

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ МОДЕЛЕЙ ТУРБУЛЕНТНОСТИ ПРИ ЧИСЛЕННОМ МОДЕЛИРОВАНИИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

© 2023

- В. В. Еременко** инженер Передовой инженерной школы «Моторы будущего»; Уфимский университет науки и технологий; vlad.ereenko@yandex.ru
- А. Е. Михайлов** кандидат технических наук; старший научный сотрудник Передовой инженерной школы «Моторы будущего»; Уфимский университет науки и технологий; mikhailov.ugatu@gmail.com
- А. Б. Михайлова** кандидат технических наук; старший научный сотрудник Передовой инженерной школы «Моторы будущего»; Уфимский университет науки и технологий; alexandra11112007@yandex.ru
- М. О. Горюхин** инженер Передовой инженерной школы «Моторы будущего»; Уфимский университет науки и технологий; terrorable2@yandex.ru
- Д. Г. Красноперов** инженер Передовой инженерной школы «Моторы будущего»; Уфимский университет науки и технологий; daniil.k1999@mail.com

Адекватность CFD-модели турбомашин может зависеть от целого ряда факторов: модели турбулентности, качества сеточной модели, граничных условий, настроек решателя, учёта вторичных геометрических факторов и т.д. Целью данной работы является выработка практических рекомендаций при CFD-расчётах центробежных компрессоров на основе валидации модели экспериментальной ступени компрессора NASA High Efficiency Centrifugal Compressor. Приведены результаты исследования сеточной независимости решения, в результате которой определено, что оптимальная сеточная модель ступени центробежного компрессора составляет 3 млн элементов. Произведены расчёты экспериментальной ступени центробежного компрессора при различных моделях турбулентности, а именно SST, $k - \epsilon$, BSL EARSМ и GEKO. Полученные расчётные данные сравнивались с экспериментальными данными NASA по интегральным параметрам (степень повышения давления, расход воздуха, адиабатический КПД), а также по дифференциальным параметрам (распределение статического давления в сечении за лопаточным диффузором). Вычислены затраты машинного времени на CFD-расчёт при применении различных моделей турбулентности. По результатам проведённых исследований были сформулированы рекомендации по применению моделей турбулентности SST, $k - \epsilon$, BSL EARSМ и GEKO для численного моделирования центробежных компрессоров.

Центробежный компрессор; вычислительная гидрогазодинамика; модель турбулентности; численное моделирование

Цитирование: Еременко В.В., Михайлов А.Е., Михайлова А.Б., Горюхин М.О., Красноперов Д.Г. Сравнительный анализ влияния моделей турбулентности при численном моделировании экспериментальной ступени центробежного компрессора // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2023. Т. 22, № 4. С. 99-111. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-4-99-111

Введение

На сегодняшний день технологии цифровых двойников (Digital Twin) находят применение практически во всех программах создания авиационной техники для ускорения и совершенствования процесса проектирования, сопровождения эксплуатации и т.д. Цифровой двойник – это семейство сложных мультидисциплинарных моделей с высоким уровнем адекватности реальным материалам/реальным объектам и т.д., опи-

сываемых 3D нестационарными нелинейными дифференциальными уравнениями в частных производных [1; 2].

Цифровой двойник авиационного двигателя включает в себя множество связанных физических и математических моделей, каждая из которых описывает тепловые, прочностные, акустические и газодинамические характеристики изделия. Одним из элементов цифрового двойника авиационного двигателя является численная модель газодинамических и акустических процессов в турбомашине. В рамках цифрового двойника на этапе проектирования методы вычислительной гидродинамики (CFD – computational fluid dynamics) являются на сегодняшний день промышленным стандартом, используются для создания виртуальных испытательных стендов. Высокоадекватные CFD-расчёты используются для виртуальных испытаний, являются более дешёвым аналогом стендовых испытаний, позволяющим значительно снизить как стоимость испытаний, так и временные затраты на их проведение [3].

Однако широкое применение численного моделирования не снимает необходимости проведения поверочных испытаний. Накопленный в отрасли опыт показывает, что не существует единого универсального подхода к решению задач вычислительной гидродинамики. Для получения адекватного результата для каждого круга задач необходимо формировать и регулярно обновлять практические рекомендации и методические подходы к постановке вычислительного эксперимента. При этом при постановке и решении задачи необходимо стремиться к уменьшению вычислительных и временных затрат без потерь качества решения.

Модели турбулентности

На сегодняшний день CFD-методы применяются при создании широкого спектра турбомашин. Существует большое разнообразие программных продуктов, применяемых для численного моделирования турбомашин, таких как ANSYS, Numeca Fine/Turbo, FlowVision, Fluent, Comsol и др. [4; 5].

Данные программные комплексы базируются на решении стационарной/нестационарной по времени системы уравнений Навье-Стокса на основе осреднения по числу Рейнольдса в потоке RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes). RANS модель описывает осреднённое по времени стационарное течение газа. В такой системе уравнений Навье-Стокса появляются новые функции, которые характеризуют кажущиеся турбулентные напряжения. Система уравнений, осреднённых по числу Рейнольдса в потоке, содержит шесть неизвестных и оказывается незамкнутой, в связи с чем для её решения приходится использовать модели турбулентности.

На современном этапе развития методов численного моделирования применяются модели турбулентности с двумя дифференциальными уравнениями. Первая модель такого рода предложена Колмогоровым в 1942 году [6], а позднее и Вилкоксом [7]. Эта модель турбулентности представляет собой уравнение переноса кинетической энергии k и частоты турбулентных пульсаций ω . Модель типа $k - \omega$ способна к расчёту пристенной турбулентности без ведения специальных функций, при этом она довольно требовательна к сеточной модели. Однако решение очень чувствительно к граничным условиям во внешнем потоке [8 – 10].

