

## Суперкомпьютерные технологии и нестационарные процессы в турбомашинах на примере турбокомпрессоров

Ю.Я. Болдырев, Ю.В.Кожухов, А.О.Рубцов

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

В настоящее время диапазон применения различных типов турбомашин чрезвычайно широк, - от устройств малой энергетики и систем турбонаддува к различным двигателям до сверхмощных турбин в энергетической отрасли и турбореактивных двигателей авиации. При этом процессы, происходящие в жидкости или в газе, которые являются рабочими телами для турбомашин, до сих пор недостаточно изучены. В частности, при проектировании турбомашин всегда встает вопрос о границах рабочего режима конкретного агрегата. Имеется большое число полуэмпирических подходов для приблизительного определения этих границ, однако для их точного определения, а также для определения того, как себя поведет агрегат при выходе за рамки этих границ, как правило, необходимо проводить натурные эксперименты. Проведение таких экспериментов зачастую является чрезвычайно сложным и дорогостоящим мероприятием. Альтернативой натурному эксперименту является численный эксперимент – математическое моделирование физических процессов, происходящих при работе исследуемого объекта. Существо процесса математического моделирования, его суть, заключается в том, что для исследуемого объекта создается адекватная математическая модель, после чего производятся расчеты по этой модели с необходимыми ограничениями. И, здесь важнейшим обстоятельством является, то насколько хорошо математическая модель описывает реальные физические процессы в исследуемом объекте, в нашем случае в турбомашине.

В данной статье будут рассмотрены особенности математического моделирования нестационарных процессов на примере турбокомпрессора. Эта тематика является одной из важнейших при проектировании современных турбокомпрессорных машин, теоретически наиболее трудной и наименее поддающейся физическому эксперименту.

Изучаемый в работе агрегат является разработкой кафедры «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. Рассматривается ступень центробежного низконапорного компрессора, состоящая из безлопаточного входного устройства (ВУ), рабочего колеса (РК), лопаточного диффузора (ЛД), поворотного колена (ПК) и лопаточного обратно-направляющего аппарата (ОНА) (Рис. 1).

Для математического описания, происходящих в исследуемом объекте физических процессов, используются уравнения Навье-Стокса:

$$1. \text{ Уравнение движения: } \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} = -\mathbf{v} \cdot (\nabla \mathbf{v}) + \nu \Delta \mathbf{v} - \frac{1}{\rho} \nabla p + \mathbf{f} \quad (1)$$

$$2. \text{ Уравнение неразрывности: } \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0. \quad (2)$$

Где  $t$  - время,  $\mathbf{v}$  - векторное поле скоростей,  $\nu$  - коэффициент кинематической вязкости,  $\rho$  - плотность,  $p$  - давление,  $\mathbf{f}$  - векторное поле массовых сил.

