

DOI: 10.18721/JEST.230417

УДК 532.556.4

А.М. Левченя, А.И. Кириллов, Е.М. Смирнов

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ОТРЫВНОГО ТЕЧЕНИЯ В КОЛЬЦЕВОМ ОСЕРАДИАЛЬНОМ ДИФфуЗОРЕ

Сформулирована мотивация к постановке трехмерных расчетов турбулентного течения в кольцевых осерадиальных диффузорах с применением вихреразрешающего метода. Приведены результаты численного моделирования отрывного течения в кольцевом осерадиальном диффузоре, для которого имеются опытные данные по коэффициенту потерь. Численные решения с использованием пакета ANSYS FLUENT 16.0 получены на основе осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса (метод RANS) с использованием разных моделей турбулентности, а также по методу моделирования отсоединенных вихрей (метод IDDES). Посредством сопоставления расчетных и экспериментальных данных оценены возможности примененных методов по предсказанию характеристик эффективности диффузора. Показано, что рассчитанные методом RANS при $Re = 1,8 \cdot 10^5$ значения коэффициента потерь, наиболее близкие к экспериментальным, получаются при использовании модели турбулентности Спаларта–Аллмараса. Для данного числа Рейнольдса результаты расчета методами IDDES и RANS (с моделью турбулентности Спаларта–Аллмараса) практически совпали. При более высоких числах Re метод IDDES прогнозирует меньшие, чем метод RANS, потери.

ОСЕРАДИАЛЬНЫЙ ДИФфуЗОР; ТУРбуЛЕНТНОЕ ТЕЧЕНИЕ; ОТРЫВ ПОТОКА; ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ; ВИХРЕРАЗРЕШАЮЩИЙ МЕТОД.

Ссылка при цитировании:

А.М. Левченя, А.И. Кириллов, Е.М. Смирнов. Численное моделирование отрывного течения в кольцевом осерадиальном диффузоре // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2017. Т. 23. № 4. С. 172–180. DOI: 10.18721/JEST.230417.

A.M. Levchenya, A.I. Kirillov, E.M. Smirnov

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university. St. Petersburg, Russia

NUMERICAL SIMULATION OF SEPARATED FLOW IN AN ANNULAR AXIAL-RADIAL DIFFUSER

The motivation to setting three-dimensional eddy-resolving computations of turbulent flow in annual axial-radial diffusers is given. The results of numerical simulation of separated flow in an annual axial-radial diffuser previously studied experimentally are presented. Using the ANSYS FLUENT package, numerical solutions have been obtained on the basis of the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations using different turbulence models, as well as with the Detached Eddy Simulation method. Possibilities of the applied methods for the diffuser efficiency prediction are evaluated by means of comparison of the calculated and experimental data. It has been shown that the loss values calculated by RANS at $Re = 1,8 \times 10^5$ are the closest to the experimental ones in case of the Spalart-Allmaras turbulence model. For this Reynolds number the calculation results produced by the IDDES method and the RANS approach almost coincide. At higher Re values the IDDES method predicts smaller loss values, as compared with RANS.

AXIAL-RADIAL DIFFUSER; TURBULENT FLOW; FLOW SEPARATION; NUMERICAL SIMULATION; EDDY-RESOLVING METHOD.

Citation:

A.M. Levchenya, A.I. Kirillov, E.M. Smirnov, Numerical simulation of separated flow in an annular axial-radial diffuser, *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university journal of engineering sciences and technology*, 23(04)(2017) 172–180, DOI: 10.18721/JEST23017.

Введение

Осерадимальный кольцевой диффузор — элемент конструкций многих теплосиловых машин и аппаратов, заметно влияющий на их эффективность и эксплуатационные характеристики. Течение в осерадимальных диффузорах сопровождается, как правило, отрывом потока и имеет сложную вихревую структуру, которую не удается адекватно воспроизвести расчетным путем с помощью методов, применяемых в современной инженерной практике. Поэтому аэродинамическое качество диффузоров обычно оценивают по справочным данным, содержащим обобщенные результаты многочисленных опытов (см., например, [1]).

Однако справочные данные относятся к опытам, поставленным на классических лабораторных стендах, формирующих однородный поток при входе в диффузор. В реальных же условиях весьма чувствительному к входным условиям диффузору предшествует элемент проточной части, течение за которым неоднородно и нестационарно, вследствие чего характеристики диффузора заметно меняются. В таких условиях работают, в частности, расположенные непосредственно за лопаточным аппаратом цилиндра низкого давления осерадимальные диффузоры, входящие в состав выходных патрубков паровых турбин, эффективность работы которых существенно влияет на экономичность турбоустановки [2].

