

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ, ЧИСЛЕННЫЕ МЕТОДЫ И КОМПЛЕКСЫ ПРОГРАММ

УДК 629.7

Д. А. АХМЕДЗЯНОВ, А. Е. КИШАЛОВ

ВЕРИФИКАЦИЯ РАСЧЕТА ПРОЦЕССА ТЕПЛООБМЕНА  
В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ ANSYS CFX

Проведено исследование погрешности расчета теплообмена в программном комплексе численного гидрогазодинамического моделирования ANSYS 11.0 CFX относительно расчета по полуэмпирической методике. *Авиационные двигатели; газодинамическое моделирование; теплообмен*

При создании современной авиационной техники, при модернизации старой, задачи расчета теплообмена встречаются очень часто. От их корректного решения зависит, будет ли изделие отвечать предъявляемым к нему требованиям. От правильности и точности расчетов задач теплообмена напрямую зависит прочность и ресурс конструкции. Практически любая деталь в любом узле авиационного двигателя участвует в теплообмене с окружающей средой или, что сложнее и опаснее для детали с точки зрения прочности, с рабочим телом (так как рабочее тело, как правило, имеет высокие температуры). Тепловые расчеты проводятся для всех нагретых деталей и узлов ГТД (камера сгорания, охлаждение жаровой трубы камеры сгорания, охлаждение лопаток турбин, теплозащитный экран форсажной камеры и т. д.) и даже для традиционно «холодных» узлов двигателя – воздухозаборник, компрессор (воздухозаборник и передние ступени компрессора – при проектировании противообледенительной системы, задние ступени компрессора – так как в современных ГТД рабочее тело также нагревается до высоких температур). Целью данной работы является исследование погрешности расчета теплообмена в программном комплексе 3-D численного гидрогазодинамического моделирования ANSYS 11.0 CFX [4, 5] относительно расчета по полуэмпирической методике (расчет по аналитическим формулам [2, 3]).

**Описание расчетной модели.** Модель для расчета представлена на рис. 1.

Модель представляет собой две коаксиальные трубы. По внутренней трубе течет воздух с полной температурой  $T_{\text{возд}}^* = 373 \text{ К}$ , с полным давлением на входе

$P_{1\text{возд}}^* = 116524 \text{ Па}$  и статическим давлением на выходе  $P_{2\text{возд}} = 101325 \text{ Па}$ . При нормальных условиях коэффициент теплопроводности воздуха  $\lambda_{\text{возд}} = 0,0261 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ , массовая удельная теплоемкость воздуха при постоянном давлении  $c_{p\text{возд}} = 1004,5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ , динамическая вязкость  $\mu_{\text{возд}} = 1,831 \cdot 10^{-5} \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}}$  [1].

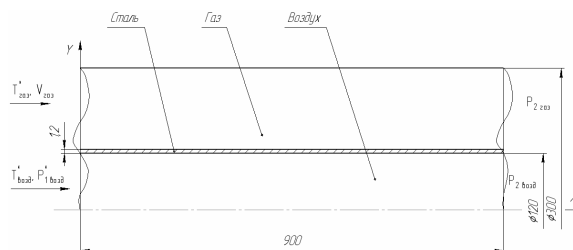


Рис. 1. Расчетная модель

Материал внутренней трубы – сталь с коэффициентом теплопроводности  $\lambda_{\text{ст}} = 60,5 \text{ Вт/(м К)}$ . Длина трубы  $l = 0,9 \text{ м}$ . Толщина трубы  $\delta = 0,0012 \text{ м}$ .

По наружной трубе в том же направлении, что и воздух, течет газ ( $k_{\text{газ}} = 1,4$ ) с полной температурой  $T_{\text{газ}}^* = 888 \text{ К}$ , скоростью  $V_{\text{газ}} = 291,1 \text{ м/с}$  и давлением на выходе  $P_{2\text{газ}} = 222915 \text{ Па}$ . При нормальных условиях параметры газа совпадают с параметрами воздуха.

Считаем, что теплоотвода в окружающую среду через стенки труб нет (стенки адиабатические).

