

## Литература

1. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров: Пер. с англ. – М.: Мир, 2000. – 688 с.
2. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В. Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 452 с.
3. Расчетно-экспериментальное исследование осецентрибежного компрессора со специальным профилированием лопаточных венцов / М.а. Шаровский, М.Ю. Шелковский, е.а. токарева, а.в. ивченко // Авиаци. – косм. техника и технология. Изд. ХАИ, Харьков– 2010. – №9 (76). –с.34–40.
4. Разработка осецентрибежного компрессора для энергетического двигателя малой мощности /В.Е. Спицын, М.А. Шаровский, Е.А. Токарева, А.В. Ивченко, М.Ю. Шелковский//Восточно-европейский журнал передовых технологий – 2010.
5. Ден Г. Н. Механика потока в центробежных компрессорах / Г. Н. Ден. - Л. : Машиностроение. – 1973. - 272 с.
6. CFX-11 Documentation, ANSYS Canada Ltd, Waterloo, Ont, Canada, 2004.

*Розрахунково-експериментальне дослідження тривимірної в'язкої течії в проточній частині плоских компресорних решіток профілів, дев'ятиступеневого КНТ стаціонарного ГТД на базі ANSYS CFX. Вибір моделей турбулентності, процесів і конструкцій*

*Ключові слова: компресор, решітка профілів, модель турбулентності*

*Расчетно-экспериментальное исследование трехмерного вязкого течения в проточной части плоских компрессорных решеток профилей, девятиступенчатого КНД стационарного ГТД на базе ANSYS CFX. Выбор моделей турбулентности, процессов и конструкций*

*Ключевые слова: компрессор, решетка профилей, модель турбулентности*

*Settlement pilot study of a three-dimensional viscous current in a flowing part of flat compressor lattices of profiles, devyatistupen-chaty KND of stationary GTD on the basis of ANSYS CFX. Choice of models of turbulence, processes and designs*

*Key words: compressor, cascade of profiles, turbulence model*

УДК 621.513.3.001.573

## ВЕРИФИКАЦИЯ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА ANSYS CFX ДЛЯ ЧИСЛЕННОГО АНАЛИЗА ТРЕХМЕРНОГО ВЯЗКОГО ТЕЧЕНИЯ В КОМПРЕССОРЕ

М. Ю. Шелковский

Инженер сектора газодинамики отдела  
компрессоров

ЦНИОКР «Зоря»-«Машпроект»

пр. Октябрський, 42-а, г. Николаев, 54018

Контактный тел.: (0512) 49-76-74

E-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua

### 1. Введение

Развитие расчетных методов анализа потока в турбомашинах на базе использования быстродействующих ЭВМ позволяет при проектировании компрессора моделировать различные явления в его проточной части, оптимизировать конструкцию, ускоряя процесс доводки и сокращая затраты на получение дорогостоящих экспериментальных данных [1]. В настоящее время существует достаточно широкий выбор соответствующих программных комплексов (ПК): FlowER, ANSYS CFX и др. Однако основной проблемой использования CFD-пакетов при проекти-

ровании компрессора остается точность моделирования процессов.

### 2. Цель работы

Применение трехмерных численных методов расчета течения, основанных на RANS-уравнениях для повышения точности расчетов и достоверности их результатов требует исследования методических задач:

– влияние размеров сеточного разбиения на точность расчетов для установления допустимых размеров сетки, от которых зависит объем вычислений;

– влияние модели турбулентности на точность расчетов для обоснования выбора типа модели в связи с неоднозначностью существующей информации о “качестве” моделей турбулентности.