Экспериментальное исследование выходных патрубков в реальных условиях их работы совместно с последней ступенью турбины — чрезвычайно трудоемкое мероприятие [3]. Поэтому актуальна разработка методики численного моделирования, воспроизводящей близкую к реальной трехмерную нестационарную структуру течения. Такая методика может быть развита на основе современных методов численного моделирования трехмерных турбулентных течений, в частности с использованием вихреразрешающего подхода IDDES (усовершенствованная версия метода моделирования отсоединенных вихрей) [4, 5], реализация которого на доступных вычислительных ресурсах стала в последние годы вполне возможной [4, 6, 7].

Настоящая статья содержит итоги начального этапа работы по поиску подходов, обес-

печивающих близкую к реальной структуру потока при численном моделировании течений в выходных осерадимальных диффузорах турбомашин. Представлены результаты численного моделирования отрывного течения в осерадимальном кольцевом диффузоре простой формы, исследованном на лабораторном стенде в ЦКТИ имени И.И. Ползунова [8]. Экспериментальные данные сопоставляются с расчетными, полученными при численной реализации двух подходов: решения осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье—Стокса в стационарной постановке (метод RANS) и решения методом IDDES (из семейства гибридных RANS/LES методов).

Расчет методом RANS*

Объект исследования и граничные условия.

Контуры проточной части диффузора изображены на рис. 1. С целью максимального приближения расчета к условиям опыта в расчетную область включены также блоки 1 и 2 (рис. 2). Контуры блока 1 воспроизводят обводы проточной части стенда и при заданном полном давлении на входе в расчетную область формируют на входе в диффузор (в сечении 1–1) поле скорости, соответствующее услови-

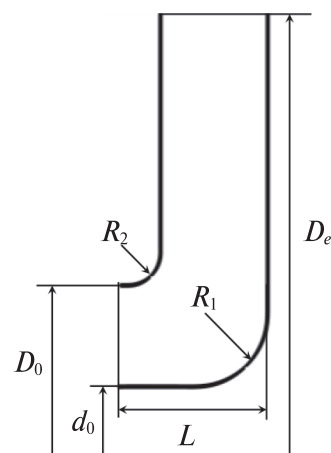


Рис. 1. Проточная часть диффузора:

$D_0 = 186,5$ мм; $d_0 = 130,5$ мм;

$L = 37,5$ мм; $D_e = 336$ мм;

$R_1 = 20$ мм; $R_2 = 9$ мм

Fig. 1. Diffuser flow part

* В расчетах участвовал студент В.О. Егоров.

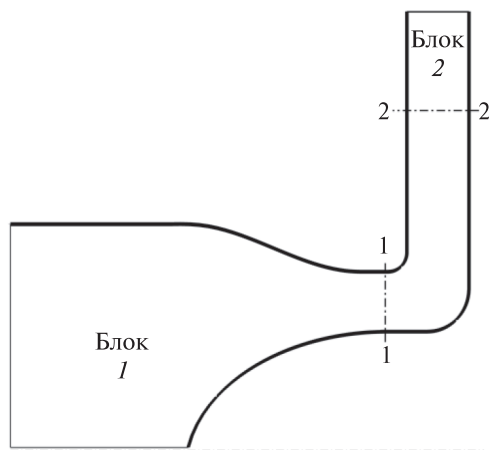


Рис. 2. Расчетная область
Fig. 2. The computational domain

ям проведения опыта. Блок 2 позволяет при постановке на выходе из расчетной области граничного условия с заданием постоянного по сечению давления сформироваться в сечении 2–2 (на выходе из диффузора) полю течения, близкому к условиям эксперимента. Специальное исследование по влиянию конфигурации блока 2 на результаты расчетной оценки эффективности диффузора подтвердило допустимость принятой имитации.

Все расчеты методом RANS выполнены в предположении осесимметричности течения, но в трехмерной постановке. Расчетная область — сектор с углом раствора 3° , содержащий три расчетных ячейки в окружном направлении. Общее количество ячеек базовой расчетной сетки приблизительно 45 тыс.

Вычислительные аспекты. Для численного моделирования использован программный пакет ANSYS FLUENT 16.0 [9], содержащий следующие опции численного алгоритма:

метод Coupled с активированной опцией Pseudo-Transient, что позволяет ускорить сходимость стационарного решения;

центрально-разностная схема второго порядка Bounded-Central-Differencing для интерполяции скорости на грань ячейки в конвективных слагаемых;

опция Green-Gauss-Cell-Based для вычисления градиентов по значениям в центрах ячеек;

взвешенная противопоточная схема второго порядка Standard для интерполяции давления на грань ячейки;

противопоточная схема второго порядка Second-Order-Upwind для решения уравнений модели турбулентности.

