

**Поиск рекомендаций по выбору настроек  
численной модели для эффективного моделирования  
рабочего процесса лопатки осевой турбины  
с конвективным охлаждением**

© А.А. Волков, Г.М. Попов, В.М. Зубанов, В.Н. Матвеев, О.В. Батурич

Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С.П. Королёва, Самара, 443086, Россия

*В настоящее время при моделировании рабочего процесса охлаждаемых турбин стали применять модели, включающие в себя область течения в межлопаточных каналах, тело лопатки и внутренние каналы системы охлаждения. Поэтому требуются существенные ресурсы для расчета и высокая квалификация расчетчика. Попытка упростить такую модель снижает достоверность получаемых результатов. К сожалению, в доступных технических публикациях не содержатся рекомендации по настройке подобных расчетных моделей. В представленной работе приведены результаты расчетного исследования, направленного на поиск оптимальных настроек численных моделей, которые позволяют точно и с малыми затратами моделировать сопряженный рабочий процесс в осевых турбинах с конвективным охлаждением. Были выработаны практические рекомендации по выбору параметров сетки и моделей турбулентности для таких задач и сформулированы рекомендации по настройкам численных моделей рабочего процесса лопаток турбин с конвективным охлаждением в двухмерной постановке.*

**Ключевые слова:** осевая турбина, охлаждение, численное моделирование, верификация, точность, настройки, сопряженная модель, конвективный теплообмен

**Введение.** Температура газов на входе в турбину современных газотурбинных двигателей может достигать 1800...2000К, поэтому лопатки и другие элементы конструкции охлаждаются, интенсивно обдуваясь их воздухом, температура которого значительно ниже температуры газов. Охладитель выходит в проточную часть и смешивается с основным потоком, что существенно влияет на газодинамические процессы и теплообмен между лопатками и потоком [1]. По указанным причинам при моделировании процессов, происходящих в турбине, важно учитывать и взаимодействие основного потока с охладителем, и отвод теплоты в тело лопатки, что позволяет существенно повысить точность моделирования и одновременно оценить эффективность турбины, а также ее тепловое и напряженное состояние.

Для решения этой задачи используются современные программы вычислительной газовой динамики (CFD) при моделировании конвективного теплообмена. В доступных публикациях [2–8] приведено достаточно много примеров сопряженного моделирования процессов в турбине. Однако при изучении указанных работ не удалось найти

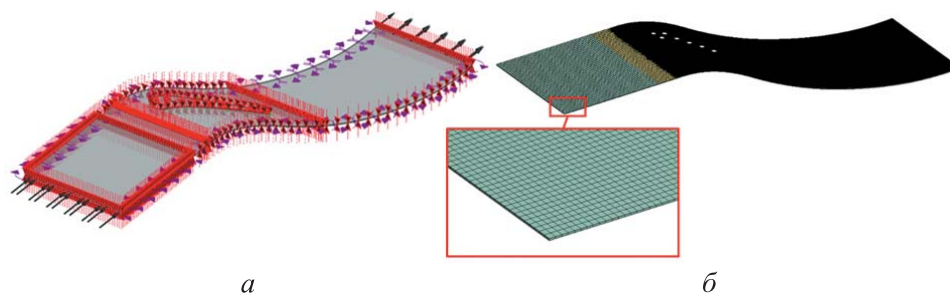
общепринятых рекомендаций по созданию сопряженных численных моделей охлаждаемых турбин.

Цель настоящей работы — найти такие рекомендации, которые позволили бы получать результаты, максимально близкие к данным испытаний, и не требовали бы существенных компьютерных ресурсов и затрат времени.

В процессе исследования было решено сконцентрировать внимание только на тех настройках расчетной модели (моделей турбулентности и параметров сетки конечных объемов), на которые может влиять инженер-практик, не имеющий достаточной квалификации для внесения изменений в алгоритмы и программные коды. Для этого было рассмотрено моделирование лопаток осевой турбины с конвективной системой охлаждения.

**Объекты исследования.** Для того чтобы выявить закономерности влияния настроек расчетных моделей на получаемые результаты, было выполнено моделирование сопряженного рабочего процесса двух охлаждаемых сопловых решеток, для которых получены экспериментальные данные. Объектами исследования стали две сопловые решетки — Mark II и СЗХ [9]. Эти «плоские» решетки с постоянным по высоте сечением широко известны, многие исследователи использовали их в качестве тестовых примеров. Источник [9] с открытым доступом содержит большой объем экспериментальных данных по указанным решеткам.

**Исходная численная модель турбинной решетки с конвективным охлаждением.** Для исследования влияния параметров численной модели на результаты расчета температуры охлаждаемой лопатки с конвективным теплообменом были созданы 2D-модели рабочих процессов в решетках MarkII и СЗХ. Под двухмерной расчетной моделью (здесь и далее) понимается модель бесконечно малой толщины (в одну ячейку конечных объемов), в которой параметры изменяются только в окружном и осевом направлениях (рис. 1).