### 3. Объекты исследований

Объектами исследований являлись компрессорные плоские решетки профилей и девятиступенчатый компрессор низкого давления (КНД) стационарного ГТД (рис. 1). На первом этапе исследовались решетки выходного спрямляющего аппарата компрессора – решетка “А” (ее густота  $b/t=1,95$ ; угол изгиба профиля  $\theta=55^\circ$ , исходный профиль ВС-10, угол установки  $\alpha_{уст}=74^\circ$  от окружного направления, средняя линия профиля выполнена в виде дуги окружности), решетка “Б” (геометрические параметры аналогичны решетке “А”, с S-образной формой средней линии профилей [5]), а также плоская решетка профилей КП “Б”-60 [2] – решетка “В” (густота  $b/t=1,667$ ; угол изгиба профиля  $\theta=60^\circ$ , угол установки  $\alpha_{уст}=90^\circ$ , со средней линией профиля в виде дуги гиперболы). На втором этапе выполнялись расчеты КНД, имеющего распределение коэффициента затраченного напора по ступеням в диапазоне  $(\bar{H}_z)_{ст}=(0,15 \div 0,30)$  [3]. Характерной особенностью компрессора было то, что ступени 2-5 были спрофилированы по классической методике [4], а первая и последние четыре ступени – по методике “специального” профилирования [5].

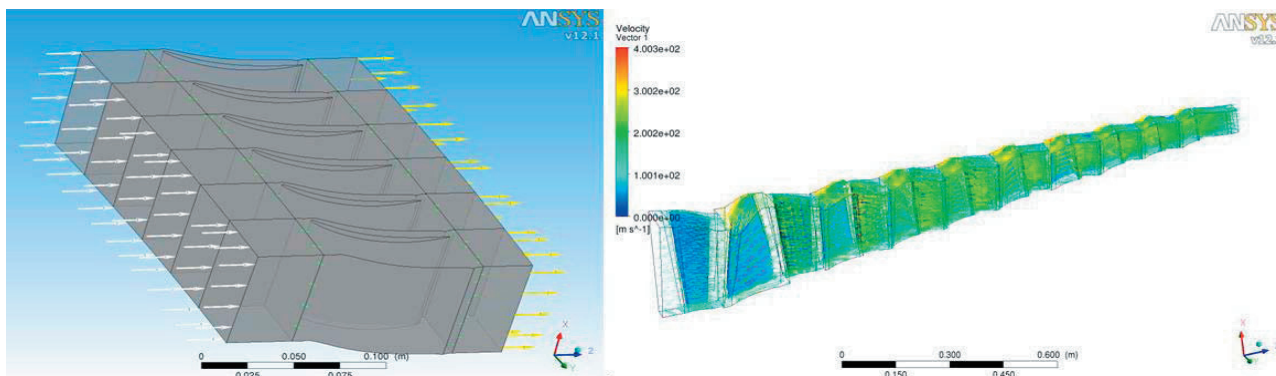


Рис. 1. Проекты решетки профилей и КНД в ПК ANSYS CFX

### 4. Расчетные модели

Расчеты плоских решеток профилей проводились с помощью ПК ANSYS CFX 12.1 [6] при фиксированной приведенной скорости на входе ( $\lambda=0,53$  для решеток “А”, “Б” и  $\lambda=0,35$  для решетки “В”). При построении расчетной области для лопаточных венцов использовалась сетка (О-Н)-типа нескольких видов, с разбиением:  $(1,5 \cdot 10^5)$  узлов на венец (крупная сетка),  $(5,5 \cdot 10^5)$  узлов на венец (средняя сетка),  $(3,5 \cdot 10^6)$  узлов на венец (мелкая сетка). Учитывая, что в коммерческих ПК наиболее распространены двухпараметрические модели турбулентности, применяемыми моделями в работе являлись:  $(\kappa-\epsilon)$ ,  $(\kappa-\omega)$ , SST-Ментера, а также BSL. Степень турбулентности на входе в решетку в расчетах принима-

лась  $\epsilon=5\%$ . Рассматривалась задача при сочетании граничных условий: полное давление на входе, с заданием направления потока – статическое давление на выходе. Критерием сходимости расчета являлось установление интегральных характеристик потока при достижении значения величины среднеквадратичных невязок по основным параметрам на уровне  $(1 \cdot 10^{-5} \div 1 \cdot 10^{-6})$ .