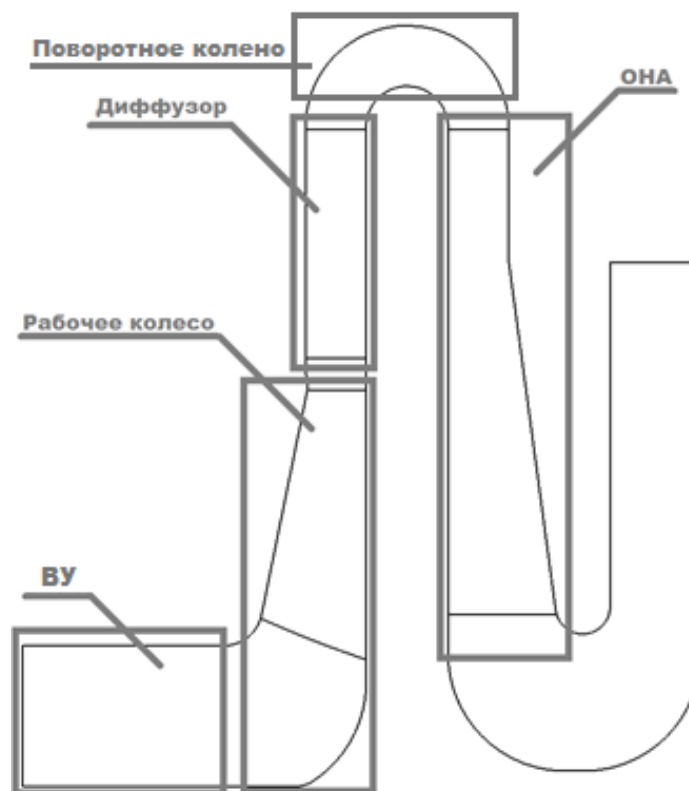


Рис.1. Меридиональное сечение ступени центробежного компрессора

Аналитическое решение данной системы уравнений является чрезвычайно трудной задачей, во многих случаях практически неразрешимой задачей, где решение может быть получено для некоторых простейших случаев. По этой причине систему уравнений (1), (2), как правило, решают приближенно с использованием численных методов, однако, «прямое» решение этой системы (так называемая DNS модель (Direct Numeric Simulation)) требует огромных затрат вычислительных ресурсов и для задач инженерной практики время, требуемое на проведение одного расчета, может иметь порядок в несколько лет, а то и десятков лет на современной высокопроизводительной вычислительной машине [1]. Поэтому для решения подобных задач используются менее ресурсоемкие, но при этом и менее точные математические модели. Здесь ключевым аспектом является учет, как правило, турбулентного характера течения, где на сегодня наиболее распространенным подходом является решение осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса [4].

Суть процедуры осреднения по Рейнольдсу заключается в замене изменяющихся случайным образом величин (таких как скорость, давление и плотность) на сумму осредненных и пульсационных составляющих. Получаемая в результате система уравнений оказывается незамкнута, и для её замыкания к ней добавляют дополнительные соотношения, называемые моделями турбулентности.

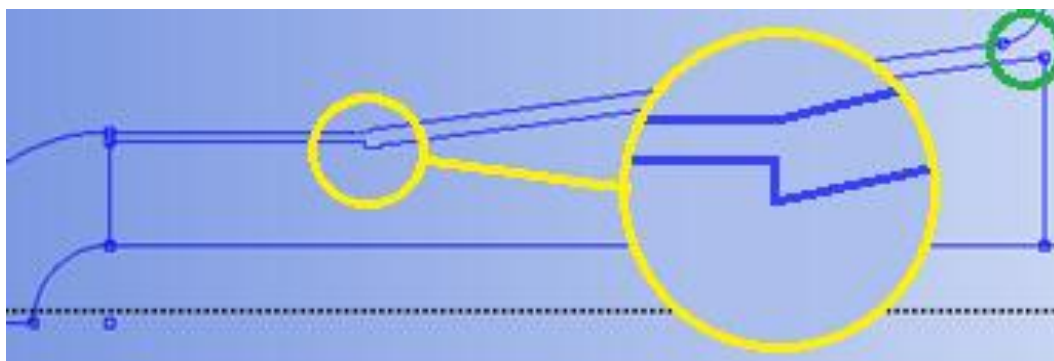
Для решения такой итоговой системы уравнений необходимо применить численные методы решения дифференциальных уравнений Рейнольдса. Наиболее широко используемым методом решения систем дифференциальных уравнений, описывающих течение жидкости или газа, является метод конечных объемов [3]. Его суть заключается в разбиении всего объема рассчитываемой проточной части объекта на небольшие части – элементы, и последующее решение имеющейся системы уравнений в каждом из элементов, с учетом того, что через грани элементов происходит обмен рабочим телом между элементами.

Процесс разбиения расчетной области на отдельные элементы называют построением расчетной сетки, т.к. для удобства исходная область разбивается на элементы, которые представляют из себя простые геометрические фигуры – тетраэдры, пирамиды, призмы или гексаэдры. При построении сетки в области течения необходимо учитывать ограничения

выбранной математической модели турбулентности. Одними из самых важных для построения расчетной сетки частей исходной рабочей области являются приграничные (пристеночные) слои. Это области вблизи поверхности стенок. Они представляют особый интерес и налагают определенные ограничения на расчетную сетку т.к. именно в этих областях происходит взаимодействие между рабочим телом и твердой поверхностью, которое порождает неравномерности в движении рабочего тела и отрывы потока, негативно влияющие на эффективность турбокомпрессора. Принято сгущать расчетную сетку при приближении к таким границам расчетной области, для того, чтобы получить в этих местах более точное решение. Помимо неравномерностей расчетной сетки, вызванных необходимостью сгущения к стенкам, зачастую добавляются и другие неравномерности, например, в местах расчетной области, в которых ожидается повышенная неравномерность потока, либо в местах, где необходимо получить более точные характеристики потока.