**Рис. 1.** Геометрическая (а) и сеточная (б) модели для численного моделирования системы охлаждения лопаток с конвективным теплообменом

Создание сеточных моделей для лопаток исследуемых геометрий выполнено в программном комплексе ANSYS Mesher, расчет проводился в системе ANSYS CFX 18.2. В качестве граничных условий для основного потока на входной границе были заданы полное давление и полная температура потока, а на выходной — статическое давление. Значения этих параметров для моделей Mark II и C3X приведены в табл. 1 [9].

Таблица 1

## Граничные условия для основного потока для двух моделей

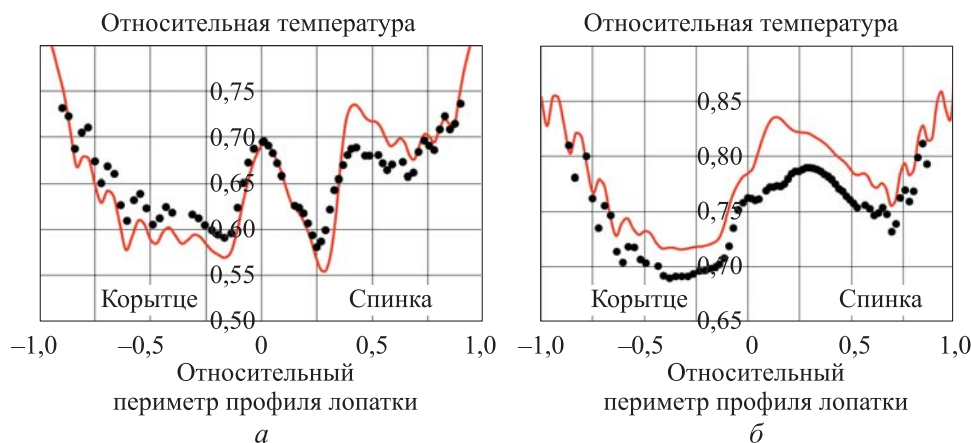
Параметр	Mark II	C3X
Полное давление на входе в расчетную область $p_{\text{вх}}^*$ , Па	337 145	408 105
Полная температура на входе в расчетную область $T_{\text{вх}}^*$ , К	788	815
Статическое давление на выходе из расчетной области $p_{\text{вых}}$ , Па	175 713	240 000

В первоначальной модели, которую использовали в качестве отправной точки исследования, сетка конечных объемов строилась по рекомендациям для неохлаждаемых турбин, приведенным в [10]. Были приняты: размер пристеночного слоя — 0,003 мм; число пристеночных слоев — 40, коэффициент роста ячеек при удалении от стенки — 1,2. Суммарное количество элементов в сетке Mark II составляло 169 893, в сетке C3X — 185 170.

Была принята модель турбулентности SST с опцией Eddy Diffusivity (вихревая диффузия), использующейся для замыкания турбулентного потока при решении уравнений теплопередачи. По умолчанию модель вихревой диффузии имела турбулентное число Прандтля, равное 0,9; для решения уравнений массовых долей было применено число Шмидта, равное числу Прандтля. Ламинарно-турбулентный переход учитывался с помощью опции Gamma Theta Model. Такая настройка позволяет прогнозировать переход от ламинарного течения к турбулентному точнее, чем настройки по умолчанию, особенно при моделировании рабочих процессов в лопаточных машинах, потому что Gamma Theta Model использует эмпирическую корреляцию, разработанную Лэнгтри и Менгер, для моделирования обтекания аэродинамических профилей, например, крыльев самолета или лопаток турбомашин.

Граничные условия на внутренних стенках каналов системы охлаждения были заданы в виде коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  и температуры охладителя  $T_{\text{охл}}$ , принятых по экспериментальным данным из работы [9]. Полученные результаты расчета численной модели сравнивались с экспериментальными данными для лопаток Mark II

(эксперимент 5411 в [9]) и СЗХ (эксперимент 4511 в [9]) (рис. 2). Для этого использовалось распределение относительной температуры по периметру профиля лопатки, которую определяли в соответствии с методикой обработки экспериментальных данных по формуле  $T_{отн} = T_{л}/811$ , где  $T_{л}$  — температура металла на поверхности лопатки по периметру профиля.



**Рис. 2.** Полученные расчетом (—) и в эксперименте (•) распределения относительной температуры по периметру профиля лопаток Mark II (а) и СЗХ (б)

Анализ рисунка позволяет сделать вывод, что результаты расчета качественно и количественно хорошо согласуются с экспериментальными данными, отличие от экспериментальных данных по относительной температуре не превышает 5 %.

Поля распределения температуры в межлопаточном канале и в теле лопатки представлены на рис. 3, из которого следует, что наиболее нагретой частью лопатки является выходная кромка, и это соответствует имеющимся экспериментальным данным [9].

При конвективном охлаждении лопаток турбин большое влияние на результаты расчета теплообмена оказывает корректность определения температуры потока в пограничном слое. Поэтому следует ожидать, что первостепенное влияние в сеточной модели охлаждаемой лопатки на результаты расчета оказывают такие параметры сетки конечных объемов, характеризующие пристеночный слой, как размер первого элемента от стенки лопатки, количество элементов в пристеночном слое, коэффициент роста ячеек.

