Наука и Образование
МГТУ им. Н.Э. Баумана
Сетевое научное издание
ISSN 1994-0408

Наука и Образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана.
Электрон. журн. 2015. № 06. С. 67–82.

DOI: **10.7463/0615.0778604**

Представлена в редакцию: 13.04.2015
Исправлена: 01.06.2015

УДК 641.438

Сравнение методов замыкания при моделировании течения в малоразмерном центробежном компрессоре

Новицкий Б. Б.[1,*]

[*]novitskiybronislav@gmail.com

[1]МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

В работе представлены результаты моделирования вязкого трёхмерного течения в ступени малоразмерного центробежного компрессора с помощью методики вычислительной газовой динамики основанной на решении осреднённых по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса. Приведены характерные особенности построения сеточных моделей для различных двухпараметрических моделей турбулентности. Представлен алгоритм задания граничных условий с учётом наличия зазора в проточной части компрессора между лопатками рабочего колеса и корпусом. Выполнено сопоставление характеров течения в проточной части компрессора на различных моделях турбулентности на входной кромке рабочего колеса и при выходе из лопаточного диффузора. Наиболее качественную картину описания физических процессов удалось получить на модели турбулентности Shear Stress Transport.

Ключевые слова: центробежный компрессор, вычислительная газодинамика, модели турбулентности

Введение

В настоящее время при разработке лопаточных машин всё большее распространение получили методы вычислительной газодинамики (CFD) основанные на решении осреднённых по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса (Reynolds Average Navier-Stokes). Применение данных методов позволяет оценить характеристики лопаточных машин с различной геометрией проточной части и выбрать наилучший вариант для дальнейших экспериментальных исследований. Всё это позволяет существенно сократить время разработки компрессоров, так как численное моделирование позволяет определить не только интегральные характеристики (степень повышения давления, к.п.д. и т.д.), но и локальные параметры (распределение скоростей, давлений и т.д.).

В открытых источниках информации имеется достаточно примеров использования коммерческих пакетов вычислительной газодинамики для расчёта проточной части центробежных компрессоров [1, 2, 3], представлены аналитические методы [4] и экспериментальные исследования [5, 7]. Однако особенностям расчёта малоразмерных лопаточных машин уделено крайне мало внимания, а значит остаётся открытым вопрос о выборе оптимальных параметров при моделировании физических процессов. Целью данной работы является выбор алгоритмов расчёта, модели турбулентности и оптимальной расчётной сетки, то есть параметров, наиболее точно описывающих физические процессы происходящие в проточной части центробежного компрессора (ЦБК). Научная новизна заключается в анализе характера течения на различных моделях турбулентности в малоразмерном ЦБК, при величине меридионального зазора составляющей порядка 10 % от высоты лопатки при выходе из рабочего колеса.

Объектом исследования является рабочее колесо центробежного компрессора спрофилированное в МГТУ им. Н.Э. Баумана на кафедре Э3 профессором Куфтовым А.Ф. по представленным в литературе методикам [7].

1. Построение геометрической модели

Построение трёхмерной модели (3D) рабочего колеса (РК) и лопаточного диффузора (ЛД) центробежного компрессора выполнялось в программном комплексе SolidWorks (рисунок 1 и 2) по имеющимся рабочим чертежам в вычислительном центре НУК Энергомашиностроения МГТУ им. Н.Э. Баумана.

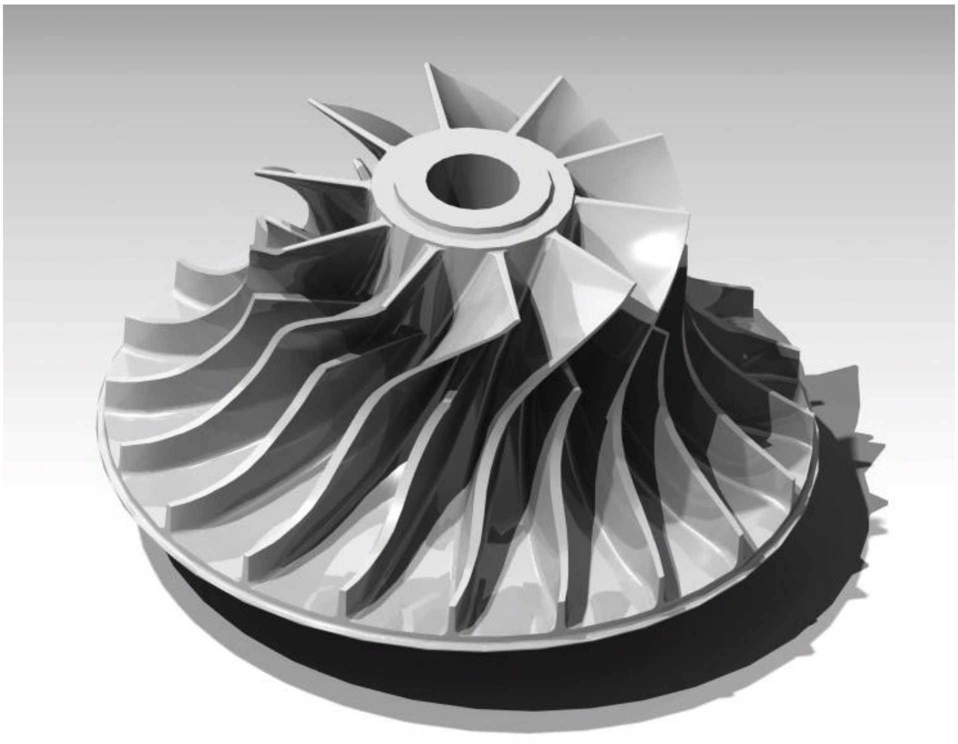


Рис. 1. 3D модель рабочего колеса малоразмерного центробежного компрессора

Рабочее колесо центробежного компрессора имеет 20 лопаток (10 основных и 10 вспомогательных), то есть по сути является осесимметричным (из 10 секторов), поэтому для экономии вычислительных ресурсов было решено выполнять расчёт для одного сектора (рисунок 3), с наложением граничного условия «periodic» [3] на боковые грани. Это задаёт в решателе функцию переноса поля скоростей с одной грани на другую, то есть соблюдение симметрии.