В условиях применения подходов математического моделирования к промышленным задачам необходимо иметь возможность производить построение расчетной сетки по возможности быстро (отметим, что часто процесс построения сетки отнимает большую часть времени решения всей задачи). В случаях, когда геометрия исследуемого объекта является сложной, построение расчетной сетки вручную (задание всех разбиений ребер и областей сгущений используя специальные инструменты) может занимать довольно много времени. На данный момент имеются инструменты для автоматического построения расчетных сеток для турбомашин, но они не всегда совершенны и имеют определенные ограничения. Такие инструменты позволяют значительно сократить время построения расчетной сетки, однако в сложных случаях необходимо тщательно подходить к выбору одного из таких инструментов, а также «донастраивать» его для конкретного случая.

При построении расчетной сетки рассматриваемого компрессора возникло несколько проблем, для решения которых было принято несколько упростить исходную геометрию. Это необходимо было сделать таким образом, чтобы упрощение геометрии с одной стороны значительно упростило построение расчетной сетки, а с другой стороны – чтобы сделанные изменения не сильно повлияли на характер течения внутри данного компрессора. В исходной модели компрессора имелась «ступенька» в верхней части лопаток ОНА (Выделено желтым цветом на Рис. 2), а также верхний торец в конце лопаток ОНА не был эквидистантен внешнему обводу корпуса компрессора (Выделено зеленым на Рис. 2).



**Рис. 2.** Особенности геометрии лопаток ОНА исследуемого компрессора.

Было принято решение сделать одинаковое расстояние между верхним торцом лопаток ОНА и внешним обводом корпуса (Рис. 3) для того, чтобы была возможность использовать автоматизированные инструменты построения расчетных сеток.

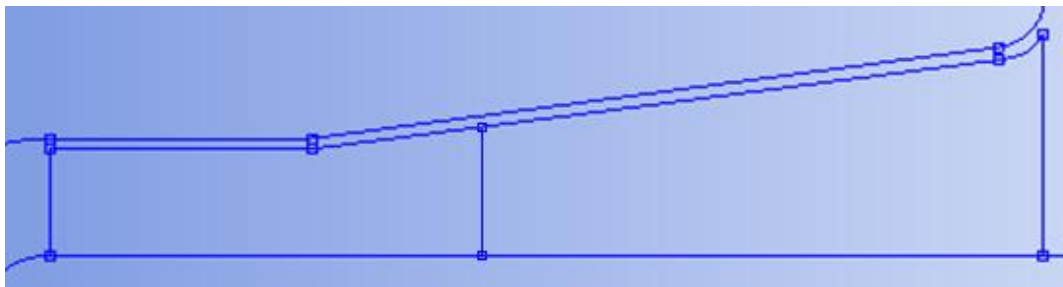


Рис. 3. Измененная геометрия лопаток ОНА исследуемого компрессора.

В процессе построения расчетной сетки рассматривались только инструменты построения структурированных сеток. Были выбраны инструменты, входящие в передовые программные комплексы: ANSYS и Numeca FINE/Turbo (далее Numeca). Инструмент TurboGrid из программного комплекса ANSYS оказался непригоден для решения поставленной задачи т.к. он не имеет в себе топологических шаблонов для лопаточных рядов с двумя и более дополнительными лопатками. Итоговая расчетная сетка была получена при помощи инструмента AutoGrid5 из программного комплекса Numeca после дополнительной настройки топологических шаблонов. Сетка была построена для одного сектора в каждом лопаточном ряду (рабочее колесо, диффузор, ОНА). Суммарно расчетная сетка насчитывает 4 381 018 узлов и 4 217 317 элементов.