Кроме того, на результаты расчета будет оказывать существенное влияние выбор модели турбулентности, который определяет распределение параметров потока в пограничном слое.

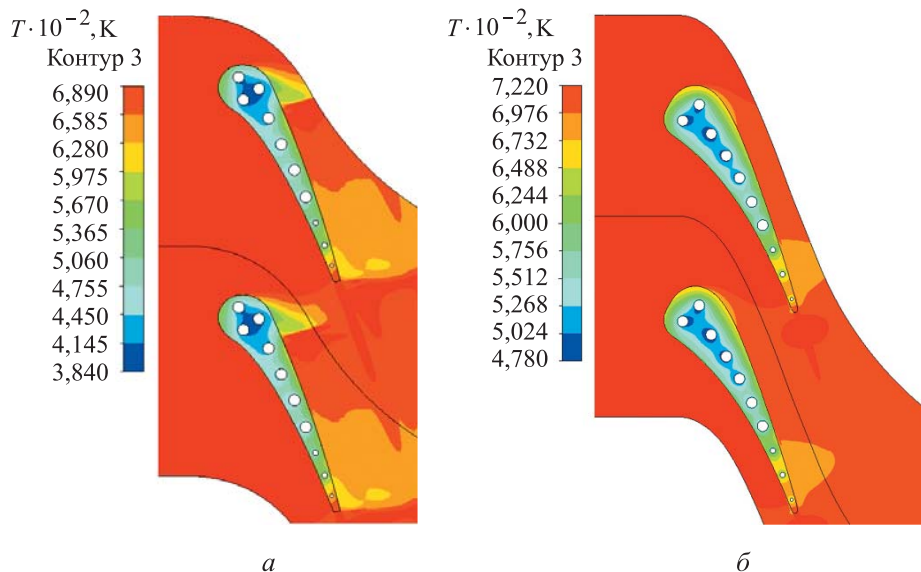


Рис. 3. Расчетное распределение температуры в межлопаточном канале и теле лопаток Mark II (а) и С3Х (б)

**Влияние размера первого элемента ячейки на результаты моделирование конвективного теплообмена.** Для изучения этого влияния было создано 10 разных численных моделей, различающихся размером первого элемента в области основного потока у стенки лопатки. Размер первой у стенки ячейки менялся в диапазоне от 0,003 мм до 0,216 мм (0,02...0,15 % от хорды лопатки). Результаты расчета распределения относительной температуры потока по периметру профиля для двух сопловых решеток представлены на рис. 4.

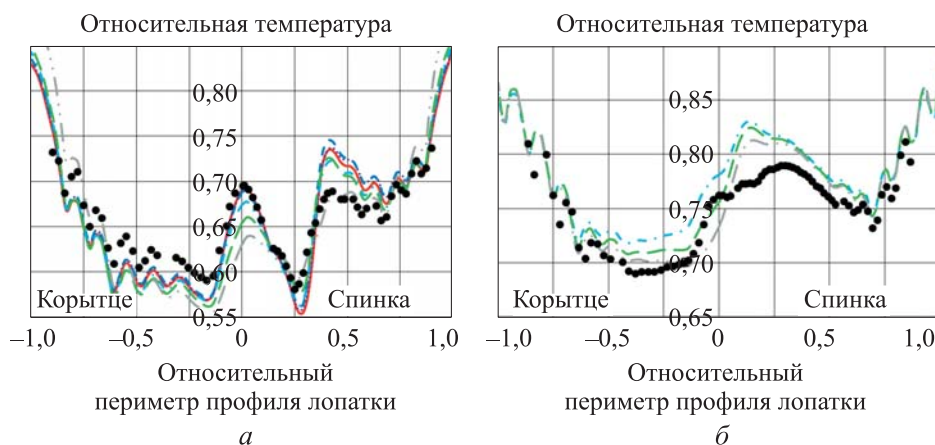
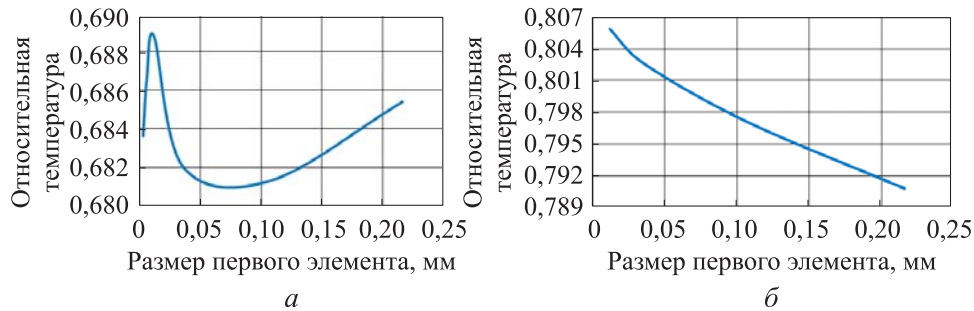


Рис. 4. Распределение расчетного значения относительной температуры по периметру профиля лопаток Mark II (а) и С3Х (б) при различных размерах первого элемента (в сопоставлении с экспериментальными данными):