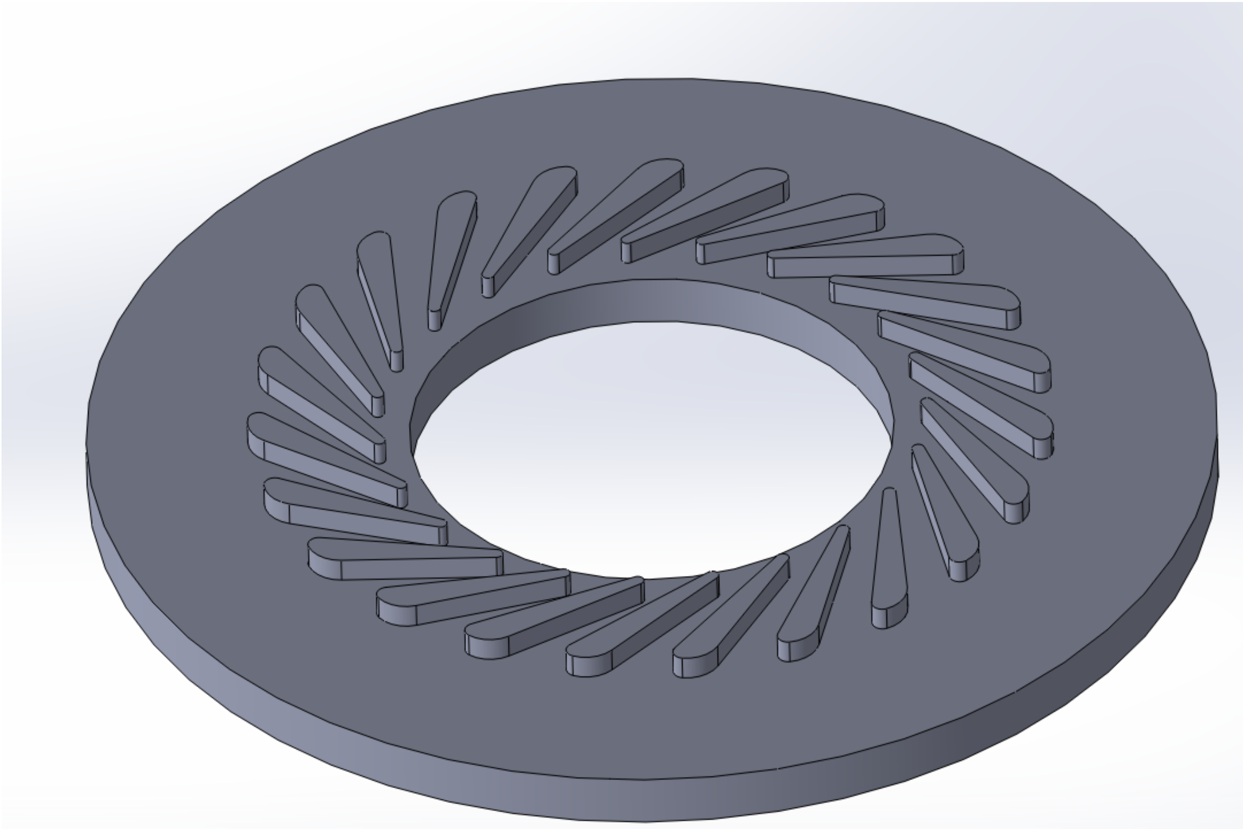
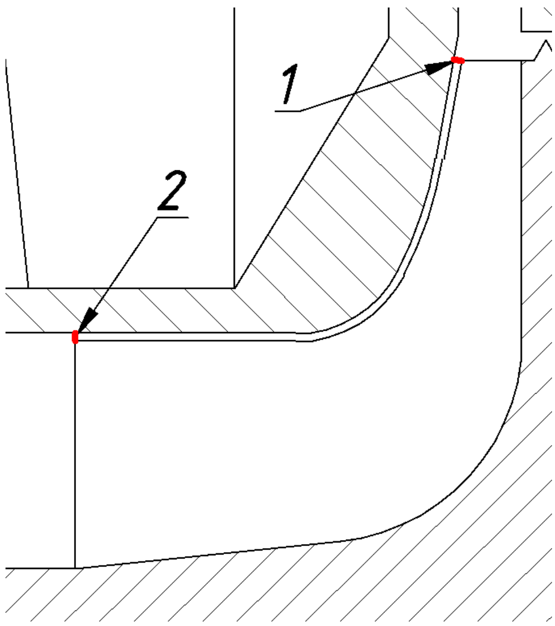


Рис. 2. 3D модель лопаточного диффузора компрессора

Аналогично было сделано и в отношении лопаточного диффузора состоящего из 23 лопаток. Для сопряжения доменов РК и ЛД, которые имеют разные углы секторов, применялся интерфейс «Stage» [3], осредняющий скорости по окружности и позволяющий передавать данные между доменами с различными углами (рисунок 3).

Рис. 3. Сектор РК и ЛД компрессора

Меридиональный зазор между лопатками РК и корпусом компрессора при выходе (рисунок 4) выставлялся с учётом «установочного» значения равного 0,466 мм. При входе зазор между лопатками и корпусом равен 0,3 мм (получается конструктивно).



где: 1 – зазор при выходе; 2 – зазор при входе

Рис. 4. Меридиональный зазор между лопатками РК и корпусом компрессора

2. Построение расчётной сетки

Численное исследование базируется на методе контрольных объёмов представленном в работе Патанкара [8]. Исследуемая проточная часть заполняется малыми дискретными объёмами (расчётной сеткой), где осуществляется процесс аппроксимации исходных дифференциальных или интегральных уравнений системой алгебраических уравнений, решаемых с помощью специализированных программ CFD. Построение расчётной сетки и численные исследования осуществлялись в Вычислительном Центре НУК Энергомашиностроения МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сетка была построена в сеточном генераторе ICEM CFD, она состоит из тетраэдров в ядре потока и из 20 призматических слоёв, сгущающихся у стенок, с коэффициентом нарастания 1,2 (рисунок 5). Сгущение расчётной сетки к лопаткам необходимо для правильного разрешения пограничного слоя. Характером сгущения является безразмерный параметр y^+.

$$y^+ = \frac{\rho \cdot U_\tau \cdot y}{\mu}$$

где $U_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$ - скорость трения;

$\tau_w = \frac{C_f \cdot \rho \cdot U^2}{2}$ - касательное напряжение на стенке;

C_f - коэффициент поверхностного трения;

y - высота пристеночного элемента;

μ - динамическая вязкость;

ρ - плотность газа.

Для разрешения пограничного слоя безразмерный параметр $y^+ < 2$ для моделей турбулентности Shear Stress Transport (SST) и $k-\omega$, а для моделей турбулентности $k-\varepsilon$ и RNG $y^+ > 20$, согласно рекомендациям [1, 2, 3].