Расчеты выполнены для двух моделей турбулентности: Спаларта–Аллмараса [10] и SST-модели Ментера [11].

Сеточная сходимость. Базовая сетка размерностью 70×70 узлов в меридиональной плоскости с величиной y^+ , близкой к единице, была заимствована из диссертационной работы М.А. Николаева**. Для исследования сеточной сходимости решения были построены еще две сетки: улучшенная, размерностью 107×135 узлов (y^+ всюду меньше единицы; относительный размер ячейки на оси канала в направлении от втулки к обечайке составляет $0,044h$), и измельченная, размерностью 214×270 узлов (y^+ также всюду меньше единицы; относительный размер ячейки $0,02h$). Качество сеток оценивалось по результатам анализа полей скорости и по коэффициенту полных потерь в диффузоре. Коэффициенты полных потерь по данным расчетов на улучшенной и измельченной сетках практически совпали, но изменились приблизительно на 2% по сравнению с величиной, полученной в результате решения на базовой сетке. Поэтому для окончательной серии расчетов была выбрана улучшенная сетка.

Сказанное выше о сеточной сходимости относится к варианту расчета с применением модели турбулентности Спаларта–Аллмараса. Для получения сеточно сошедшегося решения в расчетах с использованием модели SST Ментера на режиме, соответствовавшем опыту***, потребовалась измельченная сетка.

Результаты расчета. На рис. 3 показаны расчетные поля скорости в меридиональном сечении диффузора. В обоих случаях формируются две близкие по конфигурации отрывные зоны: одна — у внешнего (радиус R_1) обвода диффузора с обратным присоединением потока, другая, более развитая и без обратного

** Николаев М.А. Численное моделирование трансзвуковых пространственных течений вязкого газа в проточных турбомашин на основе CUPS-схемы: Дисс. ... канд. физ.-мат. наук / СПбГПУ. СПб, 2006, 177 с.

*** Эксперимент проведен при числах $M \approx 0,5$ и $Re = 1,8 \times 10^5$. Число Рейнольдса определено по средней скорости и ширине канала $h = (D_0 - d_0) / 2$ в сечении 1–1 (рис 1).

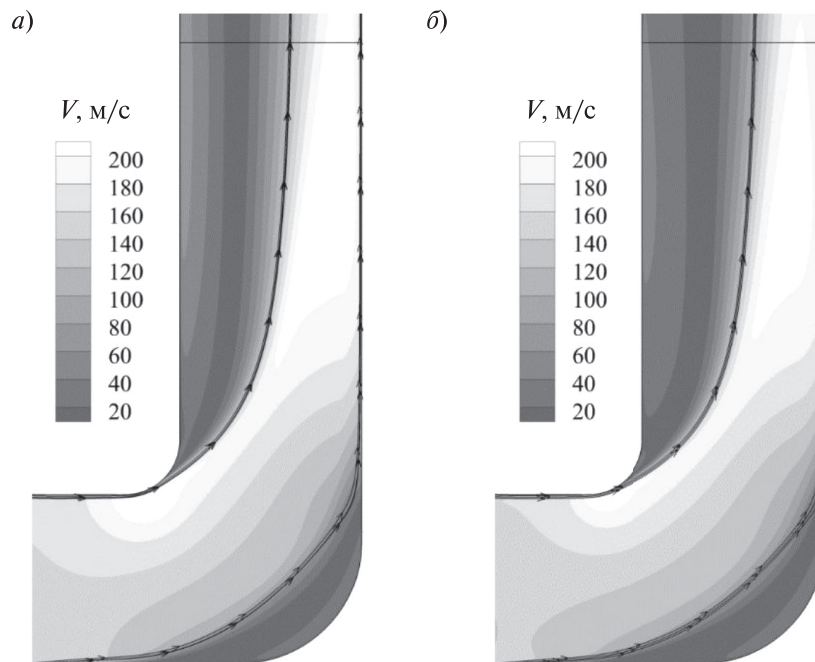


Рис. 3. Поле модуля скорости в меридиональном сечении диффузора:
 а — модель Спаларта-Аллмараса; б — модель SST Ментера
 Fig. 3. Velocity value field in the meridional cross section of the diffuser:
 а — Spalart-Allmaras model; б — SST Menter model

присоединения, — у внутреннего (радиус R_2) обвода диффузора. Рассчитанная с применением модели SST Ментера зона отрыва у внешнего обвода диффузора несколько больше, чем при использовании модели Спаларта-Аллмараса. Этот результат связан с тем, что модель SST генерирует меньшую (примерно на 25%) турбулентную вязкость, вследствие чего интенсивность смешения в сдвиговом слое между прямым и обратным течением меньше, чем в случае модели Спаларта-Аллмараса.

