

Выводы

1. По результатам исследований разработана методология создания формальных макромоделей характеристик турбинных решеток с использованием планирования вычислительного эксперимента и 3D модели расчета течения вязкого рабочего тела в каналах, что послужило основой для создания методики оценки влияния подрезки выходной кромки на основные показатели турбинной решетки.

2. Созданы методика и алгоритм расчета для корректировки значений коэффициента потерь и угла выхода потока рабочей жидкости с решетки от величины подрезки. Полученные зависимости представляют собой полные квадратичные полиномы от следующих параметров: эффективного угла β_2 , решетки, относительного шага t/b , отношения глубины подрезки к хорде k/b , высоты подрезки δ и отношения давлений P_2/P_1 .

Литература

1. Дейч М. Е. Атлас профилей решеток осевых турбин / М. Е. Дейч, Г. А. Филиппов, Л. Я. Лазарев. – М.: Машиностроение, 1965. – 96 с.
2. Бойко А. В. Усовершенствование обобщенной методики расчета эффективности регулировочных ступеней для задач анализа и оптимального синтеза / А. В. Бойко, А. П. Усатый, И. В. Жевноватченко // Интегровані технології та енергозбереження. – Харків: НТУ «ХП», 2009. – № 3. – С. 82–89.
3. Усатый А. П. Определение начальных значений параметров проточной части осевой турбины в задачах анализа и оптимального синтеза / А. П. Усатый // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – Харьков, 2008. – № 11. – С. 14–20.
4. Vox E. P. Some new three-level Design for the Study of Quantitative Variables / E. P. Vox, D. W. Behnken. – Technometrics. – 1960. – Vol 2, № 4. – P. 455–475.
5. Бойко А. В. Аэродинамика проточной части паровых и газовых турбин: расчёты, исследования, оптимизация, проектирование / А. В. Бойко, А. В. Гаркуша. – Харьков: Харьк. политехн. ун-т, 1999. – 360 с.

Поступила в редакцию
10.11.10

УДК 519.633+533.517.4

Ю. А. Быков, канд. техн. наук

Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины
(г. Харьков, E-mail: bykov@ukrpost.ua)

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА В ТУРБИНЫХ РЕШЕТКАХ ПРОФИЛЕЙ В ПОТОКЕ ВЯЗКОГО ГАЗА

Приводятся результаты моделирования теплообмена между лопаткой и потоком в решетках турбинных профилей в потоке вязкого газа с использованием моделей турбулентности $k-\omega$ и SST. По результатам моделирования осуществлен анализ применимости модели для прогнозирования локальных характеристик теплообмена лопаток.

Наведені результати моделювання теплообміну між лопаткою та потоком в решітках турбінних профілів у потоці в'язкого газу з використанням моделей турбулентності $k-\omega$ та SST. За результатами моделювання здійснено аналіз можливості використання моделі для прогнозування локальних характеристик теплообміну лопаток.

Введение

Широко известно, что эффективность турбины значительно зависит от температуры на входе в турбину. В связи с этим существует тенденция к повышению температур на входе, что увеличивает температурные нагрузки на компоненты турбины. Современные газовые

турбины имеют расчетные температуры на входе порядка 1800–2000 К, что значительно превышает допустимые рабочие температуры металлов. Чтобы обеспечить требования к надежности и безопасности, необходимы средства и инструменты для эффективного прогнозирования температурных нагрузок на элементы конструкции турбины, в особенности на лопатки направляющего аппарата и рабочего колеса турбины. В настоящее время для моделирования течения вязкого газа в турбинных решетках используются различные методы, основанные на решении осредненных по Рейнольдсу или Фавру уравнений Навье–Стокса с применением различных моделей турбулентности. Наибольшее распространение получило использование моделей $k-\omega$ Уилкокса и SST Ментера. Для решения же проблем теплообмена в турбомашине, в частности проблем охлаждения, используются различные методы [1] – от алгебраических моделей турбулентности до методов LES и DES [2]. В статье приведены результаты оценки возможности применения моделей $k-\omega$ и SST для определения характеристик теплообмена турбинных лопаток. Моделирование выполнялось с использованием разработанного ранее метода [3].

Численный метод

Для моделирования обтекания решетки турбинных лопаток использовался разработанный явный метод [3] интегрирования двухмерных уравнений Навье–Стокса, осредненных по Рейнольдсу–Фавру. Метод имеет второй порядок точности по пространственным координатам. Для замыкания использовались оригинальные версии моделей турбулентности $k-\omega$ Уилкокса [4] и SST Ментера [5]. Метод основан на модифицированном методе Годунова и использует комбинированные расчетные сетки типа О–Н.