**Расчет № 1.** Расчет проводим по аналитическим формулам, приведенным в [2] и [3]. В результате проведенных расчетов получим:

- температуру стенки со стороны газа  $T_{\text{стгаз}} = 667,1 \text{ К}$ ;

- температуру стенки со стороны воздуха  $T_{\text{ст.возд}} = 665,3 \text{ К}$ ;
- температуру воздуха на выходе из расчетной области  $T_{2\text{возд}} = 374,1 \text{ К}$ ;
- температуру газа на выходе из расчетной области  $T_{2\text{газ}} = 844,1 \text{ К}$ .

**Выбор модели турбулентности для расчетов в программном комплексе ANSYS CFX.** Модель турбулентности  $k - \epsilon$  применяется и дает неплохие результаты в 95% расчетов. Поэтому начинать расчет следует с этой модели турбулентности.

Модель турбулентности Wilcox  $k - \omega$ . Решает два уравнения переноса – одно для турбулентной кинетической энергии  $k$ , второе для частоты турбулентности  $\omega$ . Наибольший недостаток этой модели – сильная чувствительность к граничным условиям свободного потока. Для получения корректного решения требует большого количества ячеек в пристеночных слоях.

Модель турбулентности SST – одна из разновидностей моделей турбулентности  $k - \omega$ . Shear Stress Transport – модель переноса касательных напряжений, применяется, когда требуется хорошее решение в пристеночном слое. Она комбинирует преимущества базовой модели  $k - \omega$  и  $k - \epsilon$ , но также как и модель  $k - \omega$  предъявляет высокие требования к разрешению сетки вблизи стенок.

Модель турбулентности Reynolds Stress применяется при расчетах переноса турбулентности, при расчете неравновесных эффектов, при расчете потоков с сильной анизотропией. Из недостатков данной модели – сложность решаемых уравнений и, как следствие, плохая сходимости при решении.

Модель турбулентности Zero Equation – очень простая модель турбулентной вязкости. Значение турбулентной вязкости определяется из эмпирической формулы. Модель имеет небольшое физическое обоснование и поэтому не рекомендуется для проведения точных расчетов.

Модель турбулентности Eddy Viscosity предназначена для расчетов с незначительной турбулентностью, которая непрерывно формируется и рассеивается.

Как можно видеть из приведенного описания моделей турбулентности, для решения данной задачи лучше всего подходят модели турбулентности  $k - \epsilon$  и SST.

**Расчет № 2.** Расчет проведен в программном комплексе ANSYS CFX.

Модель для расчета представлена на рис. 1. Для экономии времени расчета была использо-

вана половина модели. Модель состоит из трех отдельных частей, соединенных между собой специальными взаимосвязями.

На рис. 2 показан результат построения сетки на части модели, по которой течет воздух. Количество элементов данной части модели: 128 983.

На рис. 3 показан результат построения сетки на второй части модели. Количество элементов данной части модели: 74 859.

На рис. 4 показан результат построения сетки на третьей части модели, по которой течет газ. Количество элементов данной части модели: 247 235.

Суммарное количество элементов в модели 451 077.

Исходные данные для расчета соответствуют исходным данным для расчета по аналитическим формулам.

На левом торце внутренней трубы – вход с параметрами: скорость  $V_{\text{возд}} = 171,3 \text{ м/с}$ , полная температура  $T_{\text{возд}}^* = 373 \text{ К}$ . Ссылочное давление  $P_{\text{ref}} = 101325 \text{ Па}$ . На правом торце внутренней трубы было установлено граничное условие выхода, избыточное давление 0 Па. Рабочее тело – воздух, модель теплопереноса Total Energy, модель турбулентности  $k - \epsilon$ .

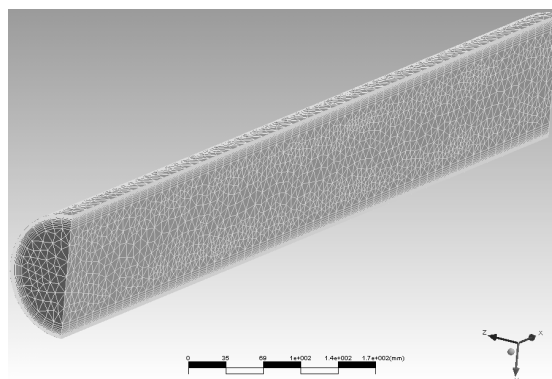


Рис. 2. Конечноэлементная модель «Воздух»