Газодинамическая эффективность диффузора оценивалась по значению коэффициента полных потерь

$$\zeta_{\text{п}} = \frac{1 - \left(p_2 / p_1^* \right)^{(k-1)/k}}{1 - \left(p_1 / p_1^* \right)^{(k-1)/k}},$$

где p_1 — статическое, а p_1^* — полное давление на входе в диффузор; p_2 — статическое давление в выходном сечении диффузора; k — показатель адиабаты.

Как показал расчет, во входном сечении диффузора поле статического давления весьма

неоднородно (рис. 4), и вычисленное согласно приведенной выше формуле значение коэффициента полных потерь будет зависеть от метода, по которому рассчитывается значение величины p_1 . Поэтому далее приведены два варианта расчетного определения коэффициента потерь.

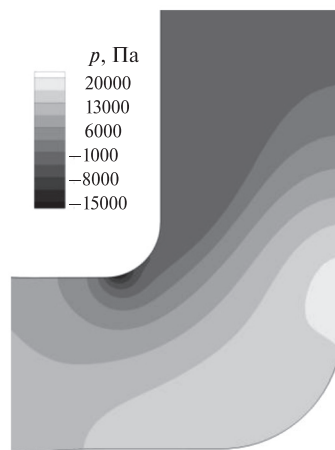


Рис. 4. Поле давления на входе в диффузор
 Fig. 4. Pressure field at the inlet of the diffuser

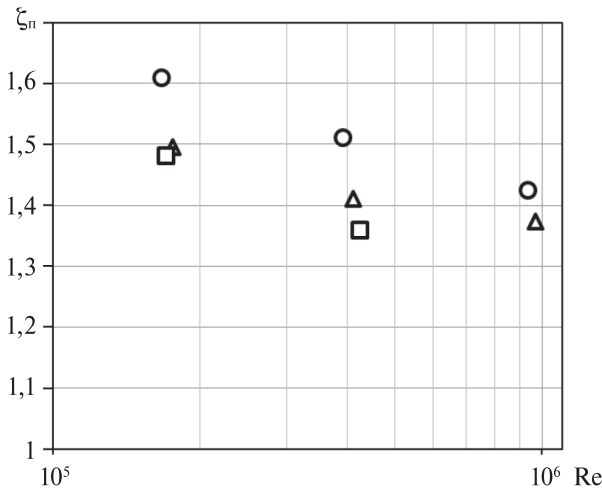


Рис. 5. Коэффициент полных потерь в зависимости от числа Рейнольдса:
 △ — RANS, модель Спаларта–Аллмараса;
 ○ — RANS, модель SST Ментера; □ — IDDES
 Fig. 5. Variation of the total loss coefficient with the Reynolds number:
 △ — RANS, Spalart–Allmares model;
 ○ — RANS, SST Menter model; □ — IDDES

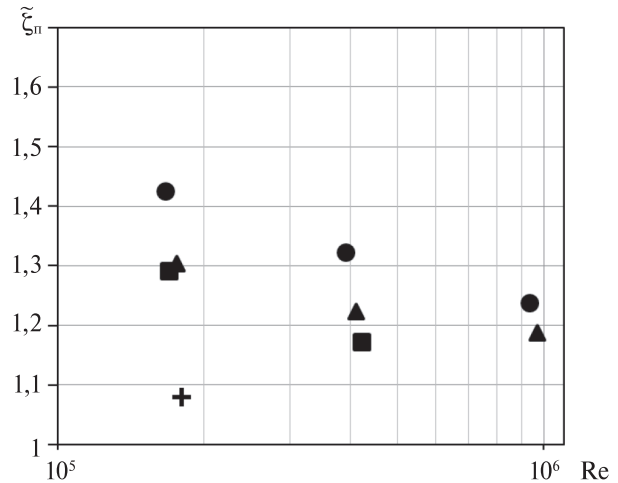


Рис. 6. Сопоставление расчетных и опытных данных для коэффициента полных потерь:
 ▲ — RANS, модель Спаларта–Аллмараса; ● — RANS, модель SST Ментера; ■ — IDDES; + — эксперимент
 Fig. 6. Comparison of computed and experimental data for the total loss coefficient:
 ▲ — RANS, Spalart–Allmares model; ● — RANS, SST Menter model; ■ — IDDES; + — experiment

