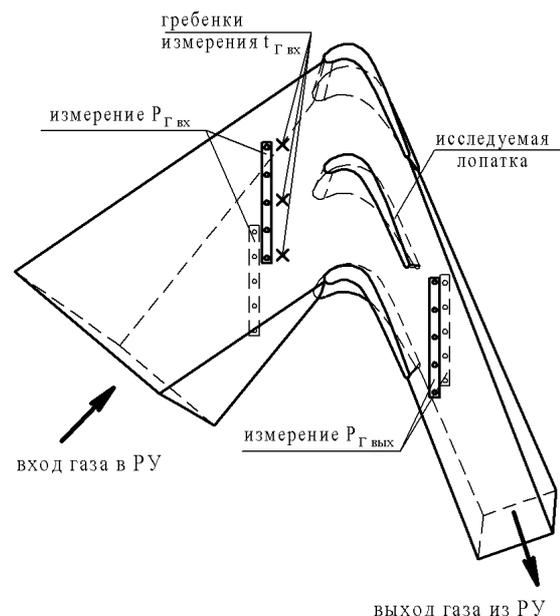


Рис. 1. Схема РУ для тепловых испытаний рабочих лопаток

РУ представляет собой несколько натуральных лопаток, средняя из которых - исследуемая, с периферийной и корневой стенками, повторяющими очертания проточной части, и боковыми стенками, направленными в соответствии с углами натекания потока на лопатку и выхода потока из межлопаточного канала. Таким образом, РУ обеспечивает обтекание исследуемой лопатки потоком газа, максимально приближенное к условиям на двигателе. Кроме этого, РУ обеспечивает и измерение основных параметров газового потока, для чего в нем устанавливаются датчики давления греющего газа перед и за исследуемой лопаткой ( $P_{Г\text{ вх}}$ ,  $P_{Г\text{ вых}}$ ), температуры греющего газа перед исследуемой лопаткой ( $t_{Г\text{ вх}}$ ). В камере подвода охлаждающего воздуха устанавливаются датчики температуры и давления. При этом стендовое оборудование обеспечивает измерение расходов греющего газа и охлаждающего воздуха. Эти измеряемые величины позволяют обеспечить необходимый режим течения газа и анализ получаемых результатов.

РУ в основном выполняются двухканальными и четырехканальными. Применение четырехканальных РУ обеспечивает меньшее влияние ограничивающих боковых стенок на обтекание исследуемой лопатки, чем в двухканальной. Однако в большинстве случаев реализация четырехканального РУ не представляется возможной. Это связано с трудностью обеспечения необходимого расхода горячего газа с соответствующими параметрами и невозможностью размещения такого РУ в испытательном отсеке стенда.

В настоящей работе исследуется структура течения газа в двухканальном РУ с целью изучения влияния ограничивающих боковых стенок на интенсивность теплоотдачи от греющего газа к профилю лопатки для возможности последующего его учета при обработке результатов тепловых испытаний.

Для выполнения данного исследования использовался РУ для испытаний рабочей лопатки первой

ступени двигателя ГТД-110, хорда профиля которой в среднем сечении составляет 112 мм, а высота пера лопатки – 145 мм. Реализация четырехканального РУ для этой лопатки крайне затруднительна.

## 2. Метод исследования

Для исследования структуры течения в РУ и анализа влияния боковых ограничивающих стенок на расходы воздуха в каналах и на интенсивность теплообмена от газа к профилю лопатки использовался CFD-метод, основанный на решении осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, и реализованный в программном комплексе ANSYS-CFX, который был использован в настоящей работе.

Возможность применения пакетов CFD для определения коэффициентов теплоотдачи от газа к профилю лопатки исследовалась в ряде работ, среди которых можно отметить [1, 2]. В работах [3, 4] были сопоставлены результаты экспериментов с результатами расчетов на нескольких программных продуктах, в том числе и ANSYS-CFX, с применением различных моделей турбулентности. По результатам большинства исследований наиболее корректные результаты были получены с использованием SST модели турбулентности Ментера, которая и была использована для выполнения расчетов в рамках настоящей работы. Уравнения переноса кинетической энергии турбулентности ( $k$ ) и удельной скорости диссипации ( $\omega$ ) в соответствии с [5] для данной модели можно записать как:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho U k) = \\ = \nabla \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + G_k - Y_k; \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla(\rho U \omega) = \\ = \nabla \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \nabla \omega \right] + G_\omega - Y_\omega + D_\omega, \end{aligned} \quad (2)$$

где  $k$  – кинетическая энергии турбулентности и удельная скорость ее диссипации;

$\omega$  – удельная скорость диссипации;  
 $\rho, U$  – плотность и скорость потока;  
 $\mu$  – коэффициент молекулярной вязкости;  
 $\mu_t$  – коэффициент турбулентной вязкости;  
 $G_k, G_\omega$  – производительность величин  $k$  и  $\omega$ ;  
 $Y_k, Y_\omega$  – диссипация величин  $k$  и  $\omega$ ;  
 $D_\omega$  – дополнительная поперечная диффузия  $\omega$ .