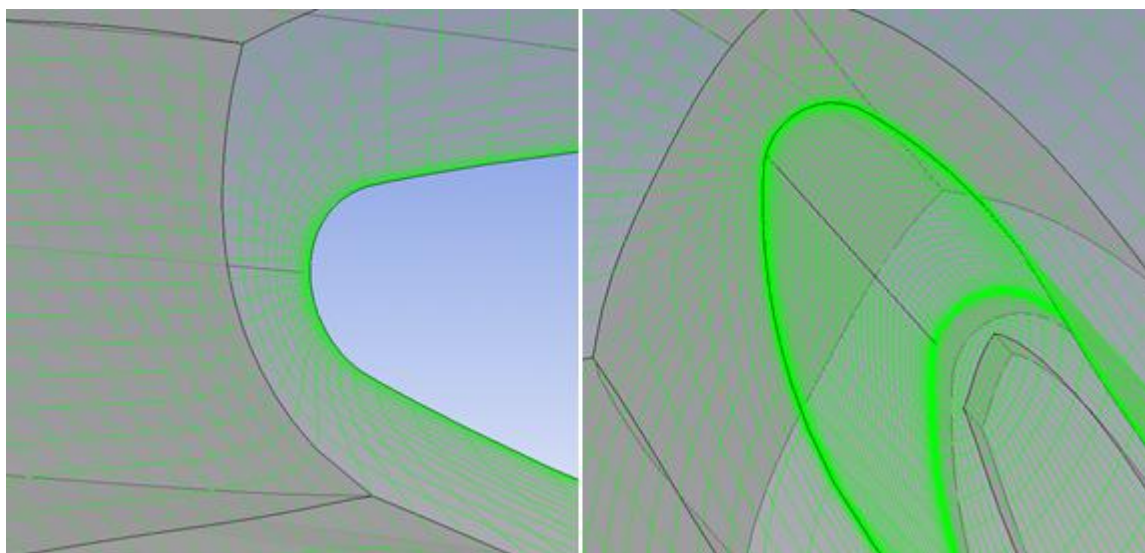


Рис. 4. Некоторые части расчетной сетки исследуемого компрессора. Слева – передняя кромка лопатки рабочего колеса. Справа – передняя кромка дополнительной лопатки ОНА.

Для расчетов использовались решатели ANSYS CFX (далее CFX) и Numeca. Для того, чтобы была возможность решать рассматриваемую задачу при помощи решателя CFX с расчетной сеткой, полученной в AutoGrid5, необходимо было перестроить сетку для сектора рабочего колеса. Это вызвано тем, что Numeca не поддерживает сектора без лопаточного ряда, но позволяет ограничивать область вращения для любого сектора. Таким образом, для решения задачи в Numeca необходимо было объединить ВНА и рабочее колесо в один элемент и указать границы рабочего колеса. Однако в CFX используется другой подход и требуется разделять части расчетной сетки, относящиеся к подвижным и неподвижным элементам проточной части. Таким образом, конечные сетки, использованные для решения задачи в CFX и в Numeca хоть и незначительно, но различаются в области ВНА.

При постановке задачи использовалась модель турбулентности Ментера (Shear Stress Transport или SST), которая комбинирует классические  $k - \varepsilon$  и  $k - \omega$  модели, сочетая в себе их лучшие качества: в пристеночных слоях она работает как  $k - \omega$ , а вдали от стенок как  $k - \varepsilon$  [5].

Данная модель считается одной из лучших RANS моделей турбулентности. Выбор данной модели также обусловлен тем, что для лучше сравнения рассматриваемых расчетных комплексов необходимо было выбрать модель турбулентности, имеющую как можно более близкую реализацию в обоих программных комплексах.

Высота первой ячейки пристеночного слоя:  $10^{-5}$  м (0.01мм),  $Y^+$  (безразмерная величина, показывающая высоту первой ячейки пристеночного слоя, учитывающая скорость движения и вязкость воздуха) варьируется от 1 до 10.

Основной причиной выбора модели турбулентности Менгера является тот факт, что в решателях ANSYS CFX и NUMECA имеется только две модели с практически одинаковой реализацией, что является крайне важным при сравнении этих программных комплексов. При этом вторая модель – модель Спаларта-Аллмараса, не смогла сойтись при данной постановке задачи и потому не рассматривается.

Критерием сходимости в обоих программных комплексах задавалась величина среднеквадратичного отклонения менее  $10^{-5}$ .