Граничные условия

Для успешного интегрирования уравнений на границах расчетной области ставились следующие граничные условия: на входе задавались полное давление и полная температура, направление потока; на выходе – статическое давление; на поверхности лопатки – условие прилипания для компонент скорости, отсутствие градиента давления в нормальном направлении, постоянная температура поверхности лопатки. Для уравнений модели турбулентности задавались следующие граничные условия: на входе $k = 1,5(u_{in}Tu_{in})^2$, $\omega = k^{1/2}/L$ (здесь u_{in} – скорость потока на входе; Tu_{in} – интенсивность турбулентности на входе; L – масштаб турбулентных вихрей); на поверхности лопатки $k = 0$, $\omega = 60\mu/(\rho\beta(\Delta y_1)^2)$. В качестве масштаба турбулентных вихрей выбиралась величина 5% от длины осевой хорды лопатки.

Направляющий аппарат

В качестве первого объекта моделирования была выбрана плоская решетка лопаток направляющего аппарата, являющаяся средним сечением второго статора турбины, состоящей из полутора ступеней, установленной на испытательном стенде в Институте фон Кармана, известном как VKI ST3 I.L.P. [6]. Для измерения теплового потока на лопатке были установлены 24 тонкопленочных датчика (рис. 1). Условия обтекания решетки были следующие: температура на входе и выходе решетки $T_{01} = 363,3$ К, $T_{02} = 350$ К; давление на входе и выходе $p_{01} = 83,9$ кПа, $p_{02} = 80,8$ кПа; число Рейнольдса на входе $Re = 520\,000$; температура поверхности лопатки $T_w = 293$ К; осевой угол потока на входе $\beta = 13^\circ$. Другие параметры газа соответствовали воздуху при заданных условиях.

В результате моделирования обтекания получено распределение давления по хорде лопатки. Сравнение полученного отношения p/p_1 с измеренными данными представлено на рис. 2.