Для выполнения CFD-расчетов с помощью программного комплекса ANSYS-ICEM были созданы тетраэдрические конечно-элементные сетки (КЭС) с призматическим подслоем. Создание КЭС моделей в рамках данной работы выполнялось с одинаковыми характерными размерами элементов, которые предварительно были определены с помощью тестовых расчетов, в процессе которых была выполнена оценка влияния качества сетки на расходную характеристику межлопаточного канала и распределение интенсивности теплообмена со стороны газа по профилю лопатки. При этом были выдержаны основные требования к КЭС, оговоренные для модели турбулентности SST [6].

### 3. Сравнение результатов CFD-расчета с экспериментальными данными

Для верификации выполняемых CFD-расчетов, была изготовлена модель РУ, позволяющая измерять распределение давления воздуха на периферийной и корневой стенках РУ перед и за исследуемой лопаткой, а также на периферийной стенке в районе «горла» обоих межлопаточных каналов. Схема расположения сечений измерения давления представлена на рис. 2. На полученной модели РУ были выполнены измерения давления воздуха в указанных сечениях при установленном расходе воздуха в условиях холодной продувки.

В соответствии с полученным на данных испытаниях расходом воздуха и давлением на входе в РУ был выполнен CFD-расчет течения. Для этого была создана расчетная модель РУ, КЭС которой пред-

ставляет собой примерно 2,1 млн. элементов, из которых 1,5 млн. элементов включает в себя призматический слой.

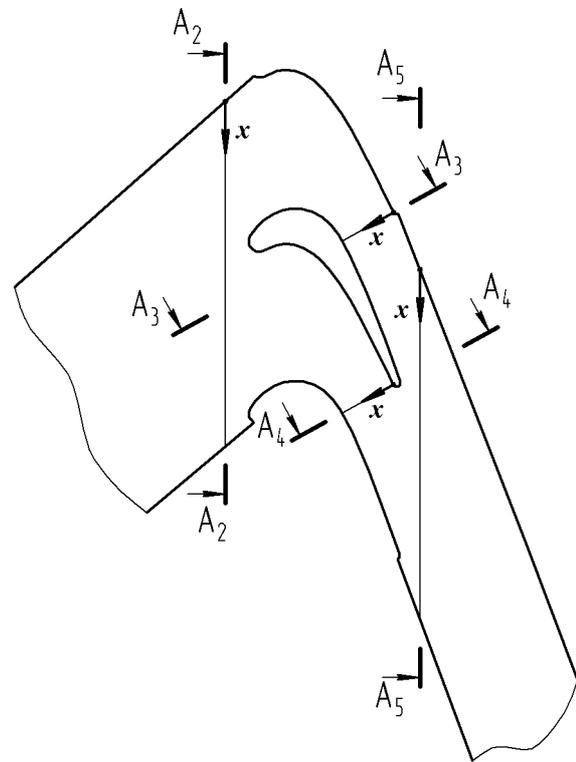


Рис. 2. Схема расположения сечений измерения давления в РУ

В качестве граничных условий к CFD-модели были приложены определенные при проведении эксперимента параметры: на входе в РУ – давление воздуха, а на выходе – расход воздуха.

На рисунке 3 представлено сравнение результатов измерения давлений воздуха при продувке модели РУ с результатами CFD расчета. При этом направление координаты  $x$  в соответствующем сечении, соответствует указанному на рис. 2.

Как видно из рис. 3, результаты CFD-расчета в большинстве точек соответствуют экспериментальным данным. При этом соответствует результатам измерения и характер рассчитанного распределения давления на стенках. На основании данного сравнения можно сделать вывод, что такой расчет позволяет с достаточной степенью точности проанализировать структуру течения в РУ.