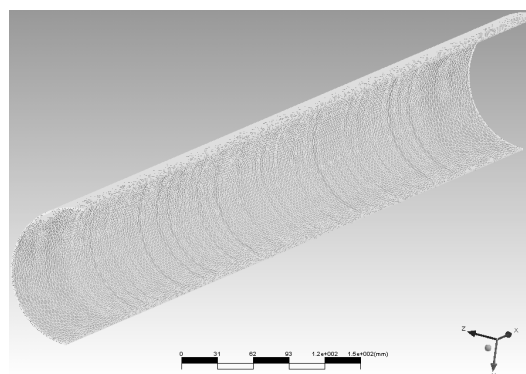


Рис. 3. Конечноэлементная модель «Сталь»

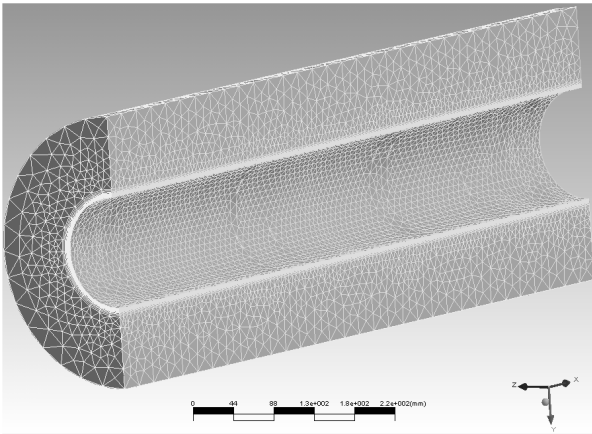


Рис. 4. Конечноэлементная модель «Газ»

На левом торце наружной трубы было установлено граничное условие входа с параметрами: скорость  $V_{\text{газ}} = 291,1$  м/с, полная температура  $T_{\text{газ}}^* = 888$  К. Ссылочное давление  $P_{\text{ref}} = 101325$  Па. На правом торце наружной трубы было установлено граничное условие выхода, избыточное давление 121590 Па.

На наружной поверхности наружной трубы было установлено граничное условие адиабатической стенки с условием проскальзывания (т.е. пограничный слой не образуется, теплообмена с окружающей средой нет).

Рабочее тело в наружной трубе – воздух с измененными свойствами:

- массовая удельная теплоемкость при постоянном давлении  $c_{p\text{газ}} = 1035 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ;
- коэффициент теплопроводности  $\lambda_{\text{газ}} = 0,0261 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$  (как и для воздуха);
- изменение динамической вязкости при изменении температуры было учтено по формуле Сатерленда [1].

Модель теплопереноса Total Energy, модель турбулентности  $k - \epsilon$ . Материал стенки трубы – сталь с коэффициентом теплопроводности  $\lambda_{\text{ст}} = 60,5$  Вт/(м К).

На левом и правом торцах стальной трубы было установлено граничное условие адиабатической стенки (теплообмена с внешней средой нет).

Модель теплопереноса в стальной трубе Thermal Energy. На стальной трубе было установлено условие, при котором, в начальный момент времени, температура трубы была равна 630,5 К.

Проведено порядка 500 итераций до достижения устойчивого решения. Сходимость решения уравнений порядка  $10^{-4}$ .

Результаты расчетов приведены на рис. 5 – 7.

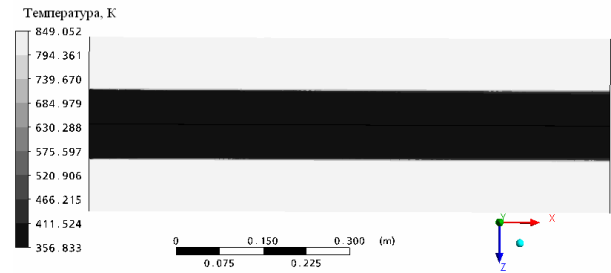


Рис. 5. Распределение температур

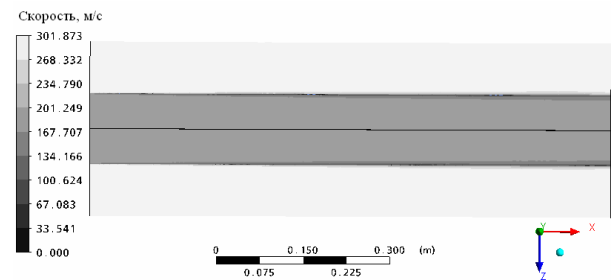


Рис. 6. Распределение скоростей

В результате расчета определены:

- средняя температура стенки со стороны газа  $T_{\text{ст газ}} = 710,7$  К;
- средняя температура стенки со стороны воздуха  $T_{\text{ст возд}} = 709,3$  К;
- среднемассовая температура газа на выходе из модели  $T_{2\text{газ}} = 844,0$  К;
- среднемассовая температура воздуха на выходе из модели  $T_{2\text{возд}} = 371,6$  К.

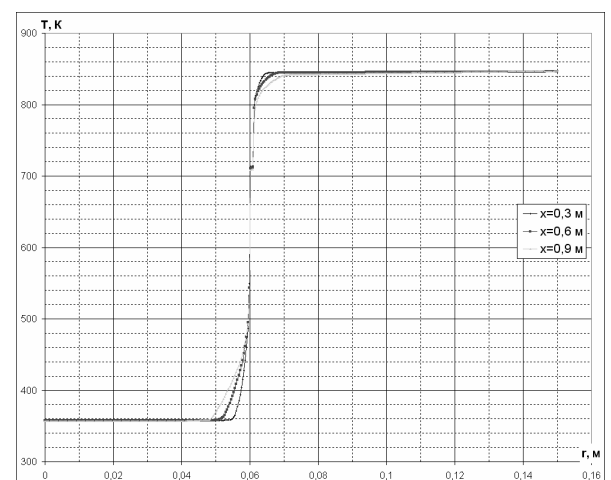


Рис. 7. Эпюры температур по радиусу  $r$ , на расстоянии 0,3; 0,6; 0,9 м по оси

**Расчет № 3.** Расчет проведен в программном комплексе ANSYS CFX. Модель для расчета, исходные данные, граничные условия и

параметры сетки соответствуют расчету № 2. В отличие от расчета № 2, в данном расчете применена модель турбулентности SST.

Проведено порядка 400 итераций до достижения устойчивого решения. Сходимость решения уравнений порядка  $10^{-4}$ .

Результаты расчетов приведены на рис. 8–10.

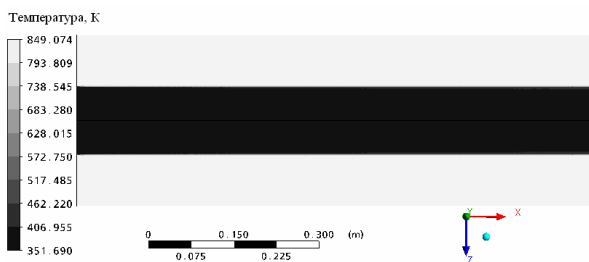


Рис. 8. Распределение температур

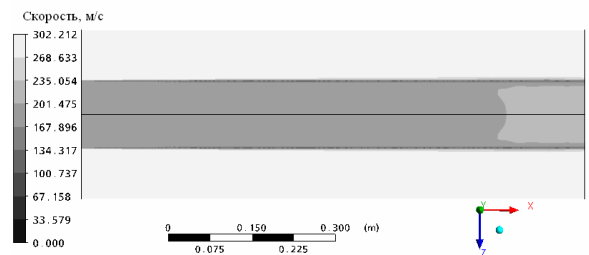


Рис. 9. Распределение скоростей

В результате расчета определены:

- средняя температура стенки со стороны газа  $T_{ст\ газ} = 696,9\text{ К}$ ;
- средняя температура стенки со стороны воздуха  $T_{ст\ возд} = 695,4\text{ К}$ ;
- среднемассовая температура газа на выходе из модели  $T_{2\ газ} = 843,7\text{ К}$ ;
- среднемассовая температура воздуха на выходе из модели  $T_{2\ возд} = 366,3\text{ К}$ .