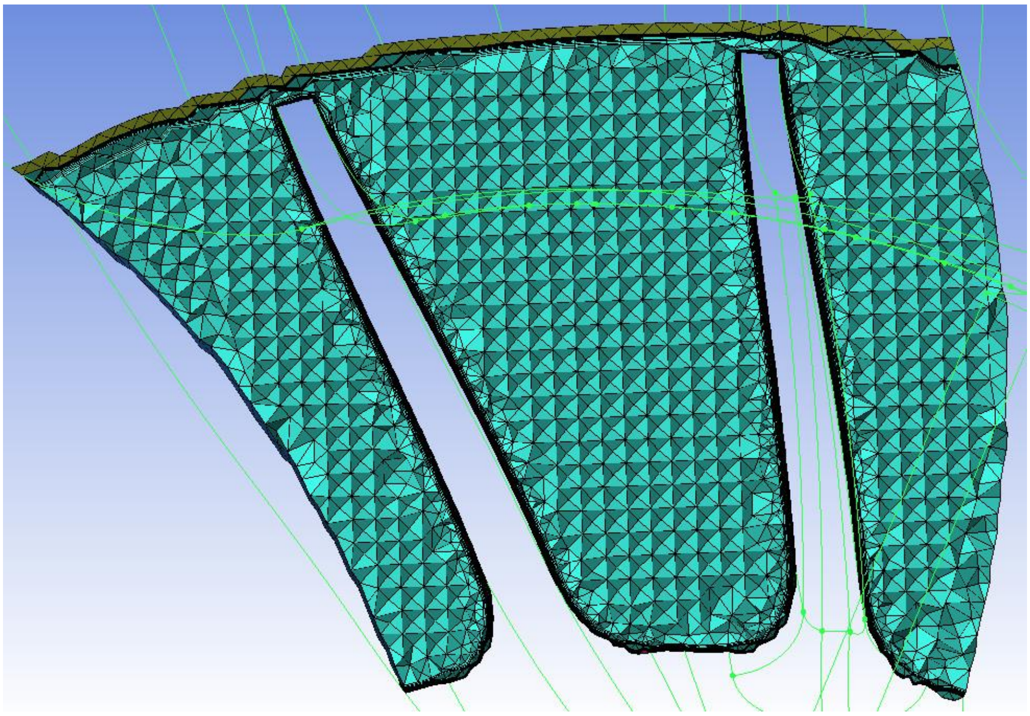


Рис. 5. Сечение неструктурированный сетки размерностью 1,4 млн. элементов с $y^+ < 2$

С учётом вышеперечисленных требований построены расчётные сетки для каждой исследуемой модели турбулентности (МТ). Характеристики представлены в таблице 1.

Таблица 1. Характеристики построенные сеточных моделей

МТ	Значение y^+	Количество элементов в РК	Количество элементов в ЛД
$k-\varepsilon$ RNG	>20	1391256	192128
$k-\omega$ SST	<2	1430679	208576

Затем, данные сеточные модели передавались в CFX-Pre для задания граничных условий.

3. Граничные условия

При описании физической модели компрессора были использованы следующий типы граничных условий (рисунки 6, 7), задаваемых в CFX:

- ***Inlet*** – вход потока в расчётную область, полное давление 101325 Па, статическая температура 300 К;

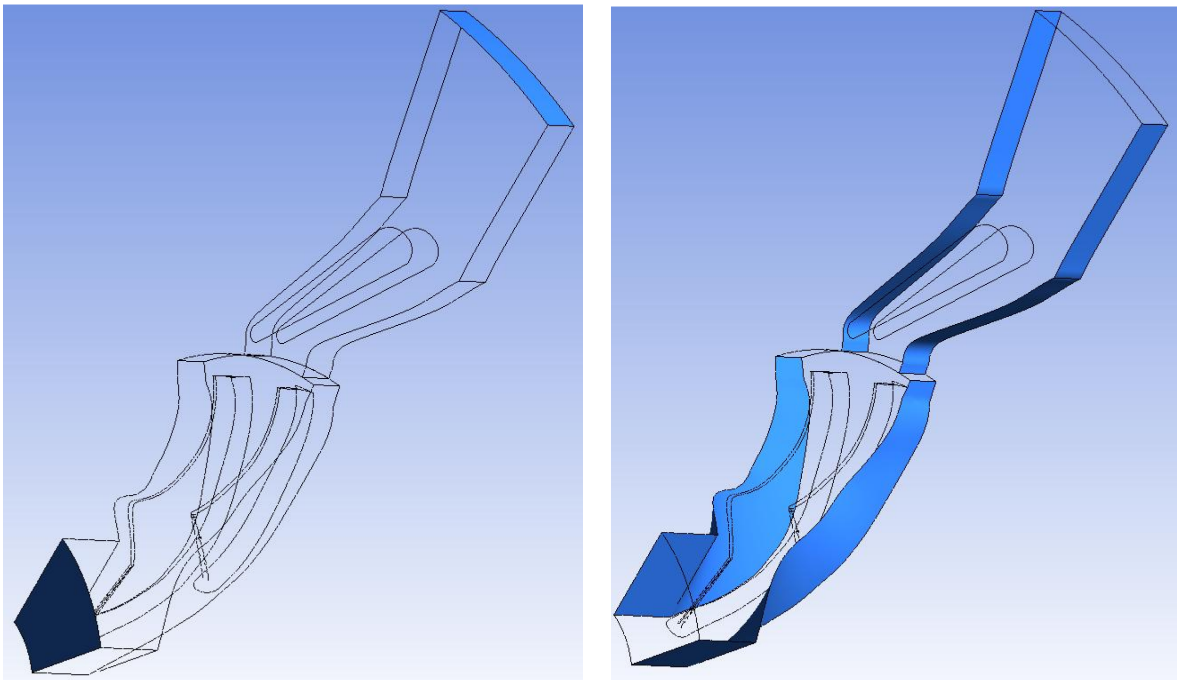
- ***Outlet*** – выход потока из расчётной области, задаётся массовый расход рабочего тела;

- ***Periodic*** – условие периодичности;

- ***No slip wall*** – условие «прилипания» газа на твёрдой непроницаемой стенке;