Сеточные модели для расчета в ANSYS CFX строились согласно рекомендациям [6], по значению  $y^+$  для соответствующих моделей турбулентности. Параметр  $y^+$  на ограничивающих поверхностях при использовании моделей турбулентности  $(\kappa-\epsilon)$ , BSL в расчете составлял ( $\approx 30$ ) у втулки, периферии и поверхности лопатки. Параметр  $y^+$  на ограничивающих поверхностях при использовании моделей турбулентности SST,  $(\kappa-\omega)$  в расчете составлял  $(0,5 \pm 2)$  у втулки и периферии, и  $(0,5 \pm 5)$  у поверхности лопатки, в зависимости от типа сеточного разбиения. Расчеты выполнялись на 32-разрядной кластерной вычислительной системе. Тестирование моделей турбулентности проводилось сравнением результатов расчета и эксперимента по коэффициенту потерь и относительному углу отставания потока на выходе из решетки профилей [4]:

$$\zeta = \frac{2 \times (P_1^* - P_2^*)}{\rho \times v_{ICP}^2} \quad (1)$$

$$\Delta \bar{\delta} = \delta / \Delta \alpha \quad (2)$$

где  $P_1^*(P_2^*)$  – среднеинтегральное абсолютное полное давление потока перед (за) решеткой;  $\rho$  – плотность воздуха;  $v_{ICP}$  – среднеинтегральная абсолютная скорость потока перед решеткой;  $\Delta \alpha$  – угол поворота потока в решетке;  $\delta$  – угол отставания потока (отклонение потока на выходе из решетки профилей от геометрического угла, определяемого средней линией профиля).

Средние значения величин определялись интегрированием в пределах одного шага.

Расчеты КНД проводились в области номинальных режимов работы, на напорных характеристиках  $n_{пр}=0,95$ ;  $n_{пр}=1,0$ , от режима записания до границы устойчивой работы (ГУР). При построении расчетной области для лопаточных венцов на первом этапе использовалась импортированная

из TurboGrid сетка (рассматривалась периодическая часть, содержащая одну лопатку) с разбиением ( $1,5 \cdot 10^5$ ) узлов на венец (крупная сетка), на втором этапе - ( $5,5 \cdot 10^5$ ) узлов на венец (мелкая сетка). Применяемые модели турбулентности: SST-Ментера, ( $k-\epsilon$ ), ( $k-\omega$ ), BSL, со степенью турбулентности на входе в компрессор  $\epsilon = 5\%$ . Рассматривалась стационарная задача при сочетании граничных условий полное давление на входе, с заданием направления потока - статическое давление на выходе. Используемый тип осреднения на границах расчетной области между соседними венцами: "Stage". Критерием сходимости расчета являлось установление основных интегральных характеристик потока при достижении минимального значения величин их среднеквадратичных невязок. Критерием оценки достоверности вычислительного эксперимента являлась степень совпадения результатов расчета и экспериментальных данных, как по интегральным параметрам (расход, степень сжатия), так и по характеристикам отдельных ступеней.

5. Экспериментальные исследования

Характеристики решеток "А", "Б" были исследованы экспериментально на стенде статических продувок ГП НПКГ "Зоря"-Машпроект. Модель препарировалась датчиками измерения параметров потока (рис. 2) в сечениях: I-I на входе в решетку (измерялось избыточное полное давление двумя вертикальными семиточечными гребенками); II-II на входе в решетку (измерялось статическое давление девятью приемниками); III-III на выходе из решетки (измерялось статическое давление десятью приемниками); IV-IV, на выходе из решетки. В процессе испытаний проводилось траверсирование проточной части модели вдоль фронта решетки комбинирован-

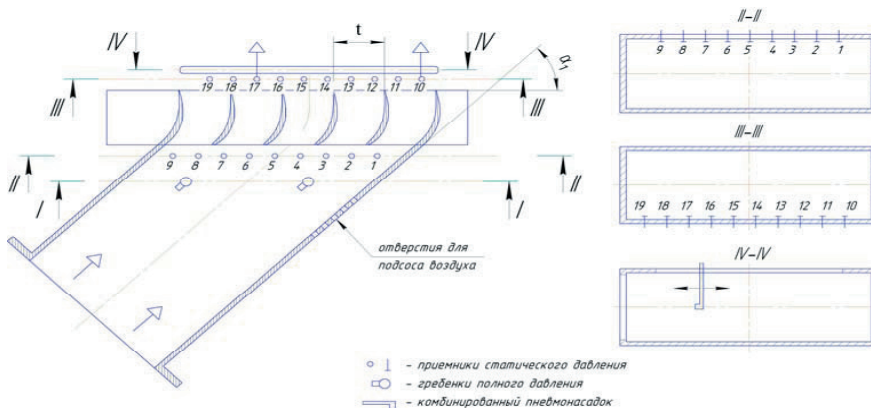


Рис. 2. Схема экспериментальной установки для продувки моделей СА

ным пневмонасадком и шаговой гребенкой полного давления.