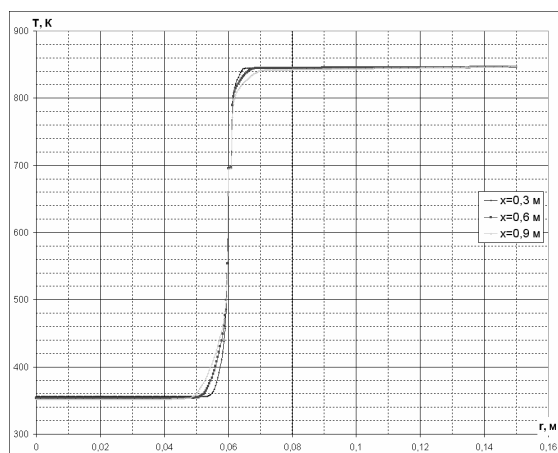


Рис. 10. Эпюры температур по радиусу  $r$ , на расстоянии 0,3; 0,6; 0,9 м по оси  $X$

**Расчет № 4.** Расчет проведен в программном комплексе ANSYS CFX.

Модель для расчета, исходные данные и граничные условия соответствуют расчету № 2, но в отличие от расчета № 2, в данном расчете построена более мелкая сетка.

На первой части модели, по которой течет воздух, была построена сетка с количеством элементов 985 332.

На второй части модели – стенке, была построена сетка с количеством элементов 117 364.

На третьей части модели, по которой течет газ, была построена сетка с количеством элементов 1 417 987.

Суммарное количество элементов в модели 2 520 683.

Проведено порядка 300 итераций до достижения устойчивого решения. Сходимость решения уравнений порядка  $10^{-4}$ .

Результаты расчетов приведены на рис. 11–13.

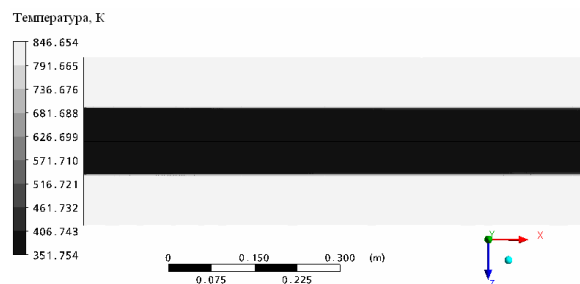


Рис. 11. Распределение температур

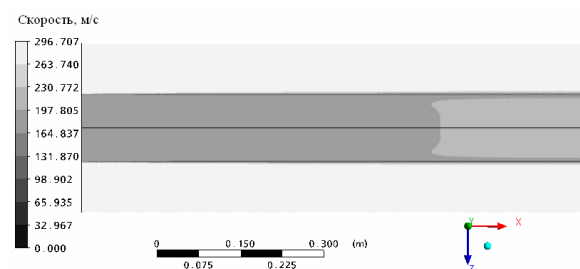


Рис. 12. Распределение скоростей

В результате расчета определены:

- средняя температура стенки со стороны газа  $T_{ст\ газ} = 695,4\text{ К}$ ;
- средняя температура стенки со стороны воздуха  $T_{ст\ возд} = 694,0\text{ К}$ ;
- среднемассовая температура газа на выходе из модели  $T_{2\ газ} = 843,7\text{ К}$ ;
- среднемассовая температура воздуха на выходе из модели  $T_{2\ возд} = 365,8\text{ К}$ .

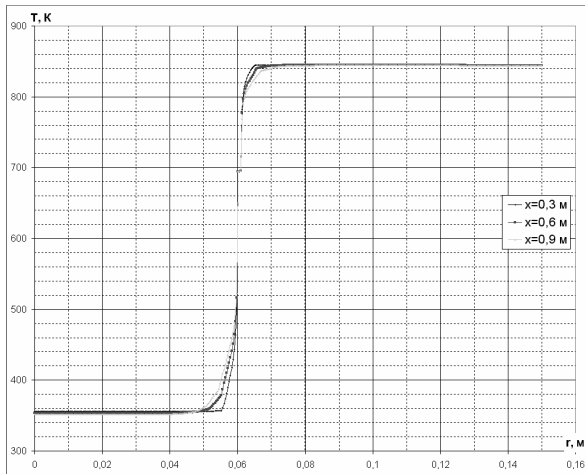


Рис. 13. Эпюры температур по радиусу  $r$ , на расстоянии 0,3; 0,6; 0,9 м по оси  $X$

**Расчет № 5.** Расчет проведен в программном комплексе ANSYS CFX. Модель для расчета, исходные данные и граничные условия соответствуют расчету № 2 но в отличие от расчета № 2, в данном расчете использована сетка с параметрами из расчета № 4. В данном расчете, как и в расчете № 3, применена модель турбулентности SST.