В 1945 году Чоу предложил модель с двумя дифференциальными уравнениями $k - \varepsilon$, данная модель турбулентности на сегодняшний день широко применяется при численном моделировании. В целом $k - \varepsilon$ хорошо предсказывает свойства свободных сдвиговых течений, однако при расчёте пристенных течений требуются пристенные функции, что значительно усложняет модель [8; 11]. В 1993 году Ментер предложил свою смешанную модель, сочетающую модель $k - \omega$ и $k - \varepsilon$, впоследствии названную *BaseLine (BSL)*. Хотя модель турбулентности *BSL* включает в себя преимущества $k - \varepsilon$

и $k - \omega$ моделей турбулентности, она всё же не позволяет предсказать начало отрыва потока и масштаб отрыва потока от поверхности лопатки. Для решения данных проблем была предложена наиболее часто применяемая в турбомашине модель ($SST - Shear Stress Transport$), в которой в пристеночной области используется $k - \omega$ модель, во внешнем потоке $k - \varepsilon$ модель [12]. При CFD-расчётах, как правило, SST модель имеет трудности при расчёте сильных вторичных течений, при котором образуются вторичные вихри [8]. Поэтому в этих случаях оправдано использование явных алгебраических моделей рейнольдсовых напряжений (Explicit Algebraic Reynolds Stress Models – EARSM). Данная модель не использует предположение об изотропности турбулентной вязкости, в ней решаются уравнения переноса для рейнольдсовых напряжений и уравнения для скорости турбулентной диссипации ε . Требуется пять дополнительных уравнений при двухмерной и семь дополнительных уравнений при трёхмерной постановке. Из-за того, что модель рейнольдсовых напряжений описывает эффекты вращения, кривизны, резкого изменения напряжений между слоями более строго, чем одно- и двухпараметрические модели, то теоретически она имеет больший потенциал для более точного расчёта сложных потоков [13 – 15]. В 2018 году в Ansys CFX была добавлена модель турбулентности GEKO (Generalized k-Omega), в которую заложено 4 основных отладочных коэффициента и 2 дополнительных отладочных коэффициента. Использование отладочных коэффициентов позволяет использовать GEKO для различных задач аэродинамики и гидрогазодинамики.

Адекватность CFD-модели турбомашин может зависеть от целого ряда факторов: модели турбулентности, качества сеточной модели, граничных условий, настроек решателя, учёта вторичных геометрических факторов и т.д. Однако при разработке CFD-модели следует разделять решаемые задачи на поисковые и доводочные (оптимизационные). В первом случае настройки должны обеспечивать максимальную быстроту расчёта при достаточной точности моделирования. Во втором случае стоит задача максимально точно воспроизвести условия реального течения для проведения оптимизации и виртуальных испытаний. Целью данной статьи является выработка практических рекомендаций при CFD-расчётах центробежных компрессоров (ЦБК) на основе валидации модели экспериментальной ступени компрессора NASA HECC.

Описание объекта исследования

Объектом численного моделирования является экспериментальная ступень центробежного компрессора NASA High Efficiency Centrifugal Compressor (HECC) (рис. 1) [16]. Ступень NASA HECC является усовершенствованной модификацией широко известной при проведении валидационных исследований ступени NASA CC3. Основные проектные параметры ступени NASA HECC представлены в табл. 1.

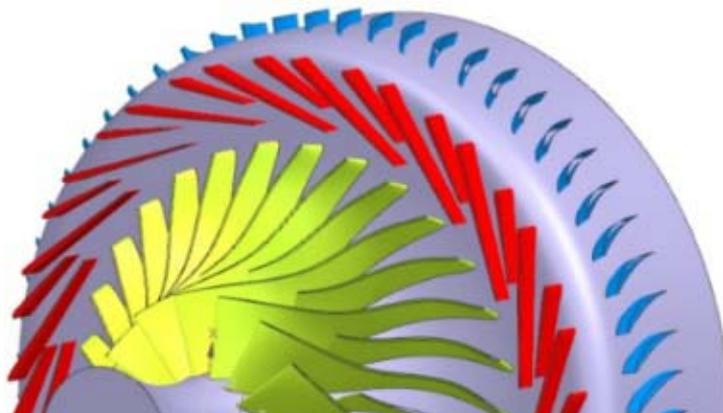


Рис. 1. Центробежный компрессор HECC

Таблица 1. Основные параметры центробежного компрессора HECC

| Параметры | Значение |
|-------------------------------------|--------------|
| Проектная частота вращения | 21789 об/мин |
| Политропический КПД | >0,88 |
| Степень повышения давления | 4,85 |
| Приведенный расход воздуха на входе | 10 кг/с |
| Втулочный диаметр на входе в РК | 81 мм |
| Концевой диаметр на входе в РК | 215 мм |
| Диаметр на выходе из РК | 431,5 мм |
| Радиальный зазор | 0,3 мм |
| Втулочный диаметр на выходе из СА | 603 мм |
| Концевой диаметр на выходе из СА | 625 мм |

Экспериментальная ступень ЦБК включает рабочее колесо, радиальный лопаточный диффузор и осевой спрямляющий аппарат. Рабочее колесо выполнено открытым, имеет по 15 основных и сплиттерных лопаток. При этом с целью достижения максимального значения КПД сплиттерные лопатки смещены относительно центра канала, образованного основными лопатками. Лопатки рабочего колеса имеют эллиптические передние и задние кромки. Лопаточный диффузор имеет 20 основных и сплиттерных лопаток, осевой спрямляющий аппарат имеет 60 лопаток.

Экспериментальная ступень NASA HECC была испытана в NASA Glenn Research Center (рис. 2).