При обработке результатов средние значения величин измеряемых параметров определялись интегрированием в пределах одного шага.

Результаты экспериментальных исследований решетки "Б" были заимствованы из литературы [2]. Испытания КНД были выполнены на компрессорном стенде ГП НПКГ "Зоря"-Машпроект [3].

6. Основные результаты исследований

В результате расчетов решеток "А" и "Б" с использованием SST и ( $k-\epsilon$ ) - моделей турбулентности установлено, что с увеличением количества узлов сетки уменьшается расчетное значение коэффициента потерь ( $\zeta$ ) на среднем радиусе, осредненное по фронту решетки (рис. 3).

При этом различие с экспериментом по параметру  $\zeta$  достигает 50%. Вместе с тем, полученный в эксперименте результат, выраженный в уменьшении  $\zeta$  в решетке "Б" по сравнению с решеткой "А" проявляется при использовании ( $k-\epsilon$ ) и ( $k-\omega$ ), SST-моделей турбулентности, при расчете на различных сетках. Влияние выбора модели турбулентности на угол отставания потока из решетки "Б" на среднем радиусе решетки составляет  $\Delta\delta = 0,5^\circ$ .

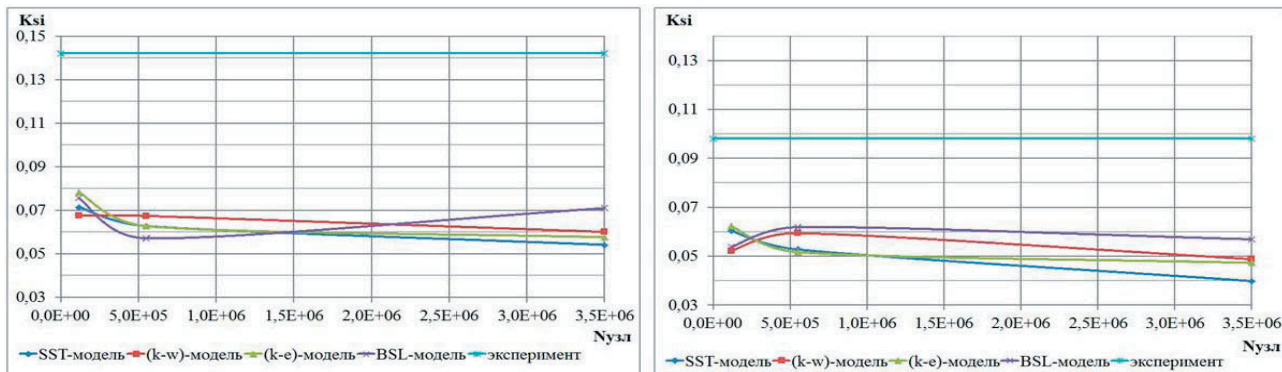


Рис. 3. Влияние количества узлов сетки при различных моделях турбулентности на коэффициент потерь в решетках "А" (а) и "Б" (б)