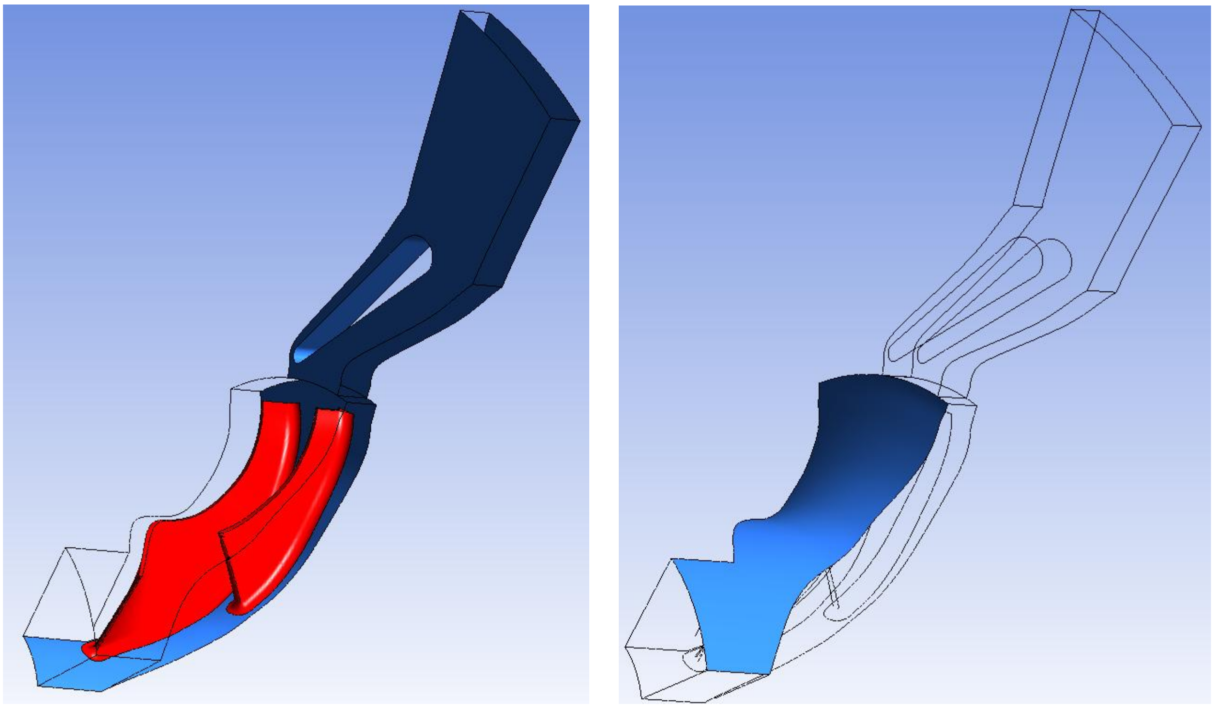
- ***Counter rotating wall*** – условие противовращения во вращающемся домене, необходимо для корректного описания наличия зазора между рабочим колесом компрессора и стенкой.

- Модель турбулентности (рассматривались $k-\omega$, $k-\varepsilon$, RNG и SST).



а б

Рис. 6. Граничные условия: *а - Inlet и Outlet; б - Periodic*



а б

Рис. 7. Граничные условия на непроницаемость стенки, а также на противовращение: *а – No slip wall; б – Counter rotating wall*

Так как ступень компрессора состоит из 2-х сеток (доменов), то на рабочее колесо дополнительно накладывалось граничное условие «rotating». Перенос данных из одного домена в другой осуществлялся с помощью интерфейса «Stage» [3].

4. Результаты численного моделирования

Анализ сходимости решения проверялся в CFX-Solver по среднеквадратичному значения по остатку (RMS), который должен был достигать значения $5 \cdot 10^{-4}$. В ходе решения проверялись величины расхода и полных давлений на входе и выходе с помощью встроенных функций контроля решения «massFlow()@имя домена» и «massFlowAve(Total Pressure)@имя домена» [3]. При достижении стабильных показаний (колебания давлений и расходов менее 1%) и допустимом уровне среднеквадратичного значения по остатку расчёт останавливался и анализировались полученные результаты в программе CFX-Post. В среднем, для расчёта каждой точки, требовалось порядка 1000 итераций. Значение расхода представлялось приведённым значением и равным:

$$G_{пр} = G \cdot \frac{\sqrt{R \cdot T}}{P \cdot 10^{-3}},$$

где G - расход, $кг/с$;

R - газовая постоянная, $Дж/(кг \cdot K)$;

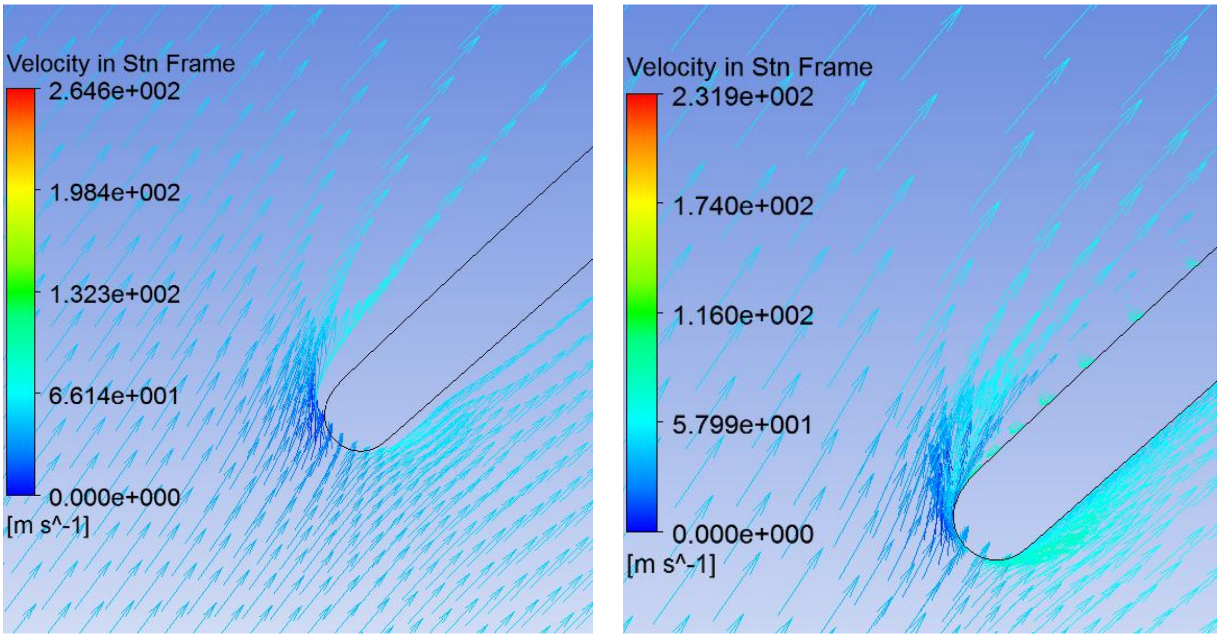
T - температура при входе в компрессор, K;

P - давление при входе в компрессор, $Па$.

На рисунке 8 представлена картина обтекания входной кромки рабочего колеса при использовании МТ $k-\varepsilon$ и SST.