Рис. 1. Размещение датчиков на лопатке направляющего аппарата

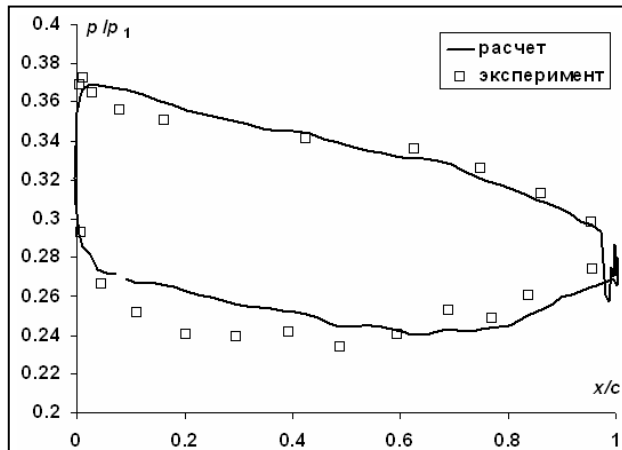


Рис. 2. Распределение давления по хорде лопатки

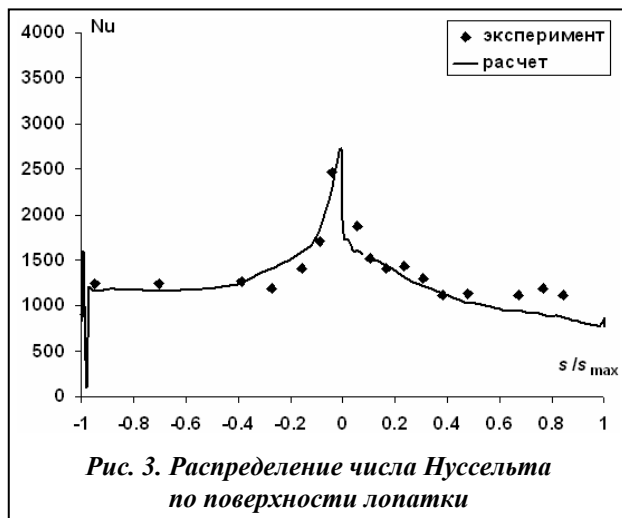


Рис. 3. Распределение числа Нуссельта по поверхности лопатки

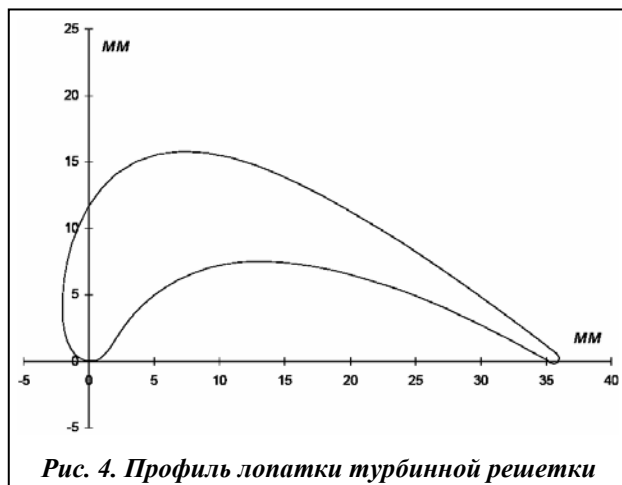


Рис. 4. Профиль лопатки турбинной решетки

На стороне давления лопатки наблюдается достаточно хорошее соответствие эксперименту, на стороне разрежения в передней половине лопатки рассчитанное давление несколько больше измеренного, что может быть связано с недостаточно точным указанием угла натекания.

В результате моделирования обтекания получено также распределение теплового потока на поверхности лопатки, представленного в виде значений числа Нуссельта

$$Nu = \frac{ac}{\lambda_{gas}} = \frac{Q_w c}{\lambda_{gas} (T_{gas} - T_w)}$$

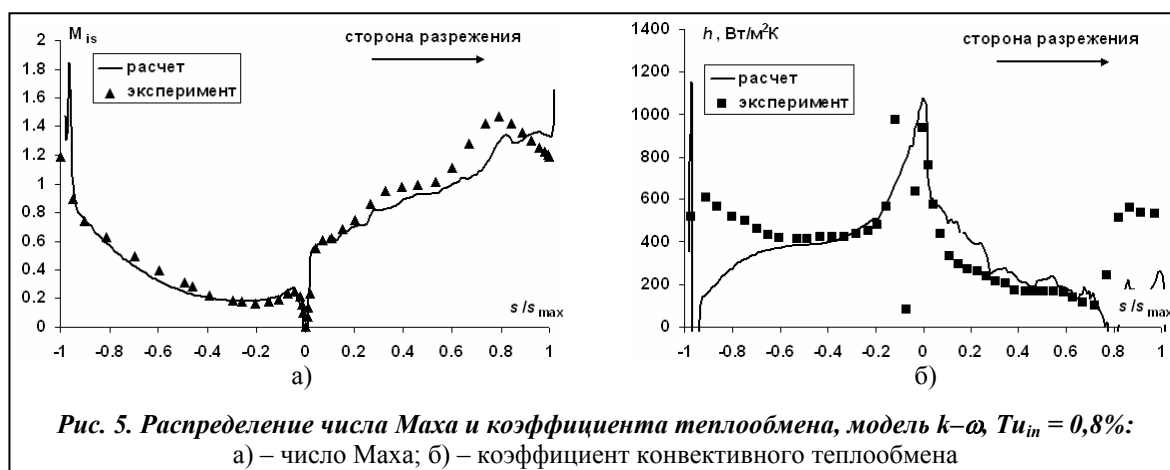
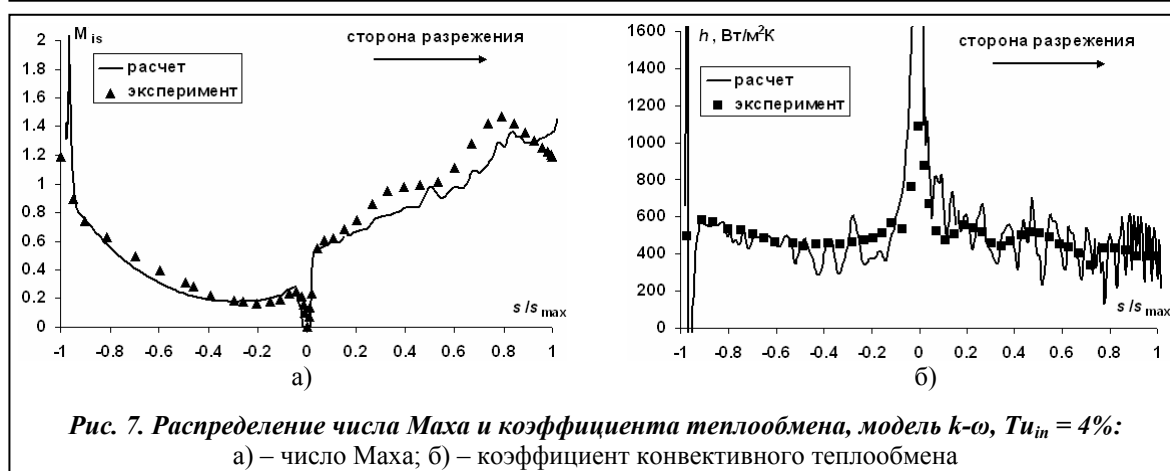
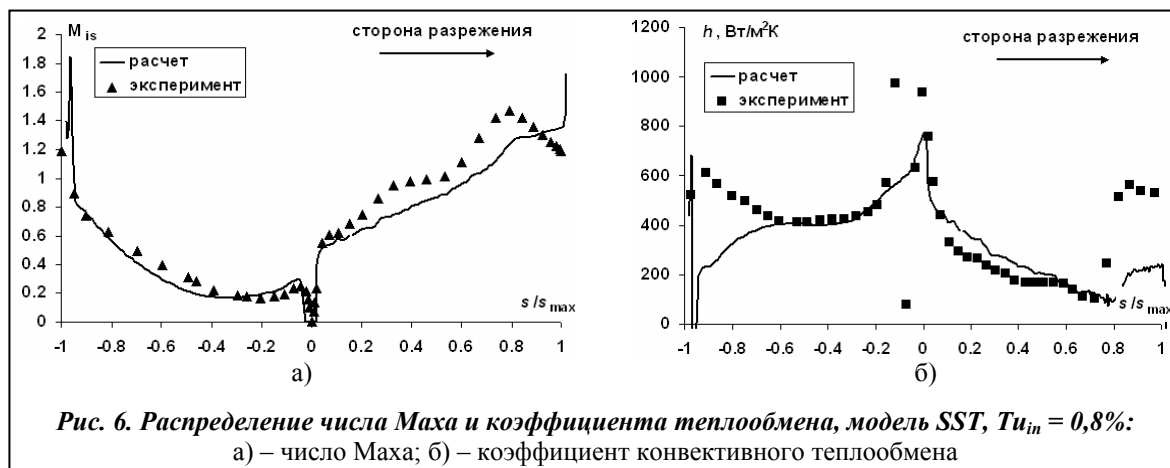
Здесь Q_w – тепловой поток на стенке; c – хорда лопатки; λ_{gas} – теплопроводность газа; T_{gas} , T_w – температура соответственно газа и стенки. Расчётные и экспериментальные значения, представленные на рис. 3. демонстрируют приемлемое соответствие результатов.