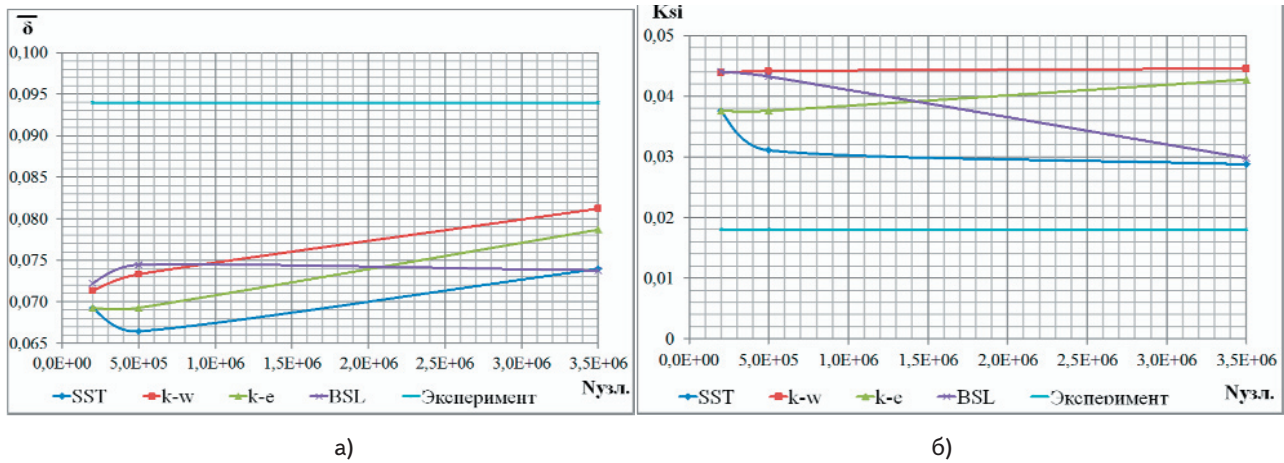


Рис. 4. Влияние выбора модели турбулентности на результаты расчета угла отставания (а) и коэффициента потерь (б) при расчете на различных сетках

Сопоставление данных по решетке “В” проводилось в средней части, ввиду установленного в расчетах взаимного влияния пограничного слоя на ограничивающих стенках и вторичного течения. Диапазон изменения величины  $\Delta\delta$  по результатам CFD-расчетов с использованием различных моделей турбулентности составляет 0,007 (рис. 4а). С увеличением густоты сеточного разбиения различие между значением  $\bar{\delta}$ , определенным в расчете и экспериментальными данными уменьшается (за исключением расчета на BSL-модели): на мелкой сетке относительная величина невязки по углу отставания потока при использовании  $(k-\omega)$ -модели составляет  $\Delta\bar{\delta} = 0,013$ , при использовании SST-модели:  $\Delta\bar{\delta} = 0,02$ . При использовании SST-модели расчетные значения  $\zeta$  максимально приближены к эксперименту (рис. 4б), однако невязка расчета составляет  $\Delta\zeta = 0,01$  по отношению к эксперименту. Вместе с тем при увеличении количества узлов сетки от “средней” до “мелкой” в случае использования SST-модели расчетное значение  $\zeta$  остается неизменным.

На рис. 5 показано сравнение решений, полученных для многоступенчатого компрессора на различных моделях турбулентности с экспериментальными данными по параметрам степень повышения полного давления, изоэнтальпический коэффициент полезного действия, при разрешении расчетной сетки  $(5,5 \cdot 10^5)$  узлов на венец. Выбор модели турбулентности оказывает незначительное влияние на величину расхода на режиме заpiration; влияние на характер зависимости  $\pi_{\kappa}^* = f_1(G_{пр}, p_{пр})$  (где  $\bar{G}_{пр} = \frac{G}{G_{ном}}$ ) проявляется вблизи ГУР (в расчетах с использованием SST-модели получен более пологий характер напорных характеристик  $p_{пр} = 0,95$ ;  $p_{пр} = 1,0$ , что соответствует эксперименту). При использовании SST-модели турбулентности невязка расчетного определения коэффициента полезного действия  $\eta_{ад}^* = f_2(\bar{G}_{пр}, \bar{p}_{пр})$  составляет 0,5% при  $\bar{p}_{пр} = 1,0$ . Для BSL,  $(k-\epsilon)$ ,  $(k-\omega)$ -моделей занижение  $\eta_{ад}^*$  в расчете по сравнению с экспериментом составляет  $(2 \div 3)\%$ . При  $p_{пр} = 0,95$  полученные различия между результатами расчетов с использованием различных моделей незначительны, исключение составляет вариант расчета на  $(k-\omega)$ -модели (занижение  $\eta_{ад}^*$  в расчете

составляет 1,5%). Отличие в значениях суммарного КПД КНД при расчете на различных моделях может быть объяснено неодинаковой величиной степени загромождения проточной части в концевых сечениях, что влияет на согласование ступеней КНД и обуславливает изменение суммарного КПД компрессора.