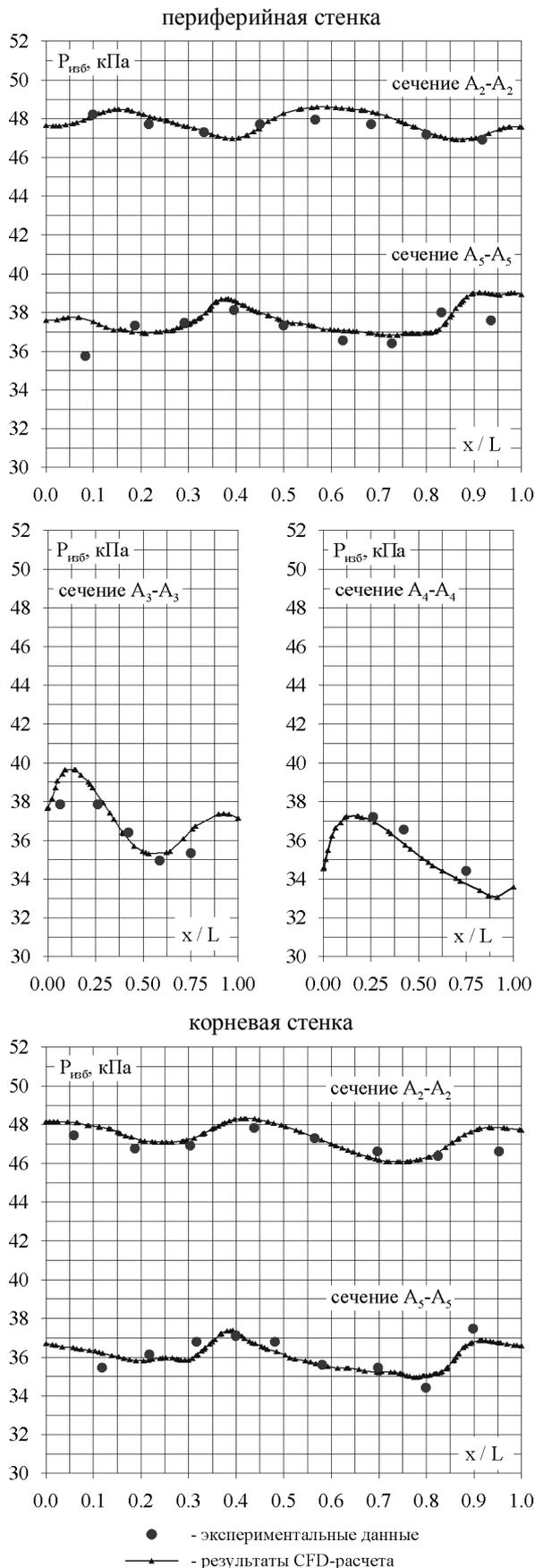


Рис. 3. Сравнение экспериментальных данных с результатами CFD расчета

#### 4. Исследование течения при проведении тепловых испытаний

Для исследования структуры течения газа в РУ стенда тепловых испытаний охлаждаемых лопаток, созданная ранее CFD-модель РУ была отмасштабирована с учетом тепловых расширений. Это было выполнено для возможности напрямую использовать в качестве исходных данных результаты измерения параметров газа при проведении тепловых испытаний. Кроме этого дополнительно была создана CFD-модель одного межлопаточного канала с заданием условия периодичности на боковых стенках. Характеристики элементов КЭС данной CFD-модели соответствуют КЭС модели РУ. При этом за счет меньшего объема модели (один межлопаточный канал вместо двух) и уменьшения поверхности стенки новая КЭМ содержит 0,77 млн. элементов, из которых 0,49 млн. элементов включает в себя призматический слой.

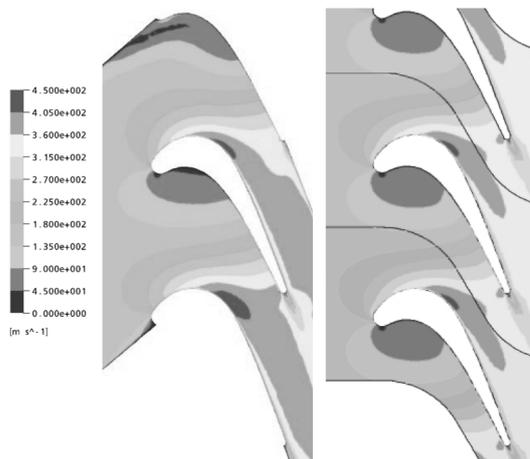
В качестве граничных условий для обоих расчетов использовались результаты измерения параметров газа при проведении тепловых испытаний РЛ первой ступени ГТД-110:

- давление воздуха перед исследуемой лопаткой 270 кПа;
- расход газа на один межлопаточный канал 1,145 кг/с.