- — эксперимент; — 0,07; — 0,012; — 0,108; ... — 0,006; - - - 0,036; — 0,216

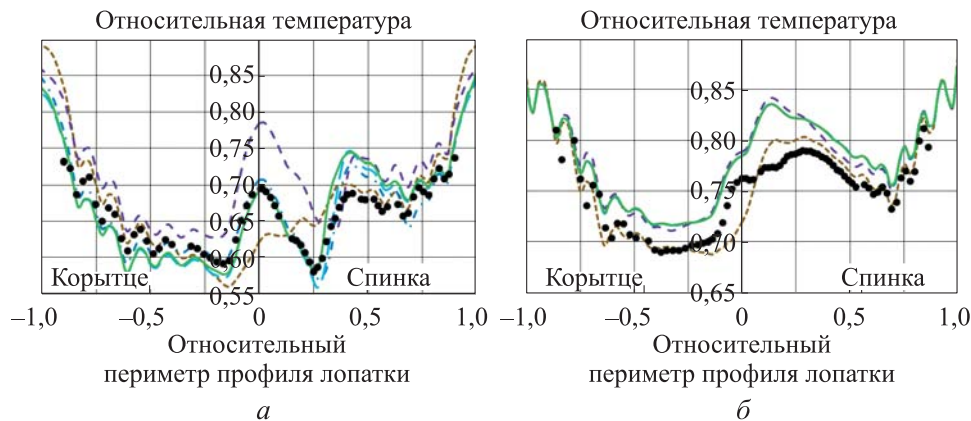
В результате анализа полученных данных построены зависимости влияния размера первого элемента сетки конечных объемов в пристеночном слое на расчетные среднеинтегральные значения относительной температуры по профилю лопатки (рис. 5).



**Рис. 5.** Влияние размера первого элемента сетки на интегральное значение относительной температуры  $T_{\text{отн}}$  по периметру профиля лопаток Mark II (а) и СЗХ (б)

Согласно приведенным на рис. 5 данным, при изменении размера первого элемента от стенки на 0,2 мм значение интегральной температуры по профилю лопатки изменяется на 6К. Следовательно, на интегральное значение температуры лопатки размер первого элемента оказывает слабое влияние в рассматриваемом диапазоне.

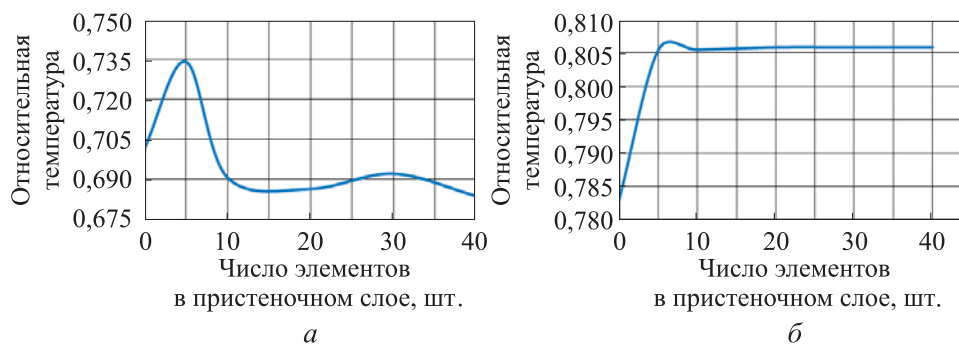
**Влияние числа элементов в пристеночном слое на результаты моделирования конвективного теплообмена.** Было создано 12 расчетных моделей для исследования влияния количества элементов в пристеночном слое, изменявшегося от 0 до 40. Результаты расчета распределения относительной температуры потока приведены на рис. 6.



**Рис. 6.** Распределение расчетного значения относительной температуры по периметру профиля лопаток Mark II (а) и СЗХ (б) в сопоставлении с экспериментальными данными при различном числе элементов в пристеночном слое:

● — эксперимент; — — — 0; - - - 5; - · - 10; — — — 20; — — — 30

Результаты анализа влияния числа элементов в структурированном пристеночном слое на значение рассчитанной средней интегральной температуры по поверхности лопатки представлены на рис. 7.



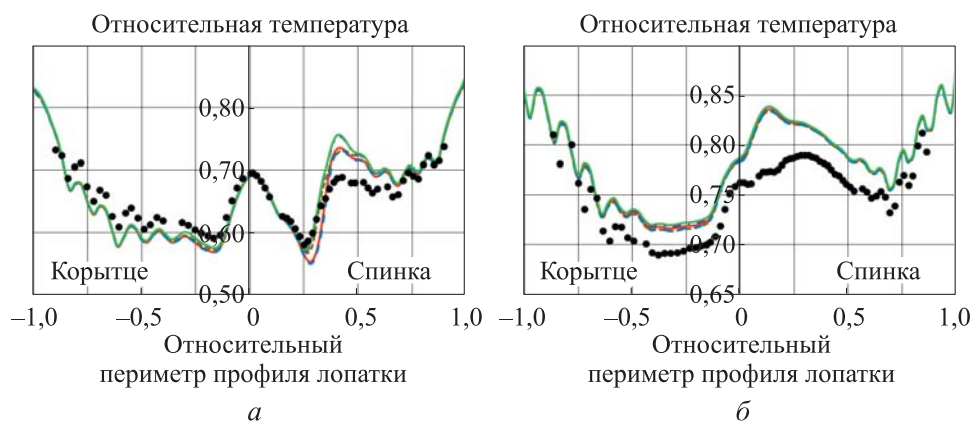
**Рис. 7.** Влияние числа элементов в структурированном пристеночном слое на расчетное значение средней интегральной относительной температуры по поверхности лопаток Mark II (а) и C3X (б)