Турбинная решетка

В качестве второго объекта моделирования была выбрана плоская решетка турбинных лопаток высокого давления с большим углом разворота потока. Эти лопатки в виде линейной двумерной решетки были испытаны в Институте фон Кармана на стенде VKI ST2 [7]. Внешний вид профиля представлен на рис. 4.

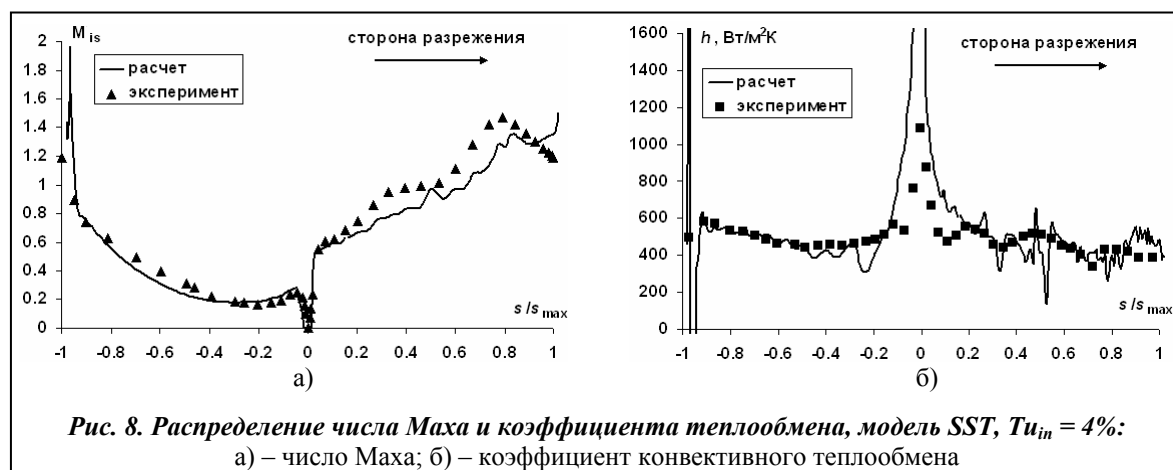
Эксперимент был проведен для различных значений чисел M и Re . Для численного моделирования был выбран режим со следующими характеристиками: угол атаки $I = -5^\circ$; изоэнтропическое число Рейнольдса на выходе $Re_{2,is} = 1,07 \cdot 10^6$; изоэнтропическое число Маха на выходе $M_{2,is} = 1,132$; интенсивность турбулентности на входе $Tu_{in} = 4\%$ и $0,8\%$; температура на входе $T_0 = 417$ К; температура лопатки $T_w = 350$ К. Общие характеристики решетки следующие: хорда $c = 35,906$ мм; шаг решетки $g/c = 0,7607$; угол установки $\gamma = 58,38^\circ$; номинальный угол потока на входе $\beta = 53,36^\circ$. Другие параметры газа соответствовали воздуху при заданных условиях. В результате моделирования получены распределения по поверхности лопатки изоэнтропического числа Маха и коэффициента конвективного теплообмена $h = \frac{Q_w}{T_{01} - T_w}$ (здесь Q_w – теп-