В первом, наиболее последовательном варианте в качестве величины p_1 используется средневзвешенное (по расходу) статическое давление в сечении, расположенном на расстоянии $0,05h$ выше по потоку от входного сечения в диффузор. Определенный таким образом коэффициент потерь обозначается как ζ_{π} . Во втором варианте значение p_1 определяется в результате осреднения по площади величины, полученной линейной интерполяцией значений давления на внутренней и внешней стенках в том же сечении канала. Второй вариант соответствует методике проведения и обработки опытных данных [8], использованных далее для сравнения с результатами расчетов. Определенный по второму варианту коэффициент полных потерь обозначается как $\tilde{\zeta}_{\pi}$.

На рис. 5 иллюстрируется зависимость коэффициента потерь от числа Рейнольдса. Независимо от подхода к моделированию турбулентности, коэффициент потерь плавно снижается по мере увеличения Re , т.е. все рассчитанные режимы течения находятся вне зоны «автомодельности» по числу Рейнольдса.

Расчетные и опытные данные для коэффициента потерь сопоставлены на рис. 6 (к сожалению, опытные данные приводятся в [8]

только для одного числа Рейнольдса). Видно, что метод RANS дает завышенные по сравнению с опытом потери для обеих примененных моделей турбулентности. Модель турбулентности Спаларта–Аллмараса дает более близкие к опытным данным значения коэффициента полных потерь по сравнению с моделью SST Ментера. Однако и в этом случае расчетное значение коэффициента потерь значительно превышает результаты эксперимента (1,30 против 1,08).

Сопоставляя расчетные данные на рис. 5 и 6, можно видеть, что потери, определенные по средневзвешенному статическому давлению в области входа, существенно, на 15–20 % превышают потери, вычисленные с использованием приближенной оценки осредненного входного статического давления по результатам замеров на стенках канала.

Приведенные на рис. 6 данные указывают на невысокую точность оценки эффективности осерадиального диффузора с помощью численного моделирования методом RANS и побуждают искать альтернативные подходы, приводящие к более достоверному результату. Ниже приведены результаты расчетов с помощью вихреразрешающего метода IDDES, при-

ближенно воспроизводящего меняющуюся во времени вихревую структуру турбулентного потока.

Расчет методом IDDES

Расчетная сетка и вычислительные аспекты. Для воспроизведения методом IDDES трехмерных турбулентных структур расчетная область была выбрана в виде сектора с углом раствора 30° . Расчетная сетка сгенерирована так, чтобы в большей части блока 1 (см. рис. 2) вычисления выполнялись по RANS-ветви метода IDDES, а собственно в диффузоре и в блоке 2 преимущественно работала бы LES-ветвь метода IDDES. Общая размерность сетки — $190 \times 135 \times 121$ узлов. Для ускорения расчетов использовался Non-Iterative Time-Advancement метод. Расчетный шаг при продвижении по времени составлял 5×10^{-6} с.

Осреднение во времени результатов расчета производилось после достижения статистически установившегося режима (слабые изменения показателей мониторинга средних значений). Показанный на рис. 7 период осреднения составлял более 0,1 с, что приблизительно в 100 раз больше характерного гидродинамического времени задачи (время прохождения канала с входной среднерасходной скоростью).

Расчеты выполнены на трех активных узлах кластера с 14-ядерными процессорами Intel Xenon ES2695 v3 (64 ГБ оперативной памяти) в суперкомпьютерном центре «Политехнический» [12]. Время расчета — около суток. При постановке аналогичного расчета на вычислительном ресурсе меньшей мощности следует иметь в виду, что оперативная память должна составлять не менее 16 ГБ.

Результаты расчета. На рис. 8 осредненные во времени поля радиальной скорости, вычисленные методом IDDES, сопоставлены с данными RANS расчета. Метод IDDES воспроизводит меньшую по протяженности зону повышенных скоростей у стенки, сопряженной с большим радиусом поворота, а также сокращенную зону отрыва потока от стенки, сопряженной с меньшим радиусом.

На рис. 9 представлена мгновенная картина изоповерхностей Q — критерия [13], позволяющего визуализировать вихревую структуру течения. В зоне поворота потока, где согласно методу RANS образуются стационарные вихревые зоны отрыва (см. рис. 3), IDDES подход воспроизводит существенно нестационарную картину течения.