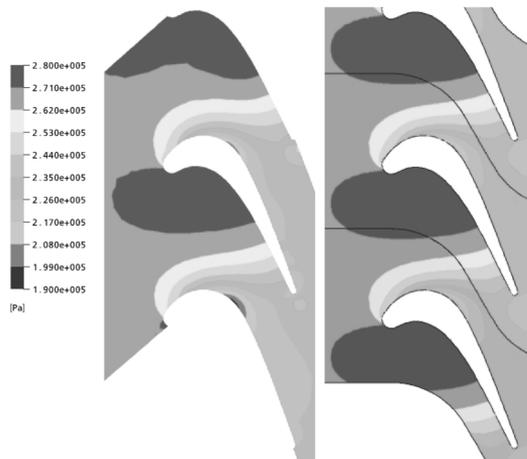
Полученные в результате расчетов, поля скоростей и давлений газа в условиях РУ и в условиях решетки профилей, в среднем сечении профиля представлены на рис. 4. Как видно из данного рисунка, со стороны спинки исследуемой лопатки в районе входной кромки лопатки, ограничивающей РУ, имеется застойная зона, которая незначительно влияет на поле скоростей вблизи исследуемой лопатки. В тоже время, в условиях РУ скорость потока со стороны спинки на участке от «горла» до выходной кромки несколько превышает соответствующие значения для условия решетки профилей.

При сравнении результатов расчета обоих вари-

антов было определено, что из-за влияния боковых ограничивающих стенок в РУ расход воздуха несколько перераспределился между каналами, и в канале со стороны спинки исследуемой лопатки составил 48,4 % от суммарного расхода воздуха через РУ, то есть в канале со стороны корыта расход газа оказался на 6,7 % больше, чем в канале со стороны спинки. При этом пропускная способность РУ оказалась на 4,2 % меньше, чем удвоенная пропускная способностью межлопаточного канала решетки профилей. В связи с этим, для сохранения расхода газа соотношение статических давлений газа перед и за исследуемой лопаткой в условиях РУ возрастает с 1,15 до 1,18.

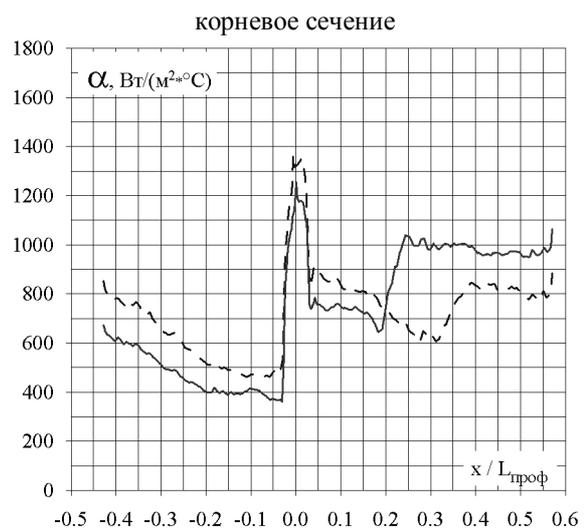
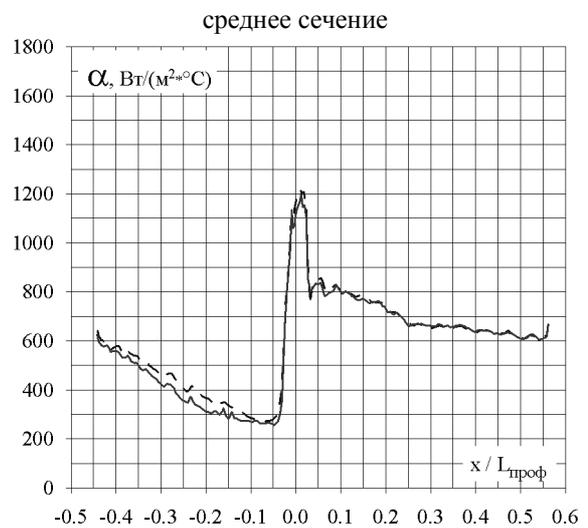
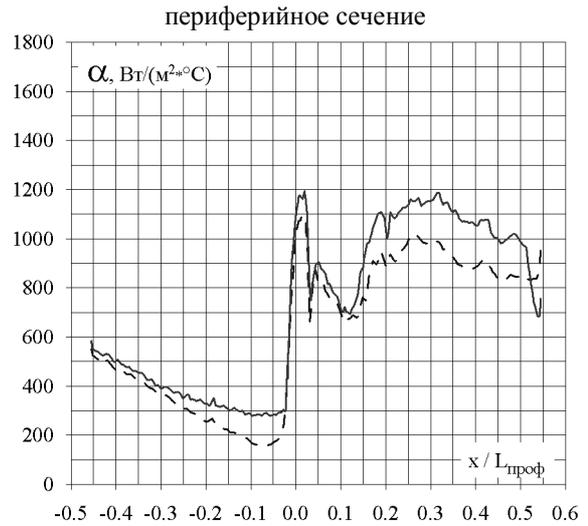