В результате испытаний была получена характеристика, а также детально исследованы особенности течения в экспериментальной ступени.

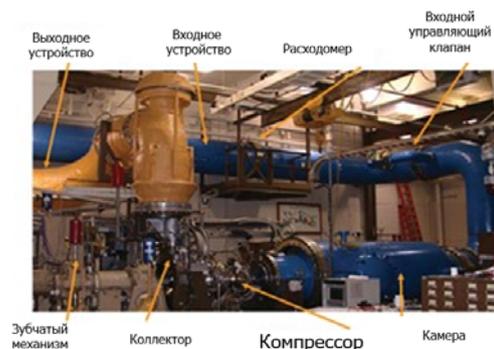


Рис. 2. Стенд испытаний центробежного компрессора

Описание численной модели

Для валидационных расчётов использован ANSYS CFX, для формирования сеточной модели ANSYS TurboGrid. Входным граничным условием является температура и давление заторможенного потока, соответствующие стандартным атмосферным условиям. Перед рабочим колесом расположена удлинённая входная область с целью формирования реалистичного поля скоростей с развитым пограничным слоем на входе в колесо. Расчёты проводились на проектной частоте вращения 21789 об/мин (100%), а также на относительных частотах вращения 90, 95 и 105%. В области запирания в качестве граничного условия на выходе использовалось статическое давление, на горизонтальном участке напорной ветви использовался массовый расход воздуха. Изменение типа граничных условий на горизонтальном участке напорной ветви оправдано вследствие высокой чувствительности расчёта к статическому давлению в области минимальных значений $d\pi_k/dG_{в.пр}$. В качестве граничного условия между различными областями (статор-ротор, ротор-статор, статор-статор) было выбрано условие Stage (Mixing-Plane), которое допускает течение потока в обоих направлениях через поверхность раздела и усредняет в окружном направлении все параметры расчёта [17]. На рис. 3 показано графическое представление расчётной области.

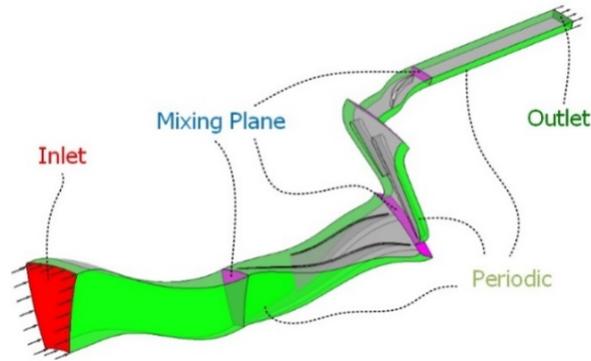


Рис. 3. Граничные условия расчётной модели центробежного компрессора

Критериями сходимости расчётов принято достижение заданного уровня невязок (среднеквадратичное отклонение (RMS – Root Mean Square) по основным уравнениям до значений ниже $10e-4$), значений по Imbalance (относительная разница параметров на выходе и входе из домена) ниже 0,1%.

Применение различных моделей турбулентности требует определенного качества дискретизации пристеночной области, определяемого безразмерным параметром y^+ (безразмерное расстояние от стенки до первой ячейки сетки):

$$y^+ = \frac{\rho \nu y}{\mu},$$

где ρ – плотность рабочего тела; ν – характерная скорость; y – абсолютное расстояние от стенки до первой ячейки сетки; μ – динамическая вязкость рабочего тела.

При применении моделей турбулентности, основанных на потоках с высокими числами Рейнольдса, ближайший к стенке контрольный объём должен попадать в область логарифмического подслоя турбулентного пограничного слоя ($y^+ > 30$). К таким моделям турбулентности относится в первую очередь $k-\varepsilon$. В случае применения моделей турбулентности, основанных на потоках с низкими числами Рейнольдса, (SST, $k-\varepsilon$ и основанные на ней модели), ближайший к стенке контрольный объём должен попадать в область ламинарного подслоя $y^+ < 2$. Однако, как правило, задание безразмерного параметра $y^+ < 2$ сопряжено с существенным увеличением размерности сеточной модели, что приводит к значительному росту затрат машинного времени. Для исследовательских и проектных задач применение моделей турбулентности, основанных на потоках с низкими числами Рейнольдса, возможно при $y^+ < 10$ [18].

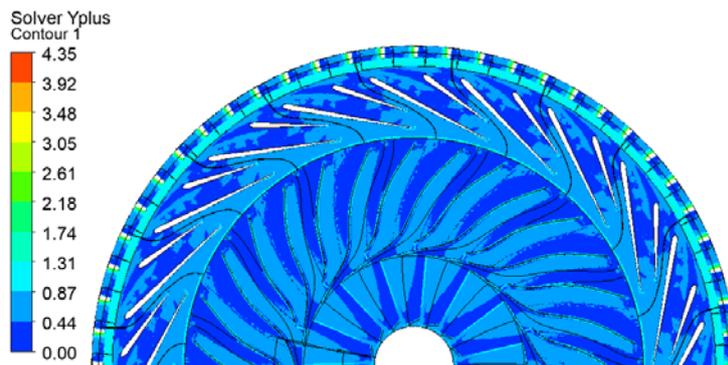


Рис. 4. Параметр y^+ в расчётной области

При расчёте центробежного компрессора максимальные значения y^+ возникают на границе раздела рабочего колеса и лопаточного диффузора (рис. 4), а также на лопатках рабочего колеса вследствие возникновения в этих областях наибольших абсолютных скоростей. Поэтому в дальнейшем y^+ будет осредняться и оцениваться по этим областям.

Результаты

Исследование сеточной независимости решения

При применении SST модели турбулентности был произведён расчёт сеточных моделей с различным средним уровнем y^+ . Целью исследования сеточной независимости решения был поиск оптимальной размерности сеточной модели (рис. 5). Для каждого расчёта были оставлены без изменений все остальные настройки расчётов (рабочее тело, граничные условия и др.).

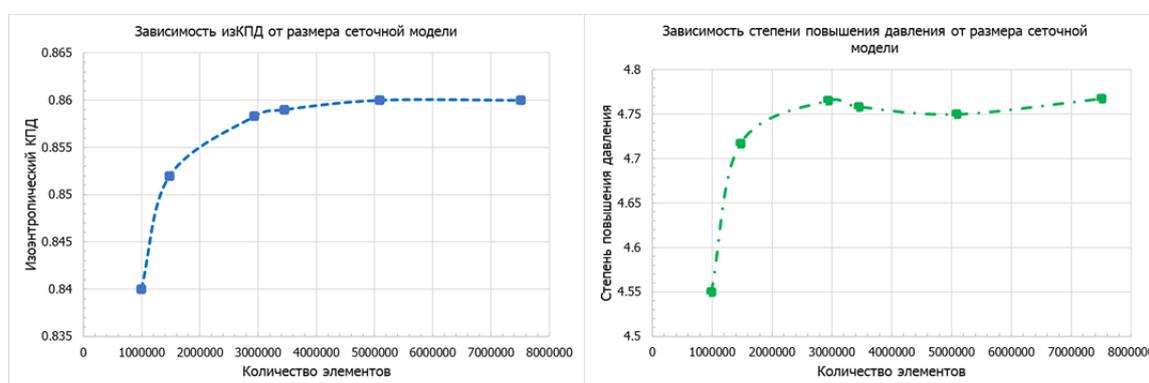


Рис. 5. Зависимость КПД и степени повышения давления от количества элементов сеточной модели

Для исследования сеточной независимости решения были построены напорные ветви и линии КПД характеристики ступени ЦБК. Как видно из результатов, необходимый и достаточный размер сеточной модели равен 3-4 млн элементов. Дальнейшее измельчение нецелесообразно ввиду незначительного изменения КПД и степени повышения давления компрессора (рис. 5).

Для последующих расчётов была принята сеточная модель с количеством элементов 3 млн (их них 2 млн в расчётной области рабочего колеса, 1 млн в расчётной области лопаточного диффузора, 0,2 млн в расчётной области спрямляющего аппарата). В обоих доменах $y^+ < 5$. Осреднённый y^+ на рабочем колесе составляет 4, на лопаточном диффузоре 2. На входной и выходной кромках количество элементов было увеличено до 8-10 млн.

Влияние моделей турбулентности

На основе обзора отечественных и зарубежных литературных источников в области численного моделирования центробежных компрессоров выбраны для анализа следующие модели турбулентности:

- SST (Shear Stress Transport);
- $k - \varepsilon$;
- BSL (EARSM);
- Generalized k -Omega (GEKO) с исходными настройками.

Сравнение расчётной характеристики компрессора с CFD-расчётами NASA и экспериментальными данными показано на рис. 6, 7.

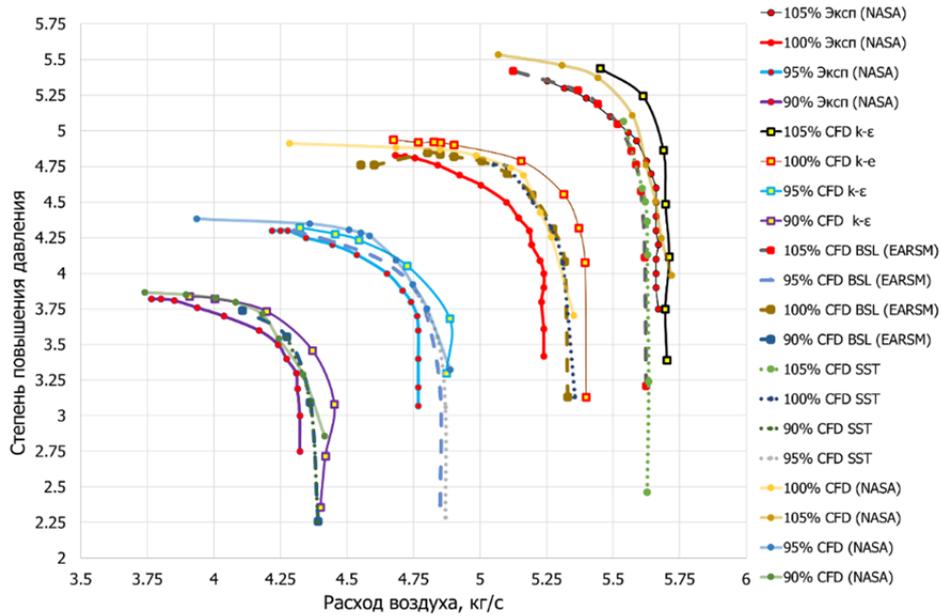


Рис. 6. Характеристика компрессора при различных моделях турбулентности

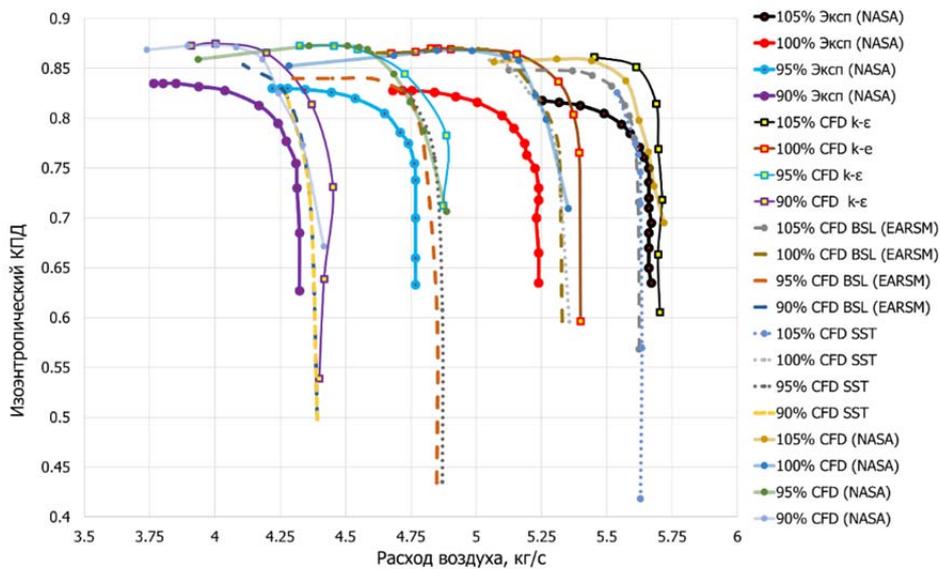


Рис. 7. Линии КПД на характеристике компрессора при различных моделях турбулентности

Результаты показывают, что погрешности по степени повышения давления и расходу воздуха при применении моделей BSL (EARSM) и GEKO составляют не более 1%. Модель турбулентности SST, наиболее широко применяемая при моделировании турбомашин, вызывает смещение границы устойчивой работы ЦБК из-за возникновения интенсивных срывных зон. Модель турбулентности $k - \epsilon$ показала относительно большую погрешность по степени повышения давления и КПД в сравнении с другими моделями.

Для того, чтобы получить более реальную оценку качества расчётной модели, необходимо не только сопоставлять интегральные параметры, но и дифференциальные

параметры (картину течения потока). На рис. 8, а представлены результаты измерений NASA распределения давления заторможенного потока на выходе из лопаточного диффузора. Измерения проводились при помощи специальной гребёнки приёмников давления заторможенного потока (рис. 8, б). Каналы А и В образуют межлопаточный канал между двумя основными лопатками диффузора. Канал А образован корытом основной лопатки и спинкой сплиттерной лопатки, а канал В – корытом сплиттерной лопатки и спинкой основной лопатки.

Расчёт проводился для одной и той же осреднённой по массовому расходу степени повышения давления на выходе из компрессора. Шкала для каждого расчёта была изменена в соответствии с максимальным значением давления заторможенного потока в эксперименте.

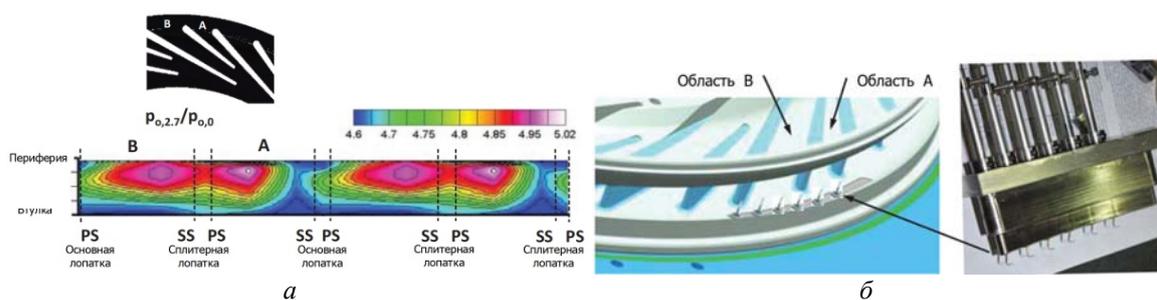


Рис. 8. Распределение давления, размещение и конфигурация гребёнки приёмников давления заторможенного потока на выходе из лопаточного диффузора:
 а – распределение замеренного давления заторможенного потока за лопаточным диффузором в проектной точке при относительной частоте вращения 100%;
 б – размещение и конфигурация гребёнки приёмников давления заторможенного потока на выходе из лопаточного диффузора

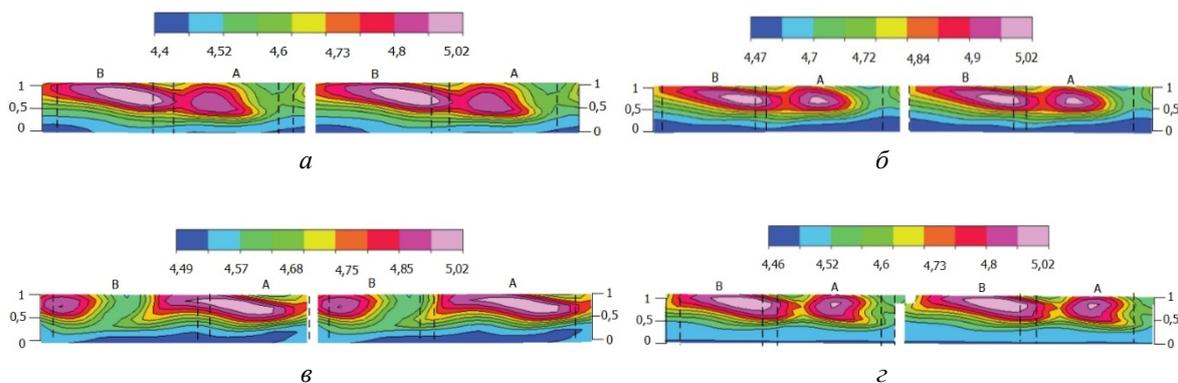


Рис. 9. Расчётное распределение давления заторможенного потока на выходе из лопаточного диффузора в проектной точке при относительной частоте вращения 100% при различных моделях турбулентности:
 а – BSL (EARSM); б – k – ε; в – SST; г – GEKO

Для всех четырёх моделей турбулентности выявлено несоответствие расчётного и экспериментального распределения давления заторможенного потока за лопаточным диффузором (рис. 9), что может быть обусловлено несоответствием контрольной плоскости. При численном моделировании распределение статического давления оценивалось на границе домена, а в эксперименте область замера расположена несколько выше.

Модель SST предсказывает перераспределение давления заторможенного потока между каналами А и В, смещение в окружном направлении влево и расширение ядра потока (зоны повышенного давления заторможенного потока) в канале В, смещение вправо и расширение ядра потока в канале А, что может быть связано с возникновением срывных зон и вторичных течений в лопаточном диффузоре.

Применение модели $k - \epsilon$ приводит к значительному увеличению зоны пониженного давления заторможенного потока на торцевой поверхности по сравнению с экспериментальными данными. Кроме того, модель $k - \epsilon$ предсказывает смещение влево и расширение ядра потока в канале В.

Модели BSL (EARSM) и GEKO предсказывают переразмеренное ядро потока в канале В, при этом сама картина течения наилучшим образом согласуется с экспериментальными данными.

Картины течения в лопаточном диффузоре и спрямляющем аппарате на средней относительной высоте при четырёх различных моделях турбулентности (рис. 10) показывают, что применение модели SST приводит к возникновению срывов со спрямляющего аппарата и завихрений в проектной точке. Более раннее развитие вторичных и срывных течений вызывает последующее смещение границы устойчивой работы компрессора. В случае модели турбулентности GEKO также возникают срывы со спрямляющего аппарата, однако их масштаб существенно меньше, чем при использовании модели турбулентности SST. В то же время $k - \epsilon$ и BSL (EARSM) демонстрируют установившееся течение потока, характерное для проектной точки.

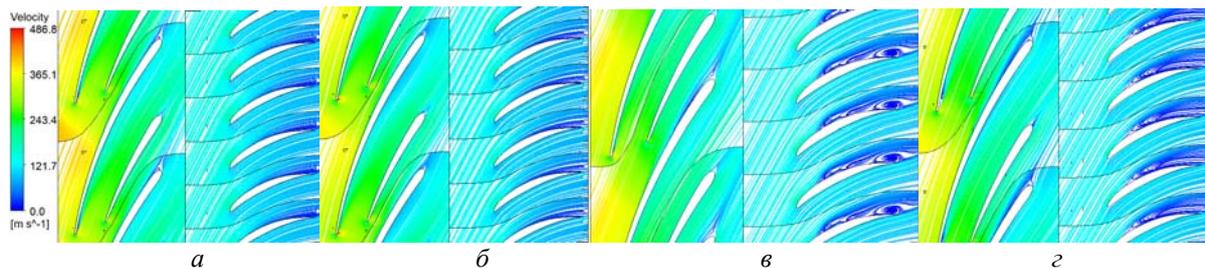


Рис. 10. Линии тока по среднему сечению диффузоров и спрямляющего аппарата в расчётной точке: а – BSL (EARSM); б – $k - \epsilon$; в – SST; г – GEKO

Как показывает практика, модель турбулентности SST испытывает трудности при моделировании сильных отрывных вторичных течений и кривых линий тока, что показывает адекватность рассматриваемых результатов [19; 20]. Существуют модификации модели турбулентности SST, которые позволяют решить указанную проблему.

Затраты вычислительных ресурсов

При решении доводочных оптимизационных задач остро поднимается вопрос о затратах машинного времени при применении различных моделей турбулентности.

Таблица 2. Вычислительные затраты при численном моделировании

| Модель турбулентности | Время расчёта на количество итераций | Относительная величина |
|-----------------------|--------------------------------------|------------------------|
| SST | 18809 | 1 |
| BSL EARSM | 19210 | 1,02 |
| $k - \epsilon$ | 18061 | 0,96 |
| GEKO | 17980 | 0,955 |

В таблице показаны осреднённые значения по времени расчёта, умноженного на количество итераций. Для сравнения значения приведены относительно результата для модели турбулентности SST. Данные в табл. 2 показывают, что при фиксированной размерности сеточной модели BSL EARSМ, GEKO и $k - \epsilon$ незначительно отличаются от SST по вычислительным затратам.

Выводы

По результатам проведённых исследований были сформулированы при численном моделировании центробежных компрессоров с расходом воздуха 5 – 10 кг/с и степенью повышения полного давления 4 – 6 следующие рекомендации:

1. Применение модели SST прогнозирует смещение области повышенного давления заторможенного потока за лопаточным диффузором, а также возникновение срывных зон за спрямляющим аппаратом в проектной точке. Это приводит к смещению границы устойчивой работы ЦБК по сравнению с экспериментальными данными. Применение данной модели турбулентности может быть оправдано в случае введения дополнительных поправочных функций, влияющих на раннее появление вторичных и отрывных течений.

2. Модель турбулентности $k - \epsilon$ по результатам расчётов показала завышение значений расходов воздуха, степени повышения давления. Однако отсутствие высоких требований к сеточным моделям позволяет применять её в оптимизационных задачах, где основным требованием является скорость расчёта.

3. При применении модели BSL EARSМ и GEKO со стандартными настройками коэффициентов относительная погрешность по степени повышения давления и расходу воздуха составляет не более 1%. Модели наиболее адекватно описывают распределение давления заторможенного потока за лопаточным диффузором и картину течения в проектной точке.

Стоит отметить, что CFD-расчёты, проведенные в NASA Glenn Research Center при проектировании ступени HECC, также имеют погрешность с результатами экспериментальных исследований.

Библиографический список

1. Боровков А.И., Рябов Ю.А., Кукушкин К.В., Марусева В.М., Кулемин В.Ю. Цифровые двойники и цифровая трансформация предприятий ОПК // Вестник Восточно-сибирской открытой академии. 2019. № 32. www.es.gae.ru/vsoa/206-1150

2. Боровков А.И., Рябов Ю.А. Цифровые двойники: определение, подходы и методы разработки. Цифровая трансформация экономики и промышленности // Сб. трудов X научно-практической конференции с зарубежным участием «Цифровая трансформация экономики и промышленности» (20-22 июня 2019 г., Санкт-Петербург). СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019. С. 234-245. DOI: 10.18720/IEP/2019.3/25

3. Штаничев Р.А., Яблоков А.М., Садовский Н.И. Верификации результатов численного моделирования малорасходной ступени центробежного компрессора с экспериментальными данными с помощью программных комплексов Numeca Fine/Turbo и Ansys CFX // Вестник Международной академии холода. 2021. № 3. С. 32-38. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-3-32-38

4. Шустрова М.Л., Аминев И.М., Байtimiров А.Д. Средства численного моделирования гидродинамических параметров процессов // Вестник Казанского технологического университета. 2014. Т. 17, № 14. С. 221-224.

5. Снегирёв А.Ю. Высокопроизводительные вычисления в технической физике. Численное моделирование турбулентных течений: учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехнического университета, 2009. 143 с.
6. Колмогоров А.Н. Уравнения турбулентного движения несжимаемой жидкости // Известия Академии наук СССР. Серия физическая. 1942. Т. 6, № 1-2. С. 56-59.
7. Wilcox D.C. Multiscale model for turbulent flows // AIAA Journal. 1988. V. 26, Iss. 11. P. 1311-1320. DOI: 10.2514/3.10042
8. Wilcox D. Turbulence modeling for CFD. La Canada, CA: DCW Industries, Inc., 2006. 460 p.
9. Matas R., Syka T., Hurda L. Experimental investigation and numerical modelling of 3D radial compressor stage and influence of the technological holes on the working characteristics // EPJ Web of Conferences. 2018. V. 180. DOI: 10.1051/epjconf/201818002060
10. Syka T., Matas R., Luňáček O. Numerical and experimental modelling of the radial compressor stage // AIP Conference Proceedings. 2016. V. 1745. DOI: 10.1063/1.4953753
11. Jones W., Launder B. The Prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1972. V. 15, Iss. 2. P. 301-314. DOI: 10.1016/0017-9310(72)90076-2
12. Menter F.R. Two-equation Eddy-Viscosity turbulence models for engineering applications // AIAA Journal. 1994. V. 32, Iss. 8. P. 1598-1605. DOI: 10.2514/3.12149
13. Menter F.R., Garbaruk A.V., Egorov Y. Explicit algebraic Reynolds stress models for anisotropic wall-bounded flows // Progress in Flight Physics. 2012. V. 3. P. 89-104. DOI: 10.1051/eucass/201203089
14. ANSYS CFX-Solver Theory Guide. Canonsburg, PA, ANSYS Inc., 2018. 370 p.
15. Morsbach C. Reynolds stress modelling for turbomachinery flow applications. Dissertation. Köln, 2016. 163 p.
16. Medic G., Sharma O.P., Jongwook J., Hardin L.W., McCormick D.C., Cousins W.T., Van Slooten P.R. High efficiency centrifugal compressor for rotorcraft applications. Technical report no. NASA/CR-2014-218114, 2014. 316 p.
17. Denton J.D. The calculation of three-dimensional viscous flow through multistage turbomachines // Proceedings of the ASME Turbo Expo (June, 11-14, 1990, Brussels, Belgium). V. 1. DOI: 10.1115/90-gt-019
18. Gooding W.J., Meier M.A., Key N.L. The impact of various modeling decisions on flow field predictions in a centrifugal compressor // Journal of Turbomachinery. 2021. V. 143, Iss. 10. DOI: 10.1115/1.4050674
19. Menter F.R., Lechner R., Matyushenko A. Best practice: RANS turbulence modeling in Ansys CFD. ANSYS, Germany GmbH, 2022. 95 p.
20. Menter F.R. Turbulence modeling for engineering flows. Ansys, Inc, 2011. 20 p.

COMPARATIVE ANALYSIS OF TURBULENCE MODEL INFLUENCE IN NUMERICAL SIMULATION OF AN EXPERIMENTAL RADIAL COMPRESSOR STAGE

© 2023

V. V. Eremenko Engineer of Advanced Engineering School “Motors of the Future”;
Ufa University of Science and Technology, Ufa, Russian Federation;
vlad.erechenko@yandex.ru

A. E. Mikhailov Candidate of Science (Engineering), Senior Researcher of Advanced
Engineering School “Motors of the Future”;
Ufa University of Science and Technology, Ufa, Russian Federation;
mikhailov.ugatu@gmail.com

- A. B. Mikhailova** Candidate of Science (Engineering), Senior Researcher of Advanced Engineering School “Motors of the Future”; Ufa University of Science and Technology, Ufa, Russian Federation; alexandra11112007@yandex.ru
- M. O. Goryukhin** Engineer of Advanced Engineering School “Motors of the Future”; Ufa University of Science and Technology, Ufa, Russian Federation; terrorable2@yandex.ru
- D. G. Krasnoperov** Engineer of Advanced Engineering School “Motors of the Future”; Ufa University of Science and Technology, Ufa, Russian Federation; daniil.k1999@mail.com

The accuracy of a CFD model of a turbo-machine might depend on a number of factors: turbulence model, quality of the mesh model, boundary conditions, solver settings, consideration of secondary geometric factors, etc. The purpose of this work is to develop practical recommendations for CFD calculations of centrifugal compressors based on the validation of a model of NASA High Efficiency Centrifugal Compressor experimental radial compressor stage. Results of a grid independence test are presented, and the optimal grid size for the High Efficiency Centrifugal Compressor stage is identified as comprising 3 million elements. CFD-calculations of an experimental stage were performed with different turbulence models. The obtained data was compared with the NASA experimental data considering integral (total pressure ratio, mass flow rate, adiabatic efficiency) and differential parameters (static pressure distribution downstream the vaned diffuser). The required CFD computational time for different turbulence models was calculated. Based on the results of this research, recommendations were formulated for the application of SST, $k-\varepsilon$, BSL EARSM and GEKO turbulence models for numerical modeling of centrifugal compressors.