Возникающие в зонах отрыва вихреобразования, взаимодействуя с основным потоком и друг с другом, вслед за поворотом

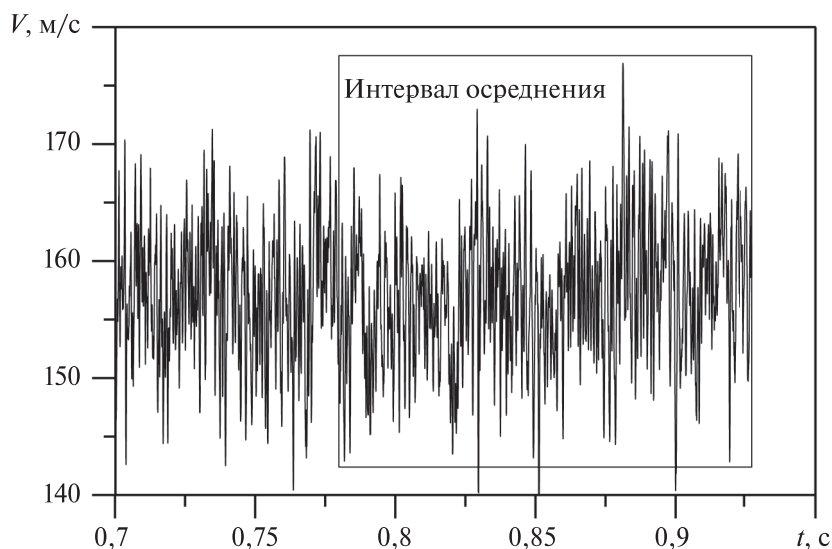


Рис. 7. Временные изменения средней скорости на входе в диффузор в расчетах по методу IDDES

Fig. 7. Time-variations of the diffuser inlet bulk velocity in the IDDES computations

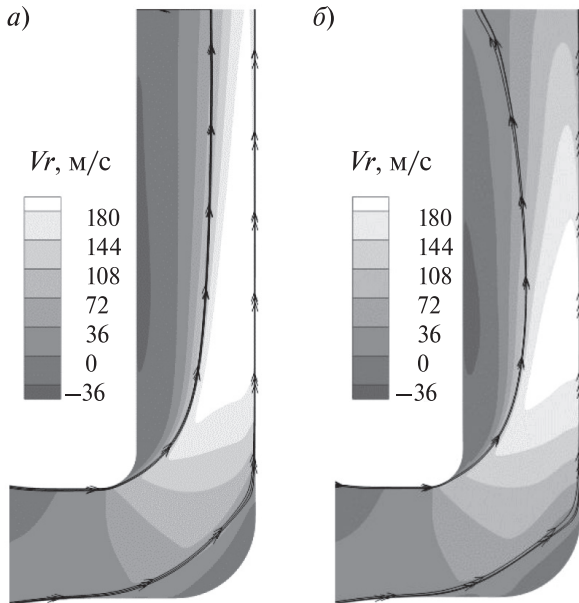


Рис. 8. Поле осредненной радиальной составляющей скорости:
 а — метод RANS; б — метод IDDES
 Fig. 8. Map of the mean radial component of velocity:
 а — RANS method; б — IDDES method

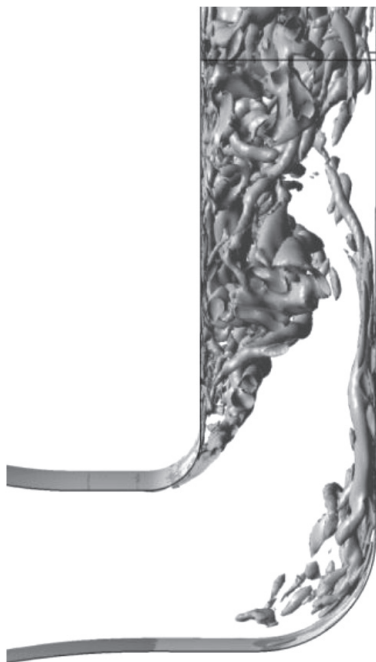


Рис. 9. Вихревая структура течения в диффузоре
 Fig. 9. The vortex flow structure in the diffuser

смыкаются и заполняют весь канал. Скорости отдельных жидких частиц хаотично меняют свою величину и направление с течением времени, при этом формируются локальные зоны обратного течения, движущиеся вниз по потоку.

Значения коэффициента полных потерь в диффузоре, рассчитанные методом IDDES для каждого из двух вариантов осреднения входного давления, представлены на рис. 5. При числе Рейнольдса, соответствующем режиму проведения опыта, метод IDDES (базирующийся в реализации пакета ANSYS FLUENT на SST модели турбулентности Ментера [14]) и метод RANS с применением модели турбулентности Спаларта–Аллмараса дают практически совпадающие результаты (1,29 и 1,30 соответственно), что на 20 % превышает экспериментальное значение. Вместе с тем при $Re \approx 4 \times 10^5$ коэффициент полных потерь, вычисленный методом IDDES, заметно ниже, чем по данным расчетов RANS.