а – поле скоростей



б – поле давлений

Рис. 4. Поля скоростей и давлений в варианте расчета РУ (слева) и решетки профилей (справа) в среднем сечении



— в условиях РУ  
 - - в условиях решетки профилей

Рис. 5. Сравнение коэффициентов теплоотдачи от газа к профилю лопатки

На рис. 5 представлены распределения коэффициента теплоотдачи по профилю лопатки для трех сечений по высоте. Как видно из этих рисунков, указанное выше изменение структуры течения в РУ по сравнению с течением в решетке профилей в среднем сечении практически не отражается на распределении коэффициентов теплоотдачи по профилю лопатки.

Однако для корневого и периферийного сечений, коэффициенты теплоотдачи по профилю в условиях РУ заметно отличаются от условий решетки профилей. Кроме этого, происходит незначительный перекосяк поля скорости потока по высоте, что особенно отражается на интенсивности теплоотдачи на входной кромке. По всей вероятности это связано с конфигурацией РУ на входе, обеспечивающей переменные по высоте углы натекания потока.

Тем не менее, результаты данных исследований показали, что применение двухканального РУ при выполнении тепловых испытаний охлаждаемых лопаток на лабораторном стенде не приводит к существенной погрешности результатов испытаний, вызванных наличием ограничивающими боковыми стенками, в особенности в среднем сечении. Имеющиеся расхождения могут быть скомпенсированы введением поправок, которые могут быть определены из результатов данных испытаний

### Заключение

1. Выполненные в объеме настоящей работы CFD-модели позволяют с достаточной степенью точности выполнять расчеты течения газа в канале РУ стенда тепловых испытаний и оценивать влияние тех или иных факторов на интенсивность теплоотдачи от газа к профилю лопатки.

2. Результаты исследования структуры течения в двухканальном РУ стенда тепловых испытаний и влияния ограничивающих боковых стенок РУ на интенсивность теплоотдачи позволяют более корректно выполнять обработку результатов данных

испытаний и повысить их достоверность.

3. В данной работе рассмотрен лишь один из факторов, вызывающий несоответствие глубины охлаждения лопатки в условиях стендовых испытаний и в условиях двигателя. Для исследования других факторов целесообразно выполнить продолжение данных исследований.

### Литература

1. Поляков А.Ф., Ревизников Д.Л. Сопряженные теплообмен и газодинамика при проникающем пористом охлаждении передней кромки лопаток высокотемпературных газовых турбин. – М.:ОИВТ РАН, 2006. – 119 с.

2. Чепаскина С.М. Верификация трехмерной CFD-модели теплового состояния охлаждаемой лопатки ГТД в сопряженной постановке / П.Г. Круковский, Д.Д. Юрченко, А.С. Полубинский, В.А. Яцевский // Промышленная теплотехника. – 2005. – Т. 27, № 1.– С. 17-25.

3. Momic F., Ljungkruna L., Sunden B. Numerical simulations of heat transfer and fluid flow for a rotating high-pressure turbine // Proceedings of ASME Turbo Expo 2006, ASME, GT2006-90016.

4. Mansour M.L., Hosseini K.M., Liu J.S and Goswami S. Assessment of the impact of laminar-turbulent transition on the accuracy of heat transfer coefficient prediction in high pressure turbines // Proceedings of ASME Turbo Expo 2006, ASME, GT2006-90273.

5. Turbulence and wall function theory // ANSYS CFX-Solver, Release 10.0: Theory, ANSYS. – P. 67-108.

6. Turbulence and near-wall modelling // ANSYS CFX-Solver, Release 10.0: Modelling, ANSYS. – P. 97-130.

*Поступила в редакцию 30.05.2007*

**Рецензент:** д-р техн. наук В.Д. Борисенко, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев.