

На рисунке 1, а) представлено поле скорости. Третья координата отображена цветом. На рисунке 1, б) представлено распределение числа Нуссельта от угловой координаты для данного угла  $\beta = 15^\circ$  и  $\beta = 0^\circ$ .

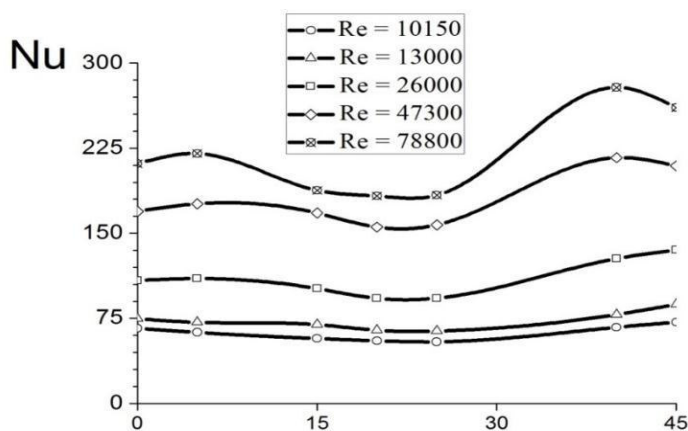


Рисунок 2 – График зависимости среднего числа Нуссельта от угла  $\beta$  при разных числах Рейнольдса

Экспериментальные зависимости коэффициента теплоотдачи от угла натекания потока в указанном диапазоне числа Рейнольдса представлены на рисунке 2.

Полученные данные могут быть использованы при проектировании, оптимизации работы и повышению эффективности различного рода теплообменных аппаратов, используемых в промышленности и энергетике.

#### ЛИТЕРАТУРА:

1. Сапожников С.З., Митяков В.Ю., Митяков А.В. Основы градиентной теплотометрии. – СПб.:Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 203 с.
2. «ПОЛИС» измеритель полей скорости [Электронный ресурс] /Институт теплофизики СО РАН, Новосибирск. - Режим доступа: <http://www/itp.nsc.ru/piv/piv.htm>
3. Маркович Д.М., Небучинов А.С, Гусаков А.А., Митяков А.В, Митяков В.Ю., Можайский С.А., Сапожников С.З. Возможности совместного применения PIV и градиентной теплотометрии - Доклады Двенадцатой Международной научно-технической конференции «Оптические методы исследования потоков» Москва, 25 — 28 июня 2013 г.
- 4 Жукаускас А., Жюгжда И. Теплоотдача в ламинарном потоке жидкости. Изд-тво «Минтис», Вильнюс, 1969, с. 266.
5. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М., «Энергия», 1973. 320 с. с илл.

УДК 621.515

В.В. Неверов, С.В. Карташов, В.Д. Ростик  
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

#### АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ВЫБОРА МОДЕЛИ ТУРБУЛЕНТНОСТИ НА ХАРАКТЕРИСТИКУ СРЕДНЕРАСХОДНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОЛЕСА С ПОМОЩЬЮ КОМПЛЕКСА ПРОГРАММ NUMECA FINE/TURBO

При создании центробежных компрессоров обычная экспериментальная доводка относительно дорога и длительна в силу мелкосерийного или единичного характера производства большинства ПЦК [1]. Поэтому CFD расчет постепенно становится неотъемлемым процес-

сом в подготовке к модельному эксперименту. Точность расчета будет зависеть от множества факторов, в частности – от выбора модели турбулентности.

Поиск приемлемых для практики форм математического описания турбулентных течений или, как принято говорить, моделей турбулентности вот уже на протяжении более 100 лет. Ключевым вопросом в рассматриваемой области является поиск приемлемого компромисса между физической адекватностью модели и приемлемым для практического применения уровнем ее сложности [2].

Наиболее широко используемой моделью на протяжении уже почти 20 лет является модель SST [2, 3]. В данной работе проведено сравнение 4 моделей турбулентности: Spalart-Allmaras; K-Epsilon; Shear Stress Test; K-Omega. Также было проведено сравнений моделей с использованием пристеночной функции и без нее.