Проведено порядка 300 итераций до достижения устойчивого решения. Сходимость решения уравнений порядка  $10^{-4}$ .

Результаты расчетов приведены на рис. 14–16.

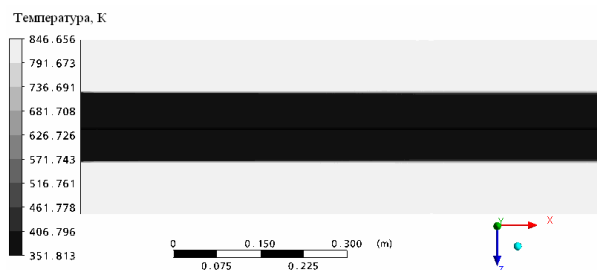


Рис. 14. Распределение температур

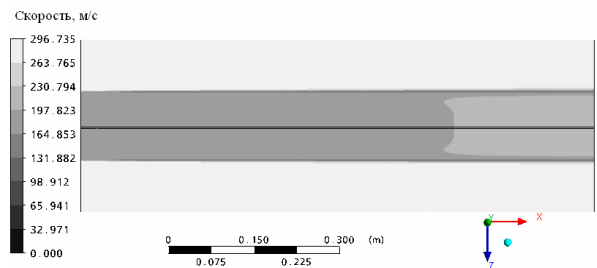


Рис. 15. Распределение скоростей

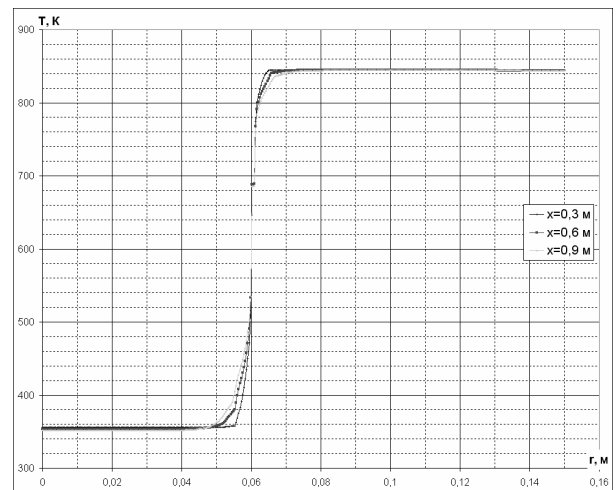


Рис. 16. Эпюры температур по радиусу  $r$ , на расстоянии 0,3; 0,6; 0,9 м по оси  $X$

В результате расчета определены:

- средняя температура стенки со стороны газа  $T_{ст\ газ} = 688,4$  К;
- средняя температура стенки со стороны воздуха  $T_{ст\ возд} = 686,9$  К;
- среднемассовая температура газа на выходе из модели  $T_{2\ газ} = 843,6$  К;
- среднемассовая температура воздуха на выходе из модели  $T_{2\ возд} = 366,6$  К.

**Анализ полученных результатов.** Результаты расчетов приведены в табл. 1.

Погрешность расчета № 2, по сравнению с расчетом по аналитическим формулам при определении температуры стенки составила 6,61 %, а при определении температуры потока на выходе – менее 1%.

При переходе на модель турбулентности SST, расчет № 3, погрешность в определении температуры стенки составила 4,52%, а при определении температуры потока на выходе – около 2%.

При увеличении количества ячеек до 2 520 683 и при модели турбулентности  $k - \epsilon$ , расчет № 4, погрешность в определении температуры стенки составила 4,31%, а при определении температуры потока на выходе – 2,27%.

При расчете с моделью турбулентности SST и количеством ячеек 2 520 683, расчет № 5, погрешность в определении температуры стенки составила 3,25%, а при определении температуры потока на выходе – около 2%.