Задаваемые граничные условия:

- Стенки без проскальзывания.
- На входе задается условие полного давления.
- На выходе задается условие массового расхода.
- На боковых поверхностях секторов задаются условия периодичности

Расчеты проводились в три этапа:

1. Определение рабочих параметров компрессора. На этом этапе необходимо было узнать значение массового расхода воздуха и степень повышения давления компрессора на номинальном режиме работы.
2. Получение стационарных решений для номинального режима работы компрессора.
3. Решение задачи моделирования турбулентности в нестационарной постановке с заданием полученного стационарного решения в качестве начального приближения.

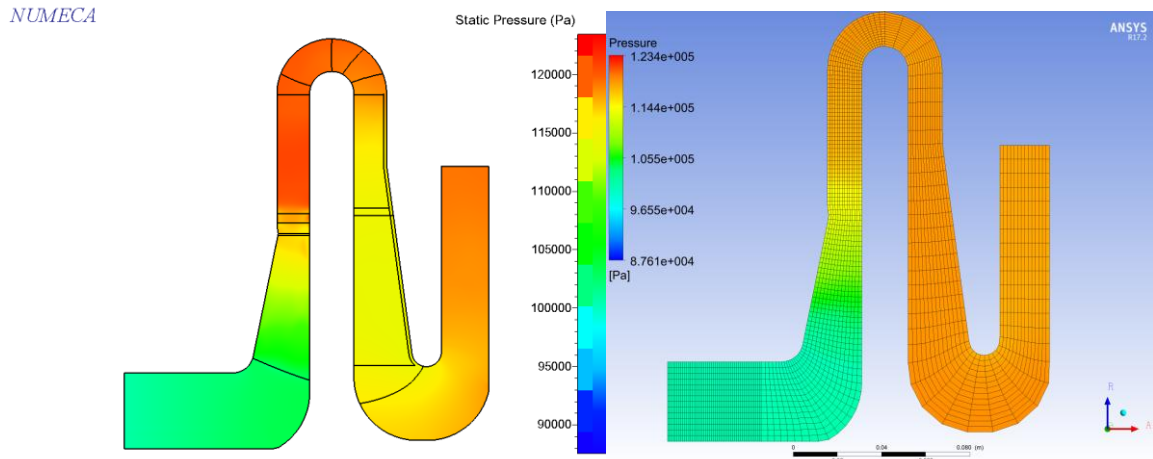
На этапе решения задачи в нестационарной постановке была выявлена особенность решателя Numeca – требование о совпадении периодичности всех имеющихся в задаче секторов лопаточных рядов. Для соблюдения данного требования, из-за несовпадения числа лопаток во всех лопаточных рядах, пришлось продублировать сектора каждого лопаточного ряда так, чтобы для каждого из них в полученной расчетной сетке каждый сектор занимал  $180^\circ$ . Из-за этого итоговая расчетная сетка, использованная для решения задачи в нестационарной постановке в решателе Numeca, имела 24 083 882 узлов и 23 142 312 элементов.

Расчеты проводились на вычислительном кластере суперкомпьютерного центра «Политехнический». Для решения задач использовалось до восьми 28-ядерных узлов кластера (224 ядра). Вычислительные узлы суперкомпьютерного центра «Политехнический» обладают следующими характеристиками:

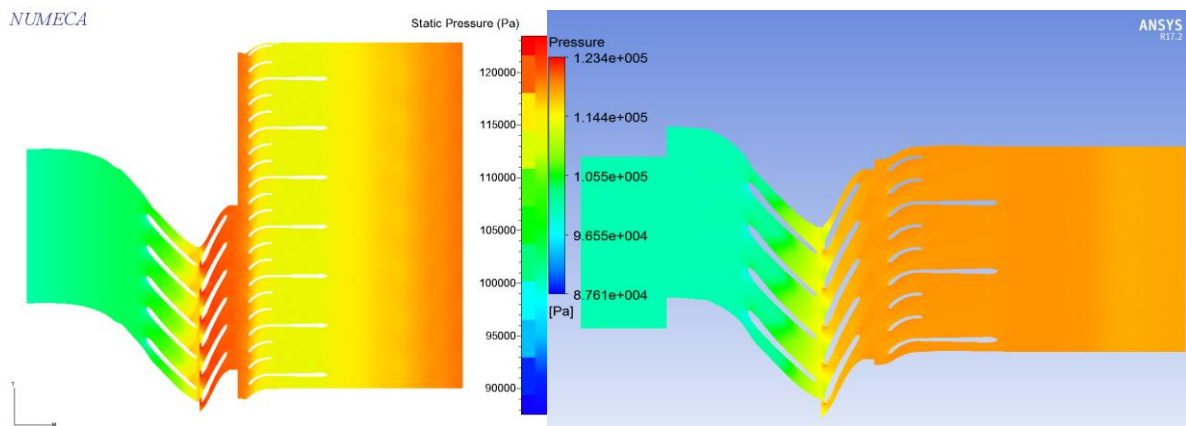
- x2 Intel Xeon E5-2697 v3: 14 ядер, 2.6 ГГц (2.9 ГГц в турбо режиме)
- 64 ГБ DDR4-2133
- Infiniband FDR 56 Гб/с
- NVIDIA Tesla K40: 2880 ядер CUDA, 12 ГБ памяти, 1.43 ТФ

При решении рассматриваемой задачи в стационарной постановке были получены результаты, представленные на Рис. 5, Рис. 6, Рис. 7.

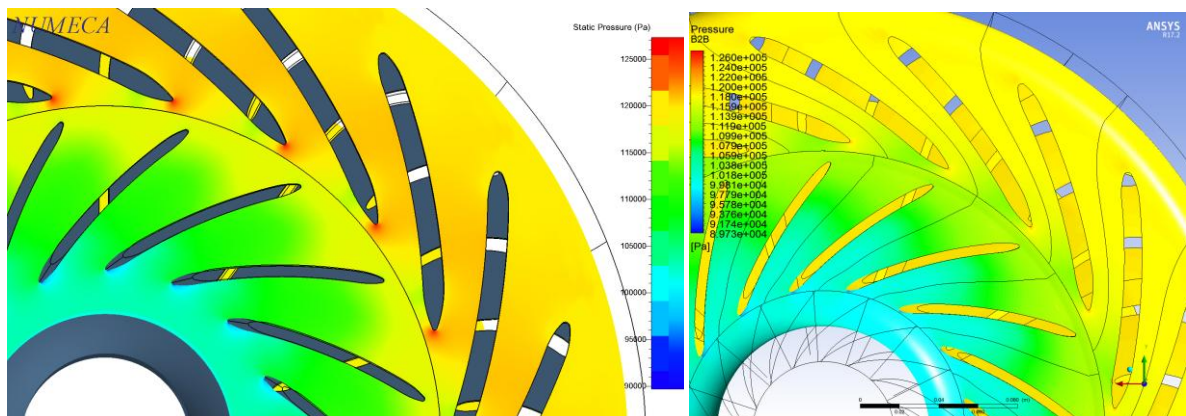
Результаты расчета для решения задачи в нестационарной постановке представлены Рис. 8.



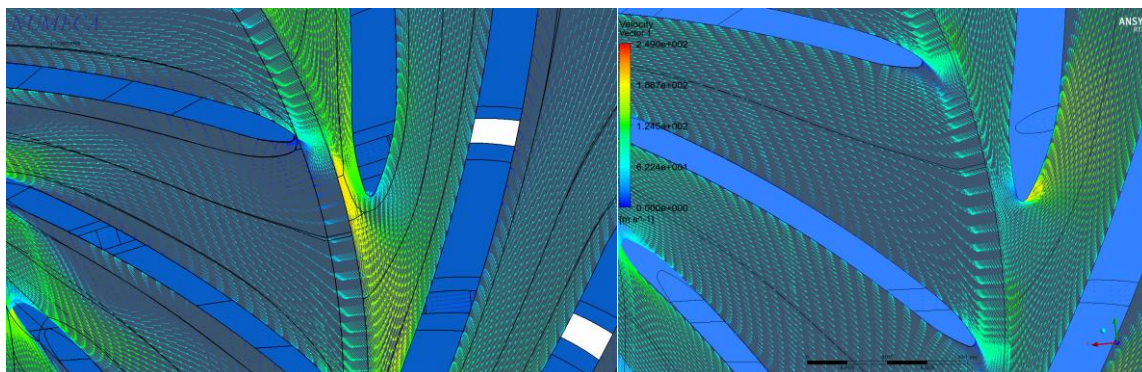
**Рис. 5.** Осредненные результаты расчета статического давления одного сектора в стационарной постановке. Меридиональное сечение. Слева результаты, полученные в NUMECA, справа – в ANSYS CFX.