При изменении числа элементов в пристеночном слое от 0 до 40 значение интегральной относительной температуры профиля лопатки изменяется примерно на 25К, причем наибольшее изменение будет при малом числе элементов в пристеночном слое (см. рис. 7). При увеличении числа элементов в слое от 0 до 5 среднеинтегральная температура по поверхности лопатки возрастает, затем убывает, а после 10 элементов изменяется слабо. Это объясняется тем, что при малом количестве элементов в пристеночном слое выбранная модель турбулентности использует специальную эмпирическую функцию-дополнение, рассчитывающую изменение параметров вблизи стенки с некоторым приближением. При большом числе элементов сетки в пристеночной зоне процессы в пограничном слое вычисляются непосредственно с помощью модели турбулентности. По достижении некоторого числа элементов (в данном случае 10) дальнейшее их увеличение мало влияло на интегральное значение распределения температуры по профилю лопатки.

**Влияние роста ячеек в пристеночном слое на результаты моделирование конвективного теплообмена.** Для исследования влияния коэффициента роста элементов в пристеночном слое было создано 10 численных моделей, различавшихся значением коэффициента роста ячеек в пристеночной зоне сетки конечных объемов. Этот коэффициент определяется как отношение толщины двух соседних слоев в пристеночном слое сетки при движении в направлении от стенки. В проведенном исследовании коэффициент роста ячеек в пристеночном слое изменялся от 1,05 до 1,4 (больше информации для анализа можно получить, расширив диапазон варьирования



параметра относительно обычного). Распределение расчетной относительной температуры потока приведено на рис. 8. Изменение коэффициента роста сетки конечных объемов в диапазоне от 1,05 до 1,4 приводит к изменению интегральной относительной температуры по профилю лопатки менее чем на 3К. На основе этого был сделан вывод о том, что коэффициент роста ячеек оказывает слабое влияние на интегральное значение относительной температуры на поверхности лопатки.



**Рис. 8.** Распределение расчетного значения относительной температуры по профилю лопаток Mark II (а) и СЗХ (б) в сравнении с экспериментальными данными при различных значениях коэффициента роста ячеек в пристеночном слое:

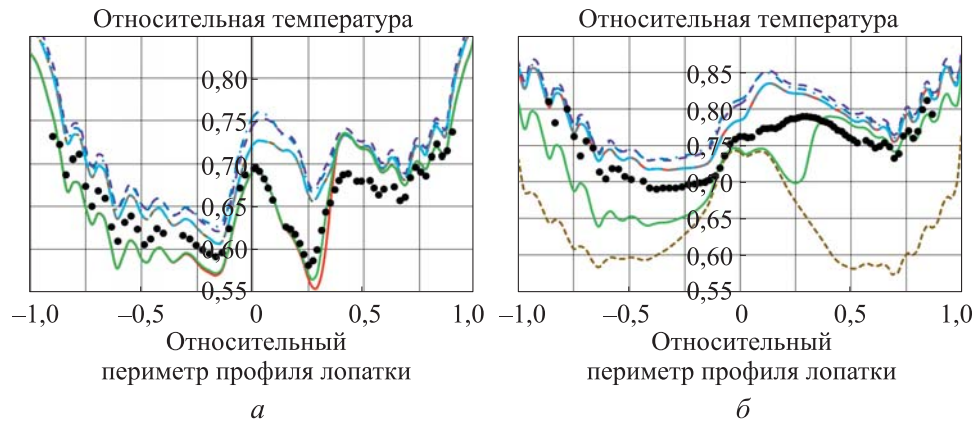
● — эксперимент; — 1,05; — 1,1; — 1,3; — 1,4

**Влияние выбора модели турбулентности на результаты моделирование конвективного теплообмена.** Для исследования влияния модели турбулентности на результаты расчета было создано 14 расчетных моделей, различавшихся принятыми в них моделями турбулентности. Были выбраны следующие модели, широко применяемые в современных программах CFD-расчета:

- $k-\omega$ -модель турбулентности;
- Omega Reynolds Stress and Baseline (BSL);
- Stress Transport (SST);
- Shear Stress Transport с опцией Eddy Diffusy (SST\_ED);
- Shear Stress Transport с опцией Eddy Diffusy и ламинарно-турбулентным переходом Fully Turbulent (SST\_ED\_FT);
- Shear Stress Transport с опцией Eddy Diffusy и ламинарно-турбулентным переходом Gamma (SST\_ED\_G);
- Shear Stress Transport с опцией Eddy Diffusy и ламинарно-турбулентным переходом Gamma Theta (SST\_ED\_GT).