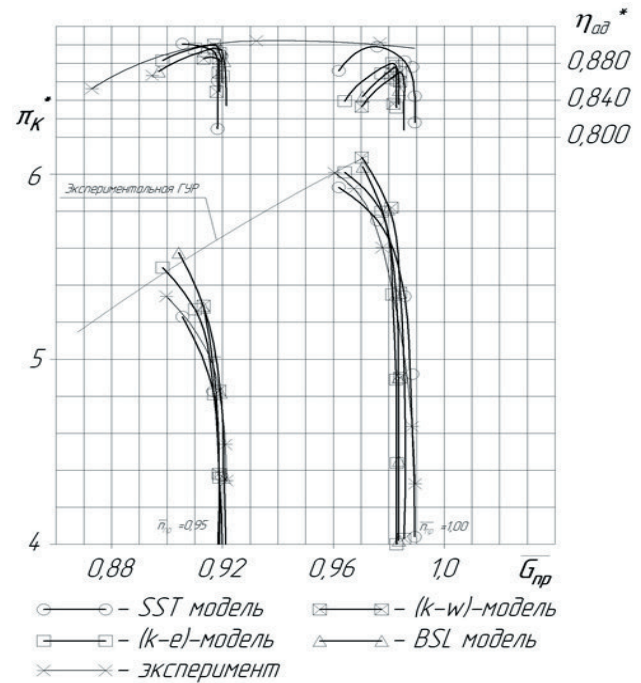


Рис. 5. Результаты расчета суммарной характеристики КНД в зоне номинальных режимов работы при различных моделях турбулентности

Результаты расчета характеристик ступеней КНД  $\bar{N}_{ад} = f_3(C_{1a})$ ,  $\eta_{ад}^* = f_4(C_{1a})$  с помощью модели турбулентности SST на крупной и мелкой сетках близки между собой для правых ветвей характеристик (рис. 6) (разница по  $\bar{N}_{ад}$  составляет до 3%, по  $\eta_{ад}^*$  0,5%). В то же время, в случае расчета на крупной сетке граница срыва ступени находится в области меньших коэффициентов расхода (рис. 6б), однако в этой части характеристики отсутствуют экспериментальные данные.