Заключение

С использованием программного пакета ANSYS FLUENT 16.0 выполнено численное моделирование трехмерного отрывного течения в осерадиальном диффузоре с крутым поворотом потока методами RANS и IDDES. Посредством сопоставления результатов расчетов по методу RANS с опытными данными показано, что значения коэффициента полных потерь, наиболее близкие к экспериментальному, получаются при использовании модели турбулентности Спаларта–Аллмараса. При $Re = 1,8 \times 10^5$ коэффициент полных потерь по этой модели превышает значение, полученное в опытах, на 20 %. Расчеты по вихререзающему IDDES-SST подходу для данного числа Рейнольдса привели к такому же результату. При более высоких числах Re метод IDDES прогнозирует меньшие потери, чем метод RANS.

Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ 17-08-00854А «Исследование аэродинамики выходных осерадиальных диффузоров турбомашин на основе вихререзающих подходов к моделированию отрывных турбулентных течений».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Идельчик И.Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М.О. Штейнберга. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.
2. **Liu J., Cui Y., Jiang H.** Investigation of Flow in a Steam Turbine Hood with/without Turbine Exit Conditions Simulated // Proc. ASME Turbo Expo 2001, June 4–7 New Orleans, USA (2001–GT–0488). 9 p.
3. **Зандер М.С., Черников В.А., Семакина Е.Ю.** Экспериментальные и численные исследования структуры 3D-потока в отсеке «турбинная ступень — осевой диффузор» // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Наука и образование, 2013. № 1. С. 197–203.
4. **Стрелец М.Х., Травин А.К., Шур М.Л., Спаларт Ф.Р.** Метод моделирования отсоединенных вихрей для расчета отрывных турбулентных течений: предпосылки, основная идея и примеры применения // Научно-технические ведомости. Изд. Политехнического университета. Санкт-Петербург. 2004. № 2(36). С. 22–33.
5. **Shur M.L., Spalart P.R., Strelets M. Kh., Travin A.K.** A hybrid RANS-LES approach with delayed-DES and wall-modelled LES capabilities // International Journal of Heat and fluid Flow, 2008. Vol. 29. P. 1638–1649.
6. **Галаев С.А., Исупов В.Ю., Кириллов А.И., Смирнов Е.М.** Применение вихреразрешающих методов к расчету трехмерного течения в выходном диффузоре газовой турбины // Научно-технические ведомости СПбГПУ Петра Великого, 2014. № 4(207). С. 16–25.
7. **Галаев С.А., Кириллов А.И., Смирнов Е.М., Панов Д.О.** Численное моделирование нестационарного течения и теплообмена в выходном диффузоре газовой турбины // Научно-технические ведомости СПбГПУ Петра Великого. Естественные и технические науки, 2016. № 4(254). С. 59–68. DOI: 10.5862/JEST.254.7
8. **Мигай В.К., Гудков Э.И.** Проектирование и расчет выходных диффузоров турбомашин. Л.: Машиностроение, 1981. 272 с.
9. ANSYS Inc. ANSYS Fluent 16.0 User's Guide, 2015.
10. **Spalart P.R., Allmaras S.R.** A one-equation k-omega turbulence model for aerodynamic flows // La Recherche Aerospaciale. 1994. № 1. P. 5–21.
11. **Menter F.R., Kuntz M., Langtry R.** Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model. Turbulence, Heat and Mass Transfer 4 / Ed.: K. Hanjalic, Y. Nagano and Tummers. Begell House Inc., 2003. P. 625–632.
12. Суперкомпьютерный центр «Политехнический»: решение новых задач. Российское образование // Новости на сайте СПбГПУ Петра Великого, 16.05.2016: http://www.spbstu.ru/media/news/nauka_i_innovatsii/supercomputer-center-polytechnic-new-challenges/
13. **Hunt J.C.R., Wray A.A., Moin P.** Eddies, stream, and convergence zones in turbulent flows // Center for Turbulence Research Report CTR-S88. 1988. P. 193–208.
14. **Gritskevich M.S., Garbaruk A.V., Schütze J., Menter F.** Development of DDES and IDDES Formulations for the k-omega Shear Stress Transport Model // Flow Turbulence and Combustion. 2012. Vol. 88. P. 431–449.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ЛЕВЧЕНЯ Александр Михайлович — кандидат физико-математических наук доцент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.