Наилучшие результаты дает модель с количеством ячеек 2 520 683 и с моделью турбулентности SST (расчет № 5).

Увеличение количества ячеек с 451 077 (расчет № 2) до 2 520 683 (расчет № 4) увеличивает точность расчета.

Т а б л и ц а 1

## Результаты расчетов

Название расчета	Расчет № 1	Расчет № 2	Расчет № 3	Расчет № 4	Расчет № 5
Средняя температура стенки со стороны газа $T_{ст\ газ}$ , К $T_{ст\ газ}$ , К	667,1	710,7	696,9	695,5	688,4
Относительная погрешность по сравнению с расчетом № 1, %	–	6,54	4,47	4,26	3,19
Средняя температура стенки со стороны воздуха $T_{ст\ возд}$ , К	665,3	709,3	695,4	694,0	686,9
Относительная погрешность по сравнению с расчетом № 1, %	–	6,61	4,52	4,31	3,25
Среднемассовая температура газа на выходе из модели $T_{2\ газ}$ , К	844,1	844,0	843,9	843,7	843,6
Относительная погрешность по сравнению с расчетом № 1, %	–	0,01	0,02	0,05	0,06
Среднемассовая температура воздуха на выходе из модели $T_{2\ возд}$ , К	374,1	371,6	366,3	365,8	366,6
Относительная погрешность по сравнению с расчетом № 1, %	–	0,67	2,13	2,27	2,05

Переход с модели турбулентности  $k - \epsilon$  (расчеты № 2 и № 4) на SST (расчеты № 3 и № 5) также увеличивает точность расчета. На модели с большим числом ячеек данный эффект заметен меньше, чем на моделях с меньшим числом ячеек.

Эпюры температур, построенные в различных сечениях по длине трубы, показывают постепенное (плавное) нарастание теплового пограничного слоя с обеих сторон от стенки, что соответствует теории.

Поля скоростей и температур в различных расчетах примерно одинаковы, различия наблюдаются только в тонком скоростном и тепловом пограничном слое (в зависимости от модели турбулентности и количества ячеек, которыми описывается пограничный слой).

Погрешность расчета в программном комплексе ANSYS CFX (расчет № 5) относительно расчета по полуэмпирической методике (расчет №1) порядка 3% вполне приемлема, так как существует погрешность расчета по полуэмпирической методике относительно эксперимента.

Таким образом, проведено четыре расчета в программном комплексе ANSYS CFX и один расчет по полуэмпирической методике (расчет № 1).

Наименьшая погрешность расчета достигнута в модели с количеством ячеек 2 520 683 и с моделью турбулентности SST (расчет № 5) и составила 3,25%.

Наибольшая погрешность расчета – в модели с количеством ячеек 451 077 и с моделью турбулентности  $k - \epsilon$  (расчет № 2) и составила 6,61%.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Идельчик И. Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.
2. **Кошкин В. К.** Основы теплопередачи в авиационной и ракетно-космической технике. М.: Машиностроение, 1975. 624 с.
3. **Михеев М. А., Михеева И. М.** Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1973. 320 с.
4. CAE-система ANSYS [Электронный ресурс] (<http://www.ansys.com/>).
5. Электронный журнал для пользователей CAE-системой ANSYS [Электронный ресурс] (<http://www.ansysolutions.ru/>).

## ОБ АВТОРАХ



**Ахмедзянов Дмитрий Альбертович**, проф. каф. авиац. двигателей, зам. декана ФАД. Дипл. инж. по авиац. двигателям и энерг. уст. (УГАТУ, 1997). Д-р техн. наук по тепл., электроракетн. двигателям и энергоустановкам ЛА (УГАТУ, 2007). Иссл. в обл. рабочих процессов в авиац. ГТД, разработки матем. моделей сложн. техн. объектов, САПР авиац. ГТД.



**Кишалов Александр Евгеньевич**, асп. каф. авиац. двигателей. Дипл. инж. по авиац. двигателям и энерг. уст. (УГАТУ, 2006). Дипл. инж.-констр. ФГУП НПП «Мотор». Иссл. в обл. автоматизации и газодинамического моделирования форсажных камер сгорания авиац. ГТД.