ловый поток на стенке; T_{01} , T_w – температура соответственно на входе в решетку и на стенке



лопатки). На рис. 5 и 6 представлены результаты моделирования при $Tu_{in} = 0,8\%$, для моделей турбулентности $k-\omega$ и SST соответственно.

По представленным результатам можно заметить, что при малых значениях интенсивности турбулентности лучшее соответствие экспериментальным данным дает применение модели $k-\omega$. Результат модели SST дает завышенное значение турбулентной вязкости, что приводит к размыванию ударной волны на стороне разрежения. Обе модели дают заниженные значения коэффициента теплообмена на стороне давления у задней кромки лопатки, что, видимо, вызвано заниженным значением интенсивности турбулентности в этой области. Заниженное значение коэффициента теплообмена на стороне разрежения вызвано недоста-



точной интенсивностью скачка уплотнения. Далее на рис. 7 и 8 представлены результаты при $Tu_{in} = 4\%$ для моделей турбулентности $k-\omega$ и SST соответственно.

Полученные результаты разных моделей для $Tu_{in} = 4\%$ мало отличаются друг от друга по характеру зависимости и по величинам, в то же время модель SST дает более гладкий результат. В целом обе модели показывают удовлетворительное согласование расчетных данных с результатами эксперимента.

Заключение

Полученные в результате моделирования результаты позволяют считать оправданным использование моделей турбулентности $k-\omega$ и SST для определения характеристик теплообмена в турбомашине в широком диапазоне режимов течения и различных значениях интенсивности турбулентности набегающего потока, при этом подбор модели и граничных условий для достижения приемлемых результатов остается сложным процессом, зависящим от искусства исследователя. Также результаты продемонстрировали возможности разработанного метода моделирования течений в турбомашине.

Литература

1. Iacovides H. Internal blade cooling: the Cinderella of computational and experimental fluid dynamics research in gas turbines / H. Iacovides, B. E. Launder // Proc. Institution Mech. Eng., Part A: J. of Power and Energy. – 2007. – № 3. – P.265–290.
2. Kapadia S. First Hybrid Turbulence Modeling for Turbine Blade Cooling / S. Kapadia, S. Roy, J. Heidmann // J. Thermophysics and Heat Transfer. – 2004. – Vol. 18, № 1. – P. 154–156.
3. Гнесин В. И. Численное исследование аэроупругих характеристик лопаточного венца турбомшины, работающей на нерасчетном режиме / В. И. Гнесин, Ю. А. Быков // Пробл. машиностроения. – 2004. – Т. 7, № 1. – С. 31–40.
4. Wilcox D. C. Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models // AIAA J. – 1988. – Vol. 26, № 11. – P. 1299–1310.
5. Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications // AIAA J. – 1994. – Vol. 32, № 8. – P. 1598–1605.
6. Arts T. Aero-Thermal Performance of a Two-Dimensional Highly Loaded Transonic Turbine Nozzle Guide Vane: A Test Case for Inviscid and Viscous Flow Computations / T. Arts, M. Lambert de Rouvroit // J. Turbomachinery. – 1992. – Vol. 114, № 1. – P. 147–154.
7. Arts T. Aerothermal performance measurements and analysis of a two-dimensional high turning rotor blade / T. Arts, J.-M. Duboue, G. Rollin // J. Turbomachinery. – 1998. – Vol. 120, № 3. – P. 494–499.

Поступила в редакцию
11.12.10