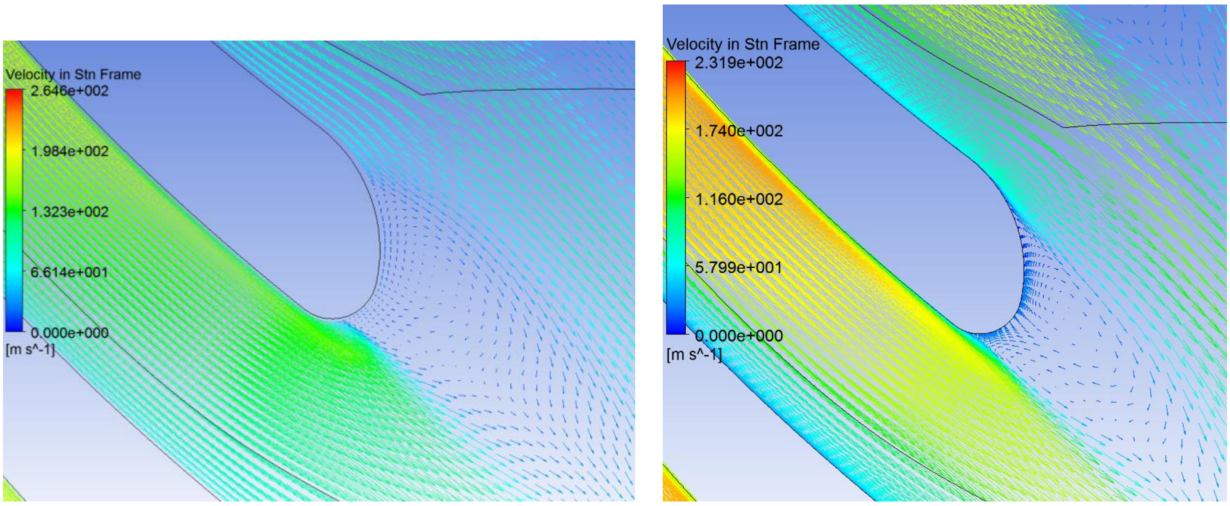
По характеру течения видно (рисунок 8, а), что на рабочей лопатке со стороны «разрежения» нет отрыва, в то время как модель SST показывает отрыв (векторы скоростей вблизи стенки лопатки направлены против течения основного потока). Это можно объяснить использованием моделью $k-\varepsilon$ пристеночной функции, которая, описывая пограничный слой, «отодвигает» поток от лопатки, что ведёт к невозможности вывода векторов скоростей у стенки. На рисунке 8 представлена картина течения за лопаточным диффузором.

При сравнении характера течения за лопаточным диффузором (рисунок 9) картины течений при использовании МТ $k-\varepsilon$ и SST схожи, где видны 2 вихревые зоны.



а б

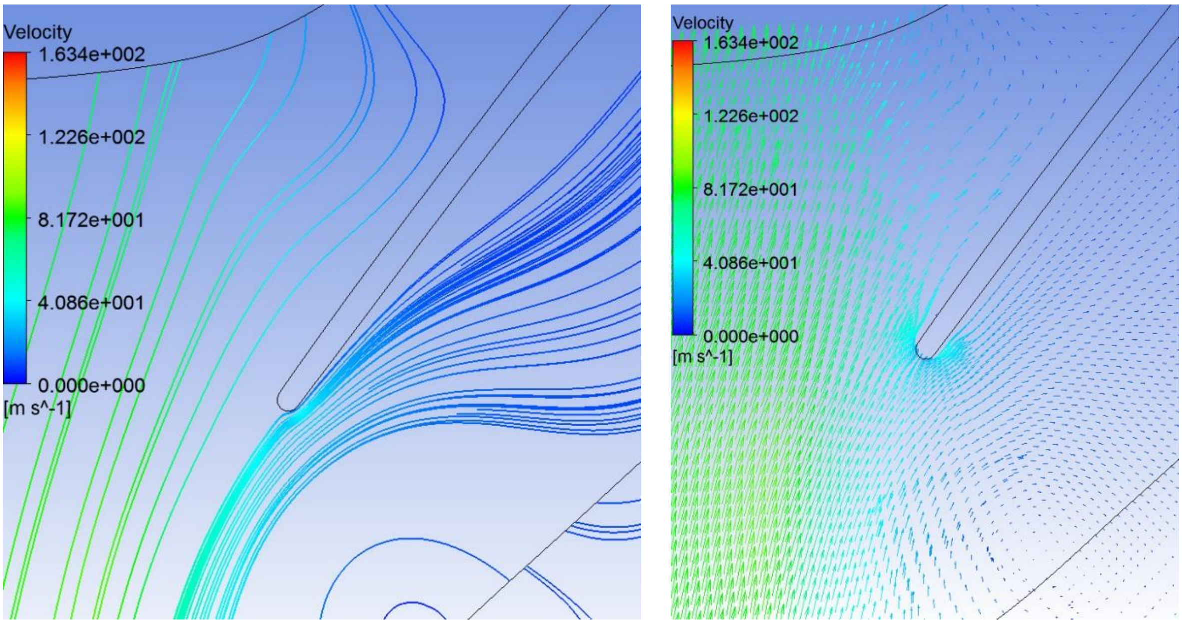
Рис. 8. Натекание потока на кромку рабочего колеса компрессора при использовании МТ $k-\varepsilon$ при приведённом расходе 0,3 1/м и частоте вращения 30000 об/мин: *а – МТ* $k-\varepsilon$ *; б – МТ SST*