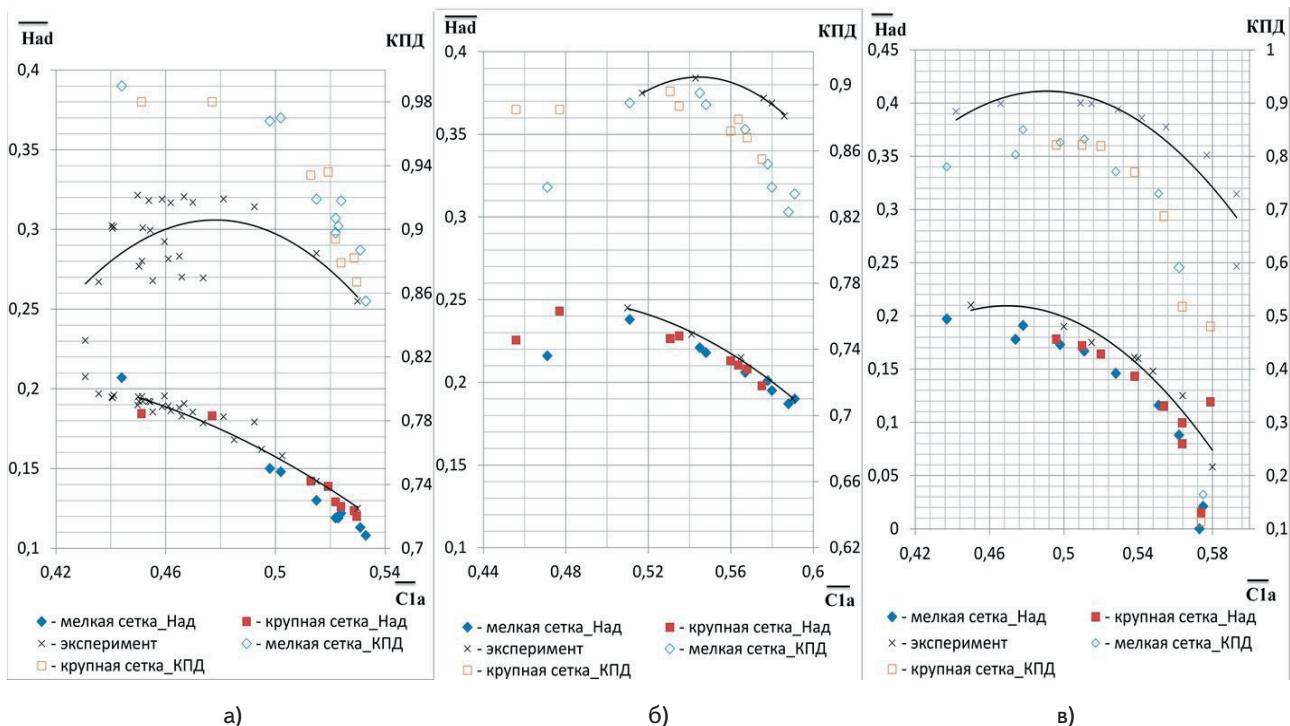


Рис. 6. Влияние количества узлов сетки на расчетные характеристики 3-ей (а), 5-ой (б), 8-ой (в) ступеней КНД (модель турбулентности SST)

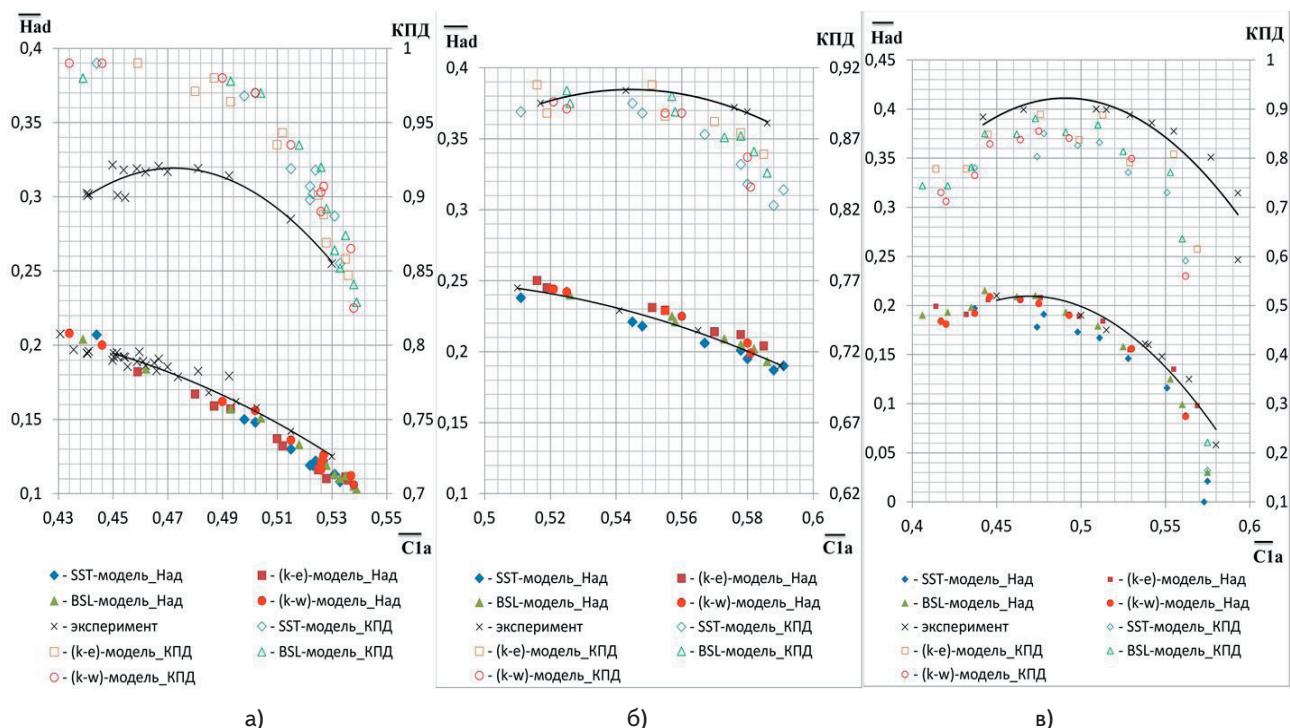


Рис. 7. Влияние выбора модели турбулентности на расчетные характеристики 3-ей (а), 5-ой (б), 8-ой (в) ступеней КНД