E-mail: levchenya_am@spbstu.ru

КИРИЛЛОВ Александр Иванович — доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.

E-mail: ai_kirillov@mail.ru

СМИРНОВ Евгений Михайлович — доктор физико-математических наук Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.

E-mail: smirnov_em@spbstu.ru

REFERENCES

- [1] **Idelchik I. Ye.** Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam / Pod red. M.O. Shteynberga. M.: Mashinostroyeniye, 1992. 672 s. (rus.)
- [2] **Liu J., Cui Y., Jiang H.** Investigation of Flow in a Steam Turbine Hood with/without Turbine Exit Conditions Simulated. Proc. ASME Turbo Expo 2001, June 4–7 New Orleans, USA (2001–GT–0488). 9 p.
- [3] **Zander M.S., Chernikov V.A., Semakina Ye. Yu.** Eksperimentalnyye i chislennyye issledovaniya struktury 3D-potoka v otseke «turbinnaya stupen — osevoy diffuzor». Nauchno-tekhicheskiye vedomosti SPbGPU. Nauka i obrazovaniye. 2013. № 1. S. 197–203. (rus.)
- [4] **Strelets M. Kh., Travin A.K., Shur M.L., Spalart F.R.** Metod modelirovaniya otsoyedinenykh vikhrey dlya rascheta otrivnykh turbulentnykh techeniy: predposylki, osnovnaya ideya i primery primeneniya. Nauchno-tekhicheskiye vedomosti. Izd. Politekhnicheskogo universiteta. Sankt-Peterburg. 2004. № 2(36). S. 22–33. (rus.)

- [5] **Shur M.L., Spalart P.R., Strelets M. Kh., Travin A.K.** A hybrid RANS-LES approach with delayed-DES and wall-modelled LES capabilities. *International Journal of Heat and fluid Flow*. 2008. Vol. 29. P. 1638–1649.
- [6] **Galayev S.A., Isupov V. Yu., Kirillov A.I., Smirnov Ye.M.** Primeneniye vikhrazreshayushchikh metodov k raschetu trekhmernogo techeniya v vykhodnom diffuzore gazovoy turbiny. *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbPU Petra Velikogo*. 2014. № 4(207). S. 16–25. (rus.)
- [7] **Galayev S.A., Kirillov A.I., Smirnov Ye.M., Panov D.O.** Chislennoye modelirovaniye nestatsionarnogo techeniya i teploobmena v vykhodnom diffuzore gazovoy turbiny. *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbPU Petra Velikogo. Yestestvennyye i tekhnicheskiye nauki*. 2016 № 4(254). S. 59–68. DOI: 10.5862/JEST.254.7. (rus.)
- [8] **Migay V.K., Gudkov E.I.** Proyektirovaniye i raschet vykhodnykh diffuzorov turbomashin. L.: Mashinostroyeniye, 1981. 272 s. (rus.)
- [9] ANSYS Inc. ANSYS Fluent 16.0 User's Guide, 2015.
- [10] **Spalart P.R., Allmaras S.R.** A one-equation k-omega turbulence model for aerodynamic flows. *La Recherche Aerospatiale*. 1994. № 1. P. 5–21.
- [11] **Menter F.R., Kuntz M., Langtry R.** Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model. *Turbulence, Heat and Mass Transfer 4 / Ed.: K. Hanjalic, Y. Nagano and Tummers*. Begell House Inc. 2003. P. 625–632.
- [12] Superkompyuternyy tsentr «Politekhnicheskiy»: resheniye novykh zadach. Rossiyskoye obrazovaniye. *Novosti na sayte SPbPU Petra Velikogo*, 16.05.2016: http://www.spbstu.ru/media/news/nauka_i_innovatsii/supercomputer-center-polytechnic-new-challenges/ (rus.)
- [13] **Hunt J.C.R., Wray A.A., Moin P.** Eddies, stream, and convergence zones in turbulent flows. *Center for Turbulence Research Report CTR-S88*. 1988. P. 193–208.
- [14] **Gritskevich M.S., Garbaruk A.V., Schütze J., Menter F.** Development of DDES and IDDES Formulations for the k-omega Shear Stress Transport Model. *Flow Turbulence and Combustion*. 2012. Vol. 88. P. 431–449.

AUTHORS

LEVCHENYA Aleksandr M. — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university.*

E-mail: levchenya_am@spbstu.ru

KIRILLOV Aleksandr I. — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university.*

E-mail: ai_kirillov@mail.ru

SMIRNOV Evgeniy M. — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university.*

E-mail: smirnov_em@spbstu.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 6 ноября 2017 г.