а б

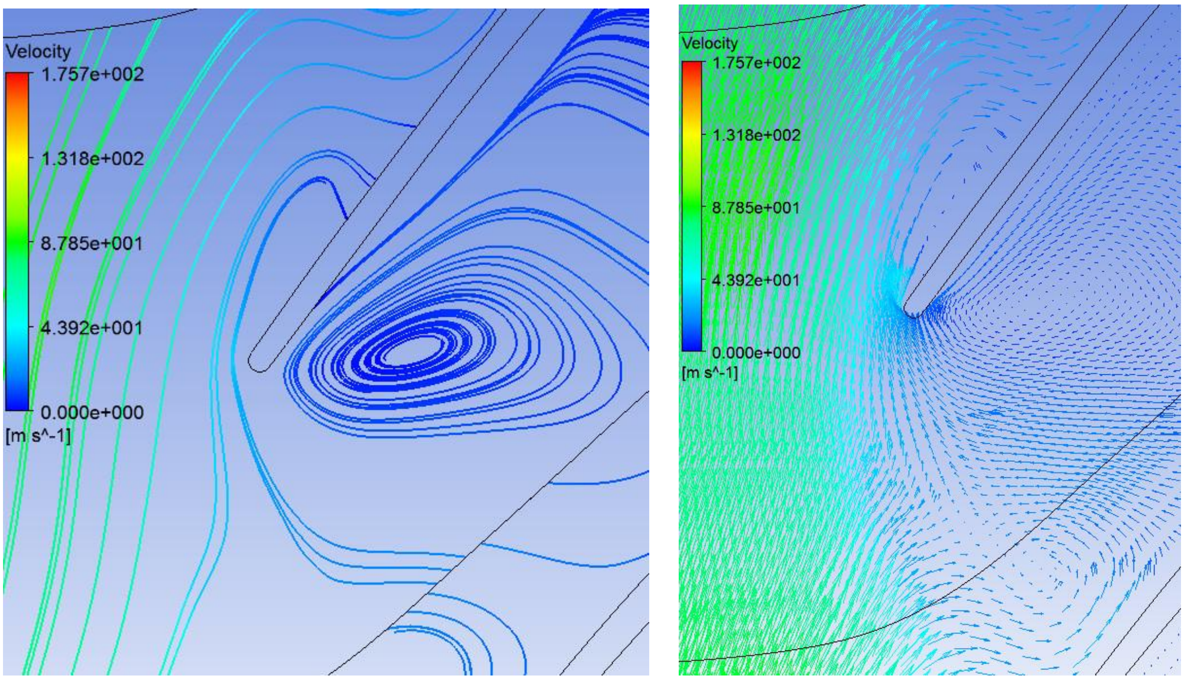
Рис. 9. Картина течения за лопаточным диффузором: а – МТ $k-\varepsilon$; б – МТ SST

Интересной деталью является сравнение картин течения на предпомпажном режиме. На рисунках 10, 11, 12 и 13 представлено сравнение картин течений в межлопаточном канале на относительной высоте лопатки 0,8 (0 соответствует корню, а 1 периферии лопатки) при использовании различных МТ, приведённом расходе 0,16 1/м и частоте вращения 30000 об/мин.



а б

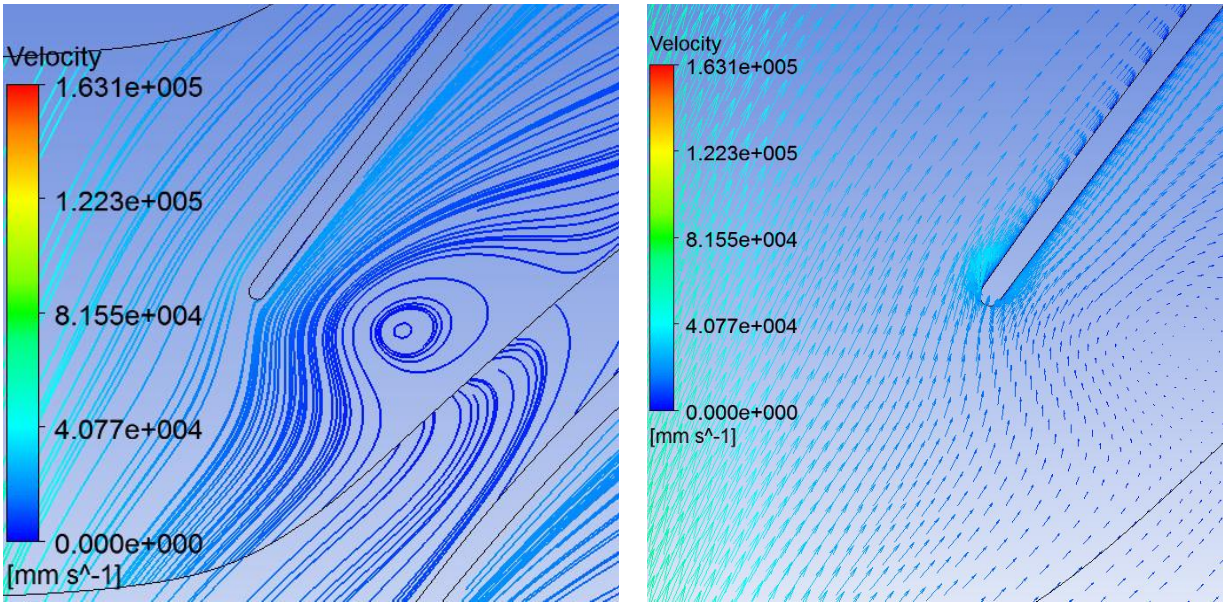
Рис. 10. Линии тока и векторы скоростей в межлопаточном канале при использовании МТ $k-\varepsilon$: а – линии тока; б – векторы скоростей.



а б

Рис. 11. Линии тока и векторы скоростей в межлопаточном канале при использовании МТ RNG

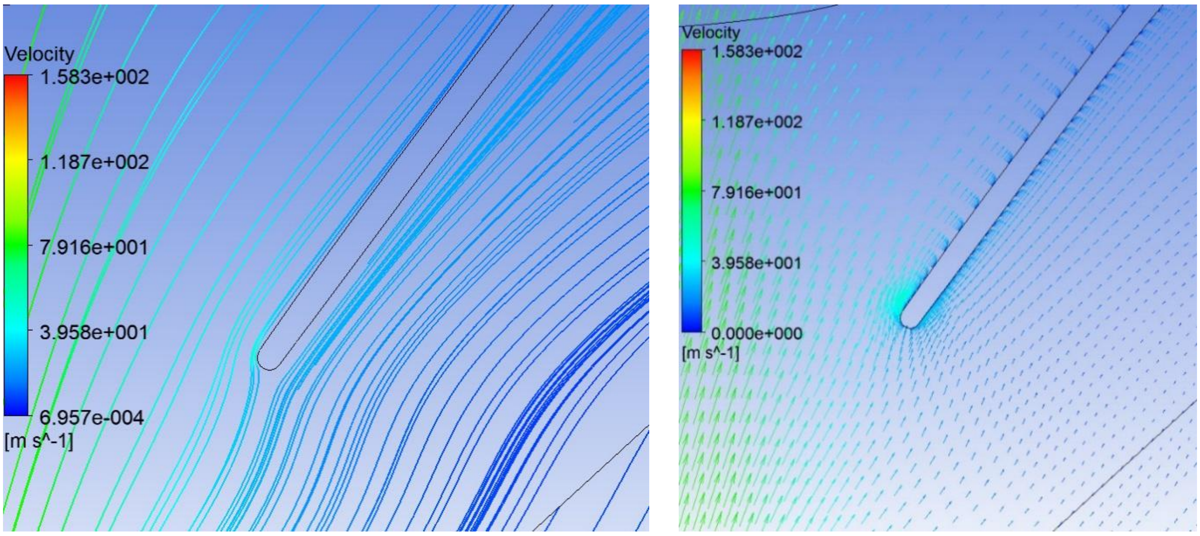
а – линии тока; б – векторы скоростей.