Диапазон изменения коэффициента  $\overline{N_{ад}} = f_3(\overline{C_{1a}})$  по результатам CFD-расчетов с использованием различных моделей турбулентности составляет 10÷15%, диапазон изменения КПД  $\eta_{ад}^* = f_4(\overline{C_{1a}})$ : 2÷5%.

Для всех вариантов расчета КНД уровень КПД первых ступеней получен завышенным (на 6÷7%)

по сравнению с экспериментом (рис. 7), в то же время с использованием BSL и (k-ε) моделей в расчете для ступеней, спроектированных по “специальной” методике [5] получен КПД в области оптимальных режимов работы  $\eta_{ад}^* = 0,90$ , что наиболее точно соответствует экспериментальным данным.

---

## 7. Выводы

---

1. При расчете плоских компрессорных решеток сгущение расчетной сетки определяет уменьшение невязки по углу отставания потока. На мелкой сетке относительная величина невязки при использовании  $(\kappa-\omega)$ -модели составляет  $\Delta\bar{\delta}=0,013$ , при использовании SST-модели:  $\Delta\bar{\delta}=0,02$ .

2. Для плоской решетки “В” применение модели турбулентности SST-Ментера обеспечивает минимальное расхождение расчета и эксперимента, при этом с увеличением количества узлов сетки от “средней” до “мелкой” расчетное значение  $\zeta$  остается неизменным.

3. Для КНД расчет суммарных газодинамических характеристик с использованием модели тур-

булентности SST-Ментера и сеточным разбиением  $(5,5 \cdot 10^5)$  узлов на венец показал высокую точность (до 1%) по напору и КПД в зоне номинальных режимов.

Для остальных рассмотренных моделей невязка при определении КПД составляет  $(2 \div 3)\%$ .

4. Расхождение результатов расчета характеристик ступеней КНД при использовании модели турбулентности SST-Ментера на крупной и мелкой сетках составляет для  $\bar{H}_{ад}$  3%, для  $\eta_{ад}^*$  0,5%.

5. Диапазон изменения коэффициента  $\bar{H}_{ад} = f_3(\bar{C}_{1a})$  по результатам CFD-расчетов с использованием различных моделей турбулентности составляет  $10 \div 15\%$ , диапазон изменения КПД  $\eta_{ад}^* = f_4(\bar{C}_{1a})$ :  $(2 \div 5)\%$ .

---

## Литература

1. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, С. В. Ершов, А. В. Русанов, С. Д. Северин. – Х. : ХПИ, - 2002. – 356 с.
2. Комаров А. П. Аэродинамические характеристики 133 компрессорных решеток, составленных из профилей одного семейства (при малых скоростях набегающего потока) / А. П. Комаров. - М.: ЦИАМ, 1955. - 79 с.
3. Характеристики многоступенчатого компрессора со специальным профилированием лопаточных венцов / М. А. Шаровский, Е. А. Токарева, М. Ю. Шелковский // Вестник двигателестроения. - 2007. - №3. – С. 56-61.
4. Холщевников К. В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин / К. В. Холщевников, О. Н. Емин, В. Т. Митрохин. – М. : Машиностроение, 1986. – 452 с.
5. Василенко С.Е. Влияние формы средней линии профилей на потери в концевых областях прямых компрессорных решеток / С.Е. Василенко, В.В. Огнев, Р.З. Тумашев // Изв. вузов. Машиностроение, №2. – 1987. - С. 76-79.
6. CFX-11 Documentation, ANSYS Canada Ltd, Waterloo, Ont, Canada, 2004.