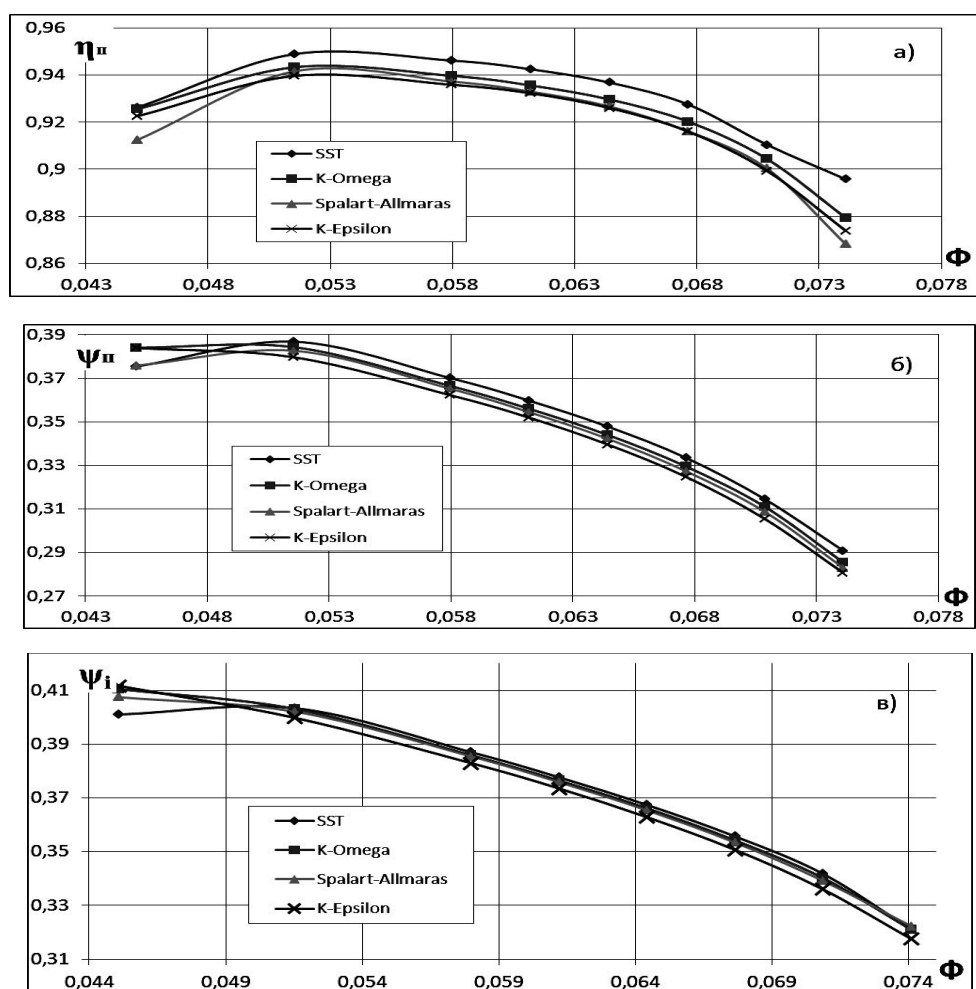


Рисунок 1 – Характеристики рабочего колеса при 4х моделях турбулентности:  
 а) зависимость политропного КПД от условного коэффициента расхода  
 б) зависимость коэффициента политропного напора от условного коэффициента расхода  
 в) зависимость коэффициента внутреннего напора от условного коэффициента расхода

В ходе работы были построены блочно-структурированные расчетные сетки рабочего колеса в программе Numeca IGG Autogrid5 для дальнейшего расчета течения в Numeca Fine/Turbo. Результаты расчетов были обработаны в программе Numeca CFView.

С целью упрощения моделирования течения, рабочее тело было заменено на совершенный газ – воздух. Решалась стационарная задача.

Расчетный режим работы компрессора: частота вращения ротора  $n=5200$  об/мин; полное давление на входе в расчетную область рабочего колеса  $P_n^*=101300$  Па; полная температура на входе в расчетную область РК  $T_n^*=288$  К; диапазон изменения условного коэффициента расхода  $\Phi=0,045-0,074$ ; RANS-подход к решению уравнений Навье-Стокса.

Использовались 2 расчетные сетки проточной части: первая состоит из 846,5 тысяч элементов, максимальное значение  $y^+$  по рекомендациям [4] не превосходит 1; вторая состоит из 735 тысяч элементов, значение  $y^+$  находится в интервале 30-300.

После проведения вычислений проведена обработка результатов численного эксперимента. Для удобства результаты изображены графически на рисунке 1.

Из рисунка 1а видно, что модель Shear Stress Transport дает несколько завышенные результаты по сравнению с остальными тремя моделями. Среднее отклонение напорных характеристик (рисунок 1б,в) с использованием модели SST от K-Omega составляет 1,1%; от Spalart-Allmaras – 1,5%; от K-Epsilon – 2,2%.

В расчете не учитывались потери на трение дисков и протечки через лабиринтные уплотнения. Однако характеристика КПД представляется несколько завышенной. Падение эффективности возникает ввиду появления низкоэнергетических зон - отрывов потока, связанных с ухудшением условий обтекания лопаточных аппаратов на нерасчетных режимах. Поэтому наблюдается завышение характеристик, так как по результатам расчета на нерасчетных режимах отрыв отсутствует, т.е. нет потерь энергии [5].