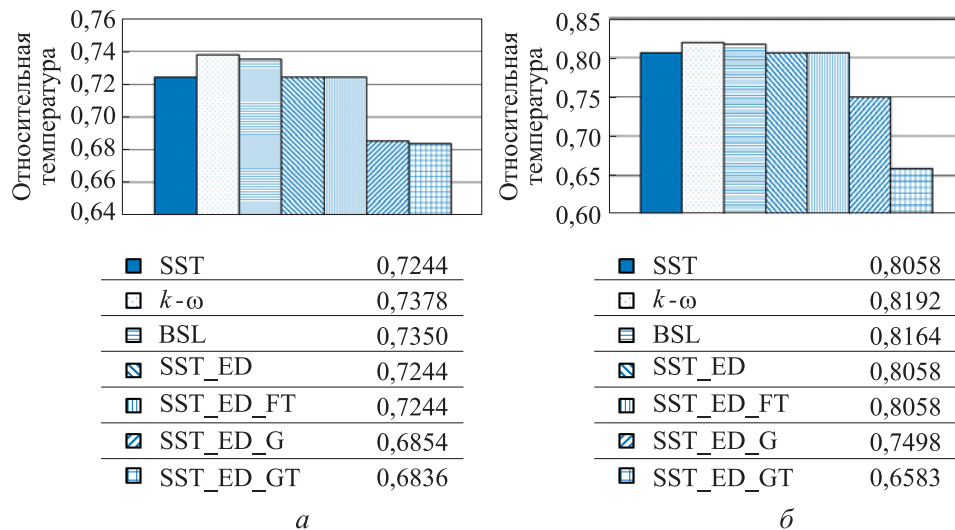
Результаты расчета распределения относительной температуры потока по поверхности лопатки представлены на рис. 9.





**Рис. 9.** Распределения расчетных значений относительной температуры по периметру профиля лопаток Mark II (а) и СЗХ (б) в сравнении с экспериментальными данными, полученные при различных моделях турбулентности:

● — эксперимент; — SST; —  $k-\omega$ ; — BLS; — SST\_ED\_G; — SST\_ED\_FT; — SST\_ED



**Рис. 10.** Влияние модели турбулентности на расчетное значение среднего значения интегральной температуры лопаток Mark II (а) и СЗХ (б)

Влияние модели турбулентности на результаты расчета средней интегральной температуры по поверхности лопатки показано на рис. 10. Выбор модели турбулентности оказывает большее влияние на расчетное интегральное значение температуры лопатки, чем параметры сеточной модели. При изменении модели турбулентности разница между интегральными значениями относительной температуры, рассчитанными с помощью различных моделей турбулентности, может достигать 80К. Следует отметить, что характер изменения значения

относительной температуры по поверхности лопатки в зависимости от моделей турбулентности для рассматриваемых лопаток получился одинаковый. Однако учет ламинарно-турбулентного перехода в модели СЗХ приводит к существенному снижению интегрального значения относительной температуры по профилю лопатки, что требуется дополнительно исследовать. Наилучшее совпадение с данными эксперимента показывают модели турбулентности  $k-\omega$  и SST.

**Заключение.** На основании анализа полученных данных были сформулированы следующие рекомендации, позволяющие моделировать рабочий процесс лопаток осевой турбины с конвективным охлаждением с наилучшей точностью при минимизации числа элементов в сеточной модели.

- Размер первого элемента оказывает существенное влияние на распределение расчетного значения относительной температуры по профилю лопатки, причем оно усиливается в области входной кромки. С увеличением размера первого элемента значение относительной температуры по профилю лопатки смещается по оси абсцисс вниз. На интегральное значение относительной температуры по профилю лопатки размер первого элемента оказывает слабое влияние. Рекомендуемый размер этого элемента для двухмерной постановки — не более 0,012 мм.

- Количество элементов в пристеночном слое значительно влияет на результаты расчета относительной температуры по профилю лопатки. При числе элементов в пристеночном слое менее 10 наблюдается как качественное, так и количественное расхождение распределения расчетной относительной температуры по профилю лопатки с данными эксперимента. На интегральное значение относительной температуры лопатки число элементов в пристеночном слое также сильно влияет, особенно в диапазоне от 0 до 10 элементов. С увеличением числа элементов в пристеночном слое значение интегральной относительной температуры на поверхности лопатки практически не изменяется. Рекомендуемое число элементов в пристеночном слое для двухмерной постановки — не менее 10 элементов.

- Коэффициент роста ячеек сетки конечных объемов в рассматриваемом диапазоне при заданном числе элементов в пристеночном слое оказывает слабое влияние на результаты расчета (как на распределение температуры по профилю, так и на его интегральные значения). Рекомендуемое значение коэффициента роста в двухмерных расчетах лопаток охлаждаемых турбин с конвективной системой охлаждения — не более 1,2.