а б

Рис. 12. Линии тока и векторы скоростей в межлопаточном канале на МТ SST

а – линии тока; б – векторы скоростей.



а б

Рис. 13. Линии тока и векторы скоростей в межлопаточном канале на МТ $k-\omega$

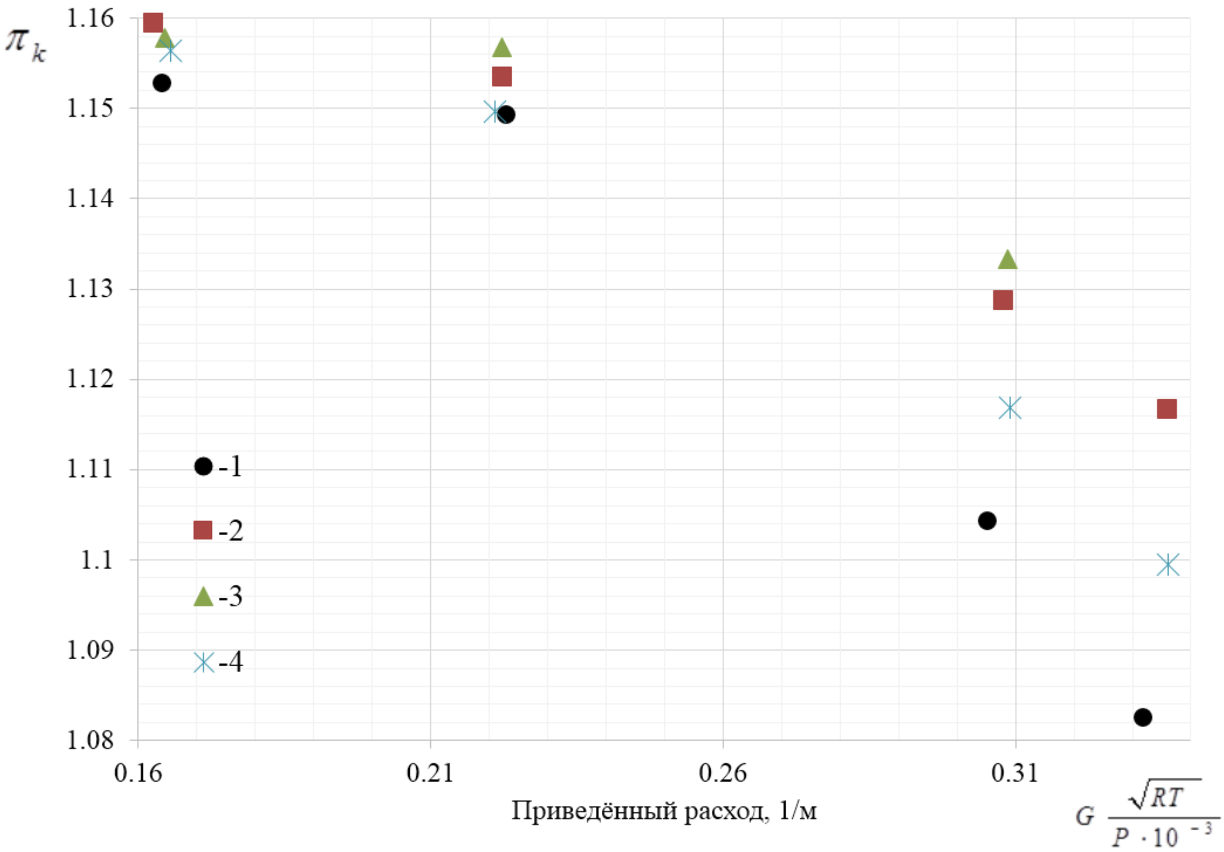
а – линии тока; б – векторы скоростей.

Пограничный слой, как и следовало ожидать, наиболее правдоподобно описывается в моделях турбулентности $k-\omega$ и SST (данная модель является комбинацией $k-\omega$ вблизи стенки и $k-\varepsilon$ в ядре потока).

При анализе течения газа в ядре потока МТ $k-\varepsilon$, RNG и SST показывают вихрь в межлопаточном канале, в то время как на МТ $k-\omega$ можно наблюдать практически невозмущённый поток (рис. 12, а), что крайне не характерно для компрессора, работающего вблизи помпажа. А с учётом некорректного описания процессов вблизи стенки при использовании МТ RNG и $k-\varepsilon$ можно рекомендовать МТ SST для дальнейших исследований.

На рисунках видны некоторые несовпадения линий тока (особенно заметные на рисунке 11, а) на месте применения условия периодичности, это объясняется тем, что пост-процессор строит линии тока от входа до выхода непрерывной кривой без учёта «склейки» симметричных доменов, что заметно только в режиме вывода данных blade-to-blade. Векторы скоростей и остальные параметры отображаются корректно. На изображениях с линиями тока максимальное значение скорости на шкале соответствует максимально достигнутой скорости в РК.

На рисунке 14 представлено сравнение напорных характеристик различных моделей турбулентности.



где: 1 – МТ SST, 2 – МТ $k-\varepsilon$, 3 – МТ RNG $k-\varepsilon$, 4 – МТ $k-\omega$

Рис. 14. Сравнение степени повышения давления от приведённого расхода.

Из рисунка видно, что в области минимальных расходов (вблизи помпажа) все модели турбулентности имеют крайне близкие значения напора. При увеличении расхода модель турбулентности SST показывает минимальный напор, $k-\omega$ лежит по середине между SST и семейством $k-\varepsilon$. При уменьшении расхода, расчёт «разваливался».

Заключение

При анализе течения газа в проточной части малоразмерного ЦБК пограничный слой лучше описывают модели турбулентности SST и $k-\omega$.

В межлопаточном канале ядро потока корректнее представлено при использовании моделей турбулентности SST, $k-\varepsilon$ и RNG $k-\varepsilon$.

МТ SST показывает минимальные напорные характеристики, по сравнению с другими, особенно в области больших расходов рабочего тела.

Следовательно, к проведению дальнейших расчётов можно рекомендовать модель турбулентности SST, которая сочетает в себе возможность корректного описания течения, как вблизи лопаток, так и в ядре потока. Следует отметить, что минимально возможные значения среднеквадратичных значений по остатку (RMS Root Mean Square) в ходе решения, максимальное повторение геометрии проточной части, выполнение необходимых рекомендаций при численном моделировании не гарантируют совпадения численных и реальных характеристик, поэтому полученные данные расчётов нуждаются в верификации с экспериментально полученными интегральными значениями.