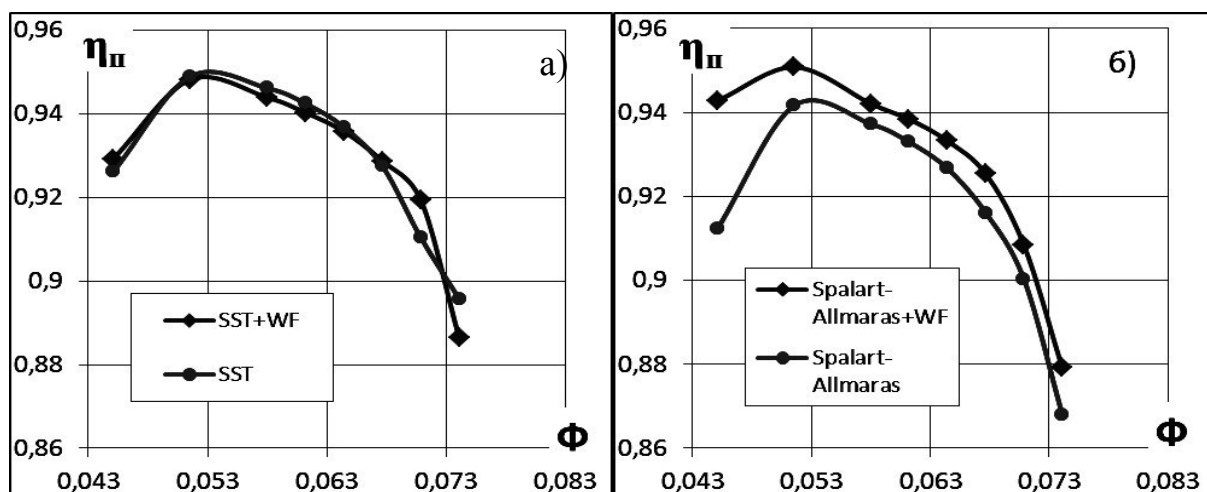


Рисунок 2 – Зависимости КПД от условного коэффициента расхода с использованием пристеночной функции (WF) и без нее: а) Shear Stress Test; б) Spalart-Allmaras

В пакете Numesa Fine/Turbo имеется возможность использовать модели с пристеночными функциями (рекомендуемое значение  $y^+$ :  $30 < y^+ < 300$ ) и модели с непосредственным моделированием пограничного слоя (рекомендуемое значение  $y^+ < 1$ ). Было проведено сравнение модели SST с использованием пристеночной функции и без нее (рисунок 2а). Характеристики оказались очень близкими друг к другу. Среднее отклонение составило 0,4 %.

Аналогичный расчет был проведен для модели Spalart-Allmaras (рисунок 2б). В этом случае уже заметны существенные различия, особенно в областях наименьшего и наибольшего значений диапазона исследуемых условных коэффициентов расхода.

Стоит отметить, что расчет течения в рабочем колесе с моделью турбулентности Spalart-Allmaras требует на 5% меньше вычислительных ресурсов по сравнению с моделью

k-epsilon и на 10% по сравнению с Shear Stress Test и K-Omega, соответственно. Это можно объяснить тем, что модель Spalart-Allmaras является относительно простой моделью с одним дополнительным уравнением переноса турбулентной вязкости [2].

#### ЛИТЕРАТУРА:

1. Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1982. – 271 с.
2. Гарбарук А.В. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений: учебное пособие / А.В. Гарбарук, М.Х. Стрелец, М.Л. Шур – СПб: Изд-во Политехн. Ун-та, 2012. – 88 с.
3. Гамбургер Д.М. Численное моделирование течения вязкого газа в центробежной компрессорной ступени: методика и результаты [Текст]: дис. ... канд. техн. наук – СПбГПУ, 2009. – 190 с.
4. Батулин О.В. Методика цифрового моделирования осевых многоступенчатых турбин низкого давления с учётом неравномерного поля параметров на входе в турбину, трёхмерной структуры потока в лопаточных венцах и утечек через радиальные зазоры лабиринтных уплотнений. [Электронный ресурс]. Самара, 2012. – 122 с.
5. А.М. Данилишин, Ю.В. Кожухов Анализ влияния на характеристики центробежной компрессорной ступени параметров модели в Ansys CFX. Неделя науки СПбГПУ: материалы научно-практической конференции с международным участием. Институт энергетики и транспортных систем СПбГПУ. Ч. 2. – СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2014. – 228 с.