- Выбор модели турбулентности оказывает существенное влияние на распределение как расчетного, так и интегрального значения относительной температуры по профилю лопатки. Особое внимание следует уделить ламинарно-турбулентному переходу. Так, при расчете

лопатки Mark II с включенной опцией ламинарно-турбулентного перехода результаты расчета относительной температуры хорошо согласуются с экспериментальными данными. Но при расчете лопатки СЗХ включение опции ламинарно-турбулентного перехода приводит к существенному снижению рассчитываемой относительной температуры лопатки, за исключением участка входной кромки.

*Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 23-79-10266, <https://rscf.ru/project/23-79-10266/>.*

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандрацкий В.Л. *Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок*. Москва, Машиностроение, 2008, 207 с.
- [2] Ho K., Liu J.S., Elliott T., et al. Coupled heat transfer analysis for gas turbine film-cooled blade. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Volume 5A: Heat Transfer.*, 2016, pp. no: GT2016-56688, V05AT10A003. <https://doi.org/10.1115/GT2016-56688>
- [3] Ke Z., Wang J. Coupled heat transfer simulations of pulsed film cooling on an entire turbine vane. *Applied Thermal Engineering*, 2016, vol. 109, pp. 600–609.
- [4] Insinna M., Griffini D., Salvadori S., et al. Coupled heat transfer analysis of a film cooled high-pressure turbine vane under realistic combustor exit flow conditions. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. Volume 5A: Heat Transfer*, 2014, pp. no: GT2014-25280, V05AT11A007. <https://doi.org/10.1115/GT2014-25280>
- [5] Wróblewski W. Numerical evaluation of the blade cooling for the supercritical steam turbine. *Applied Thermal Engineering*, 2013, no. 51, pp. 953–962.
- [6] Bonini A., Andreini A., Carcaschi C., et al. Coupled heat transfer calculations on GT rotor blade for industrial applications: Part I — Equivalent internal fluid network setup and procedure description. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition. Volume 4: Heat Transfer, Parts A and B*, 2012, pp. no: GT2012-69846, pp. 669–679. <https://doi.org/10.1115/GT2012-69846>
- [7] Shevchenko I.V., Rogalev N., Rogalev A., et al. Verification of thermal models of internally cooled gas turbine blades. *International Journal of Rotating Machinery*, 2018. Special Issue. Article ID 6780137. <https://doi.org/10.1155/2018/6780137>
- [8] Duchaine F., Corpron A., Pons L. Development and assessment of a coupled strategy for coupled heat transfer with Large Eddy Simulation: Application to a cooled turbine blade. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2009, no. 30, pp. 1129–1141. <https://doi.org/10.1016/J.IJHEATFLUIDFLOW.2009.07.004>
- [9] Hylton L.D., Mihelc M.S., Turner E.R., et al. *NASA technical report: NASA-CR-168015*, 1983.
- [10] Popov G., Matveev V., Baturin O., et al. Selection of parameters for blade-to-blade finite-volume mesh for CFD simulation of axial turbines. In: *MATEC Web of Conferences*, 2018, vol. 220. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201822003003>

Статья поступила в редакцию 23.08.2022

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Волков А.А., Попов Г.М., Зубанов В.М., Матвеев В.Н., Батури О.В. Поиск рекомендаций по выбору настроек численной модели для эффективного моделирования рабочего процесса лопатки осевой турбины с конвективным охлаждением. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2023, вып. 11.

<http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2023-11-2316>

**Волков Андрей Александрович** — аспирант кафедры теории двигателей летательных аппаратов (ТДЛА) имени В.П. Лукачева, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва.

e-mail: a44rey@gmail.com SPIN-код: 1543-0064, Scopus Author ID 57195153296

**Попов Григорий Михайлович** — канд. техн. наук, доцент кафедры ТДЛА имени В.П. Лукачева, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва. e-mail: grishatty@gmail.com

SPIN-код: 1187-7749, Scopus Author ID 56438997800, ORCID 0000-0003-4491-1845

**Зубанов Василий Михайлович** — доцент кафедры ТДЛА имени В.П. Лукачева, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва. e-mail: waskes91@gmail.com

SPIN-код: 3086-2720, Scopus Author ID 56439892700, ORCID 0000-0003-0737-3048, Web of Science Researcher ID E-4923-2014

**Матвеев Валерий Николаевич** — д-р техн. наук, профессор кафедры ТДЛА имени В.П. Лукачева, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва. e-mail: valeriy2008@rambler.ru

SPIN-код: 3778-9180, Scopus Author ID 7203051564, ORCID 0000-0001-8111-0612, Web of Science Researcher ID E-4746-2014

**Батури Олег Витальевич** — канд. техн. наук, доцент кафедры ТДЛА имени В.П. Лукачева, Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва. e-mail: oleg.v.baturin@gmail.com

SPIN-код: 7655-5817, Scopus Author ID 56460203000, ORCID 0000-0002-7674-6496

## **A search for recommendations to select numerical model settings for efficient simulation of the working process of the axial turbine blade with convective cooling**