Radial compressor; computational fluid dynamics; turbulence model; numerical simulation

Citation: Eremenko V.V., Mikhailov A.E., Mikhailova A.B., Goryukhin M.O., Krasnoperov D.G. Comparative analysis of turbulence model influence in numerical simulation of an experimental radial compressor stage. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2023. V. 22, no. 4. P. 99-111. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-4-99-111

References

1. Borovkov A.I., Ryabov Yu.A., Kukushkin K.V., Maruseva V.M., Kulemin V.Yu. Digital twins and digital transformation of enterprises of the military industrial complex. *Vestnik Vostochno-Sibirskoy Otkrytoy Akademii*. 2019. No. 32. (In Russ.). Available at: www.es.rae.ru/vsoa/206-1150
2. Borovkov A.I., Ryabov Yu.A. Digital twins: definition, approaches and methods of development. *Works of the X research-to-practice conference with foreign participation «Digital Transformation of Economy and Industry» (June, 20-22, 2019, Saint Petersburg)*. SPb.: POLITEKKh-PRESS Publ., 2019. P. 234-245. (In Russ.). DOI: 10.18720/IEP/2019.3/25
3. Shtanichev R.A., Yablokov A.M., Sadovsky N.I. Verification of numerical simulation results for low-flow centrifugal compressor stage with experimental data by Numeca Fine/Turbo and Ansys CFX software packages. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021. No. 3. P. 32-38. (In Russ.). DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-3-32-38
4. Shustrova M.L., Aminev I.M., Baytimirov A.D. Tools of numerical simulation of hydrodynamic process parameters. *Vestnik Kazanskogo Tekhnologicheskogo Universiteta*. 2014. V. 17, no. 14. P. 221-224. (In Russ.)
5. Snegirev A.Yu. *Vysokoproizvoditel'nye vychisleniya v tekhnicheskoy fizike. Chislennoe modelirovanie turbulentnykh techeniy: ucheb. posobie* [High-performance computations in technical physics. Numerical simulation of turbulent flows]. SPb.: Polytechnic University Publ., 2009. 143 p.
6. Kolmogorov A.N. Equations of turbulent motion of incompressible liquid. *Izvestiya Akademii Nauk SSSR. Seriya Fizicheskaya*. 1942. V. 6, no. 1-2. P. 56-59. (In Russ.)

7. Wilcox D.C. Multiscale model for turbulent flows. *AIAA Journal*. 1988. V. 26, Iss. 11. P. 1311-1320. DOI: 10.2514/3.10042
8. Wilcox D. Turbulence modeling for CFD. La Canada, CA: DCW Industries, Inc., 2006. 460 p.
9. Matas R., Syka T., Hurda L. Experimental investigation and numerical modelling of 3D radial compressor stage and influence of the technological holes on the working characteristics. *EPJ Web of Conferences*. 2018. V. 180. DOI: 10.1051/epjconf/201818002060
10. Syka T., Matas R., Luňáček O. Numerical and experimental modelling of the radial compressor stage. *AIP Conference Proceedings*. 2016. V. 1745. DOI: 10.1063/1.4953753
11. Jones W., Launder B. The Prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1972. V. 15, Iss. 2. P. 301-314. DOI: 10.1016/0017-9310(72)90076-2
12. Menter F.R. Two-equation Eddy-Viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*. 1994. V. 32, Iss. 8. P. 1598-1605. DOI: 10.2514/3.12149
13. Menter F.R., Garbaruk A.V., Egorov Y. Explicit algebraic Reynolds stress models for anisotropic wall-bounded flows. *Progress in Flight Physics*. 2012. V. 3. P. 89-104. DOI: 10.1051/eucass/201203089
14. ANSYS CFX-Solver Theory Guide. Canonsburg, PA, ANSYS Inc., 2018. 370 p.
15. Morsbach C. Reynolds stress modelling for turbomachinery flow applications. Dissertation. Köln, 2016. 163 p.
16. Medic G., Sharma O.P., Jongwook J., Hardin L.W., McCormick D.C., Cousins W.T., Van Slooten P.R. High efficiency centrifugal compressor for rotorcraft applications. Technical report no. NASA/CR-2014-218114, 2014. 316 p.
17. Denton J.D. The calculation of three-dimensional viscous flow through multistage turbomachines. *Proceedings of the ASME Turbo Expo (June, 11-14, 1990, Brussels, Belgium)*. V. 1. DOI: 10.1115/90-gt-019
18. Gooding W.J., Meier M.A., Key N.L. The impact of various modeling decisions on flow field predictions in a centrifugal compressor. *Journal of Turbomachinery*. 2021. V. 143, Iss. 10. DOI: 10.1115/1.4050674
19. Menter F.R., Lechner R., Matyushenko A. Best practice: RANS turbulence modeling in Ansys CFD. ANSYS, Germany GmbH, 2022. 95 p.
20. Menter F.R. Turbulence modeling for engineering flows. Ansys, Inc. 2011. 20 p.