**Рис. 6.** Осредненные результаты расчета статического давления одного сектора в стационарной постановке. Вид Blade-to-blade. Слева результаты, полученные в NUMECA, справа – в ANSYS CFX.



**Рис. 7.** Осредненные результаты расчета статического давления одного сектора в стационарной постановке. Рабочее колесо. Вид по направлению оси вращения. Слева результаты, полученные в NUMECA, справа – в ANSYS CFX.



**Рис. 8.** Результаты расчета векторного поля в нестационарной постановке. Слева результаты, полученные в NUMECA (постановка задачи - 180°), справа – в ANSYS CFX (постановка задачи - сектор).

Затраченное время расчета и затраченный объем оперативной памяти для различных вариантов постановки задачи:

Программный комплекс	Тип постановки задачи	Размер геометрии	Число ядер	Время расчета	Оперативная память, Мб
NUMECA	стационарная	1 сектор	28	18 минут	181
		180°	15	15 часов 15 минут	3935
	нестационарная (1 оборот)	180°	120	51 час 9 минут	4060
ANSYS CFX	стационарная	1 сектор	28	3 часа 11 минут	9009
		1 сектор	112	45 минут	20807
		360°	56	3 часа 45 минут	26221
	нестационарная (2 оборота)	1 сектор	224	9 часов 6 минут	38504

Исходя из полученных результатов можно сделать вывод о том, что качественно и количественно характеристики компрессора, полученные в обоих программных комплексах, практически совпадают, а также близки к теоретическим параметрам объекта.

Если сравнивать результаты подробно, то на Рис. 5 и Рис.6 можно заметить, что программный комплекс ANSYS CFX позволяет получить более близкую к реальной картину течений в отдельных элементах рассматриваемого объекта (в данном случае в обратно-направляющем аппарате).

Исходя из результатов сравнения производительности данных программных комплексов, можно принять во внимание то, что программный комплекс NUMECA для своей работы требует гораздо меньших ресурсов оперативной памяти. Также программный комплекс NUMECA гораздо быстрее решает задачи в стационарной постановке чем программный комплекс ANSYS CFX. Однако для решения задач в нестационарной постановке больше подходит программный комплекс ANSYS CFX.

## Литература

1. А.В. Гарбарук, М.Х. Стрелец, М.Л. Шур «Возможности и ограничения современных подходов к моделированию турбулентности в аэродинамических расчетах». Учебное пособие. СПбПУ, 2012.

2. Селезнев К.П. «Теория и расчет турбокомпрессоров» [Текст] / К.П. Селезнев [и д.р.]; Л.: Машиностроение. 1986.
3. Ковеня В.М., Чирков Д.В. «Методы конечных разностей и конечных объемов для решения задач математической физики». Учебное пособие. НГУ, 2013.
4. Рейнольдс О. «Динамическая теория движения несжимаемой вязкой жидкости и определение критерия». Проблемы турбулентности. – М.; ОНТИ, 1936.
5. Menter F. R., Kuntz M., and Langtry R. “Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model”, Turbulence, Heat and Mass Transfer 4, ed: K. Hanjalic, Y. Nagano, and M. Tummers, Begell House, Inc., 2003.
6. Е.М. Смирнов, Д.К. Зайцев «Проблемы турбулентности и вычислительная гидродинамика». СПбПУ Научно-технические ведомости 2', 2004.
7. Черный С.Г., Чирков Д.В., Лапин В.Н., Скороспелов В.А., Шаров С.В. «Численное моделирование течений в турбомашинах». Новосибирск: Наука 2006.
8. Кожухов Ю.В., Данилишин А.М., Лебедев А.А. «Моделирование рабочего процесса в неподвижных элементах центробежных компрессоров методами вычислительной газодинамики» (Научное издание), СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2015.