©A.A. Volkov, G.M. Popov, V.M. Zubanov, V.N. Matveev, O.V. Baturin

Samara National Research University, Samara, 443086, Russia

*Currently, when simulating the cooled turbine operation process, models are introduced that include flow section in the interblade channels, blade body and internal channels of the cooling system. Such models require significant calculation resources and high qualification of the designer. An attempt to simplify the model reduces reliability of the results obtained. Unfortunately, the available technical publications do not provide recommendations on adjusting such calculation models. The presented work provides results of a study aimed at finding optimal settings of the numerical models making it possible to accurately and cost-effectively simulate the associated operation process in the cooled turbines with convective cooling. As a result, practical recommendations were obtained in selection of grid parameters and turbulence models for such problems. Recommendations were generated for adjusting the working process numerical models of the turbine blades with convective cooling in the two-dimensional setting.*

**Keywords:** axial turbine, cooling, numerical simulation, verification, accuracy, settings, coupled model, convective heat transfer

*The study was supported by a grant from the Russian Science Foundation  
No 23-79-10266, <https://rscf.ru/project/23-79-10266/>*

### REFERENCES

- [1] Inozemtsev A.A., Nikhamkin M.A., Sandratskiy V.L. *Osnovy konstruirovaniya aviatsionnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok* [Fundamentals of designing aircraft engines and power plants]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2008, 207 p.
- [2] Ho K., Liu J.S., Elliott T., et al. Coupled heat transfer analysis for gas turbine film-cooled blade. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Volume 5A: Heat Transfer*, 2016, art. no. GT2016-56688, V05AT10A003. <https://doi.org/10.1115/GT2016-56688>
- [3] Ke Z., Wang J. Coupled heat transfer simulations of pulsed film cooling on an entire turbine vane. *Applied Thermal Engineering*, 2016, vol. 109, pp. 600–609.
- [4] Insinna M., Griffini D., Salvadori S., et al. Coupled heat transfer analysis of a film cooled high-pressure turbine vane under realistic combustor exit flow conditions. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. Volume 5A: Heat Transfer*, 2014, art. no. GT2014-25280, V05AT11A007. <https://doi.org/10.1115/GT2014-25280>
- [5] Wróblewski W. Numerical evaluation of the blade cooling for the supercritical steam turbine. *Applied Thermal Engineering*, 2013, no. 51, pp. 953–962.
- [6] Bonini A., Andreini A., Carcasci C., et al. Coupled heat transfer calculations on GT rotor blade for industrial applications: Part I—Equivalent internal fluid network setup and procedure description. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition. Volume 4: Heat Transfer, Parts A and B*, 2012, art. no. GT2012-69846, pp. 669–679. <https://doi.org/10.1115/GT2012-69846>

- [7] Shevchenko I.V., Rogalev N., Rogalev A., et al. verification of thermal models of internally cooled gas turbine blades. *International Journal of Rotating Machinery*, 2018, Special Issue. Article ID 6780137.  
<https://doi.org/10.1155/2018/6780137>
- [8] Duchaine F., Corpron A., Pons L. Development and assessment of a coupled strategy for coupled heat transfer with Large Eddy Simulation: Application to a cooled turbine blade. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2009, no. 30, pp. 1129–1141.  
<https://doi.org/10.1016/J.IJHEATFLUIDFLOW.2009.07.004>
- [9] Hylton L.D., Mihelc M.S., Turner E.R., et al. *NASA technical report: NASA-CR-168015*, 1983.
- [10] Popov G., Matveev V., Baturin O., et al. Selection of parameters for blade-to-blade finite-volume mesh for CFD simulation of axial turbines. *MATEC Web of Conferences*, 2018, vol. 220.  
<https://doi.org/10.1051/mateconf/201822003003>

**Volkov A.A.**, Postgraduate, V.P. Lukachev Department of Aircraft Engine Theory, Samara National Research University. e-mail: a44rey@gmail.com  
SPIN-code: 1543-0064, Scopus Author ID 57195153296

**Popov G.M.**, Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, V.P. Lukachev Department of Aircraft Engine Theory, Samara National Research University. e-mail: grishatty@gmail.com  
SPIN-code: 1187-7749, Scopus Author ID 56438997800, ORCID 0000-0003-4491-1845

**Zubanov V.M.**, Associate Professor, V.P. Lukachev Department of Aircraft Engine Theory, Samara National Research University. e-mail: waskes91@gmail.com  
SPIN-code: 3086-2720, Scopus Author ID 56439892700, ORCID 0000-0003-0737-3048, Web of Science Researcher ID E-4923-2014

**Matveev V.N.**, Dr. Sc. (Eng.), Professor, V.P. Lukachev Department of Aircraft Engine Theory, Samara National Research University. e-mail: valeriy2008@rambler.ru  
SPIN-code: 3778-9180, Scopus Author ID 7203051564, ORCID 0000-0001-8111-0612, Web of Science Researcher ID E-4746-2014

**Baturin O.V.**, Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, V.P. Lukachev Department of Aircraft Engine Theory, Samara National Research University.  
e-mail: oleg.v.baturin@gmail.com  
SPIN-code: 7655-5817, Scopus Author ID 56460203000, ORCID 0000-0002-7674-6496