Работа выполнена при поддержке Минобрнауки РФ (госзадание № 2014/104, код проекта 2092).

Список литературы

1. Карлов А.М., Куфтов А.Ф. Отработка методики численного моделирования трехмерного вязкого течения в осерадиальном колесе центробежного компрессора в программном комплексе ANSYS CFX // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 11. С. 69-80. DOI: 10.7463/1112.0465832
2. Галеркин Ю.Б., Гамбургер Д.М., Епифанов А.А. Анализ течения в центробежных компрессорных ступенях методами вычислительной гидрогазодинамики // Компрессорная техника и пневматика. 2009. № 3. С. 22-32.
3. Гамбургер Д.М. Численное моделирование течения вязкого газа в центробежной компрессорной ступени: методика и результаты: дис. ... канд. техн. наук. СПб., СПбГПУ, 2009. 190 с.
4. Куфтов А.Ф. Обобщенный метод расчета и профилирования центробежных компрессоров и насосов на основе коэффициентов аэрогидродинамических нагрузок: дис. ... докт. техн. наук. М., МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1994. 348 с.
5. Арбеков А.Н., Новицкий Б.Б. Экспериментальное исследование характеристик ступени малоразмерного центробежного компрессора // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 8. С. 491-501. DOI: 10.7463/0812.0432308

6. Арбеков А.Н., Новицкий Б.Б., Определение характеристик малоразмерного центробежного компрессора // Инженерный журнал: наука и инновации. 2012. № 10. Режим доступа: http://engjournal.ru/catalog/machin/energy/396.html (дата обращения 01.05.2015).
7. Куфтов А.Ф., Сыроквашо А.В. Профилирование проточной части рабочих колёс осерадиальных компрессоров // Авиационная и ракетная техника. 2010. № 4. С. 35-41.
8. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. М.: Энергоатомиздат, 1984. 152 с.

Science & Education of the Bauman MSTU
Electronic journal
ISSN 1994-0408

Science and Education of the Bauman MSTU, 2015, no. 06, pp. 67–82.

DOI: **10.7463/0615.0778604**

Received: 13.04.2015
Revised: 01.06.2015

Comparison of Turbulence Models in Simulation of Flow in Small-Size Centrifugal Compressor

B.B. Novickii[1,*]

[*]novitskiybronislav@gmail.com

[1]Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: centrifugal compressor, computational gas dynamics, turbulence model

The aim of the work is the choice of turbulence model for the closure of the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations for calculation of the characteristics of small-size centrifugal compressor. To this were built three-dimensional sectors (as the compressor axisymmetric) blade impeller and the diffuser of the centrifugal compressor on the basis of which they were created two grid models. The dimension of the grid model for the calculation models of turbulence k-omega and SST was 1.4 million. Elements and the dimensionless parameter y + does not exceed 2. turbulence model family k-epsilon model grid was also 1.4 million. Elements, and the dimensionless parameter y + was greater than 20, which corresponds to recommended values.

The next part of the work was the task of boundary conditions required for the correct calculation. When the impeller inlet pawned pressure working fluid and the total temperature at the outlet and the gas flow rate through the stage. On the side faces sectors pawned boundary condition «Periodic», allowing everything except the wheel, but only axisymmetric part, which significantly reduces the required computational time and resources. Accounting clearance in addition to the meridional geometry construction additionally taken into account boundary condition «Counter Rotating Wall», which allows you to leave the domain in the rotating disc fixed coating.

The next step was to analyze the results of these calculations, which showed that the turbulence model k-epsilon and RNG does not show the velocity vectors in the boundary layer, and "pushes" the flow from the blade using wall functions. At the core of the flow turbulence model k-omega shown for the undisturbed flow, which is not typical for the compressor working on predpompazhnom mode. For viscous gas diffuser vane for turbulence models SST, k-omega, RNG k-epsilon and has a similar character.

The paper compares the characteristics of pressure centrifugal compressor stages, where for large values of the cost of the working fluid turbulence model SST has minimal pressure characteristics.

Consequently, for further calculations can be recommended turbulence model SST, which qualitatively describes the separation zone on the surfaces of the blades and the core flow. But, despite this, these calculations need to be validated with the experimental integral values.

Reference

1. Karlov A.M., Kuftov A.F. Working off the methodology of numerical simulation of three-dimensional viscous flow in axially radial impeller of centrifugal compressor using ANSYS CFX. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Baumana = Science and Education of the Bauman MSTU*, 2012, no. 11, pp. 69-80. DOI: 10.7463/1112.0465832 (in Russian).
2. Galerkin Iu.B., Gamburger D.M., Epifanov A.A. Analysis of flow in centrifugal compressor steps by means of computational gas-dynamics. *Kompressornaia tekhnika i pnevmatika = Compressors and Pneumatics*, 2009, no. 3, pp. 22-32. (in Russian).
3. Gamburger D.M. *Chislennoe modelirovanie techeniia viazkogo gaza v tsentrobezhnoi kompressornoi stupeni: metodika i rezul'taty. Kand. diss*. [Numerical simulation of flow of viscous gas in the centrifugal compressor stages: methods and results. Cand. diss.]. St. Petersburg, SPbSPU, 2009. 190 p. (in Russian).
4. Kuftov A.F. *Obobshchennyi metod rascheta i profilirovaniia tsentrobezhnykh kompressorov i nasosov na osnove koeffitsientov aerogidrodinamicheskikh nagruzok . Dokt. diss.* [The generalized method of calculation and profiling of centrifugal compressors and pumps based on the coefficients aerohydrodynamic loads. Dr. diss.]. Moscow, Bauman MSTU, 1994. 348 p. (in Russian).
5. Arbekov A.N., Novickii B.B. Experimental study of the characteristics of the small-scale centrifugal-flow compressor. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Baumana = Science and Education of the Bauman MSTU*, 2012, no. 8, pp. 491-501. DOI: 10.7463/0812.0432308 (in Russian).
6. Arbekov A.N., Novitskiy B.B. Low-Sized Centrifugal Compressor Map Determination. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii = Engineering Journal: Science and Innovation*, 2012, no. 10. Available at: http://engjournal.ru/catalog/machin/energy/396.html , accessed 01.05.2015. (in Russian).
7. Kuftov A.F., Syrokvasho A.V. Profiling of flowing part of impeller of axial-radial compressors. *Aviatsionnaya i raketnaya tekhnika = Aviation and Rocketry*, 2010, no. 4, pp. 35-41. (in Russian).
8. Patankar S. *Chislennye metody resheniya zadach teploobmena i dinamiki zhidkosti* [Numerical methods for solving problems of heat transfer and fluid dynamics]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1984. 152 p. (in Russian).