

ПРИМЕНЕНИЕ СУПЕРКОМПЬЮТЕРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ПРОСТРАНСТВЕННОГО ТЕЧЕНИЯ В ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРАХ МЕТОДАМИ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ГАЗОДИНАМИКИ

Ю.В. Кожухов, Ю.Б. Галеркин

Приведены результаты исследования пространственного течения в центробежных компрессорах методами вычислительной газодинамики с применением программного комплекса Ansys CFX на многопроцессорной вычислительной системе. Рассмотрены три объекта исследования: два компрессора и обратно-направляющий аппарат. Все три работы выполнены в рамках магистерских диссертаций, Ю.Б. Галеркин является научным руководителем, а Ю.В. Кожухов научным консультантом при выполнении работ.

Все вычисления проводились на кластерах Отделения вычислительных ресурсов СПбГПУ. Параметры одного узла кластера: AMD Opteron 280 – 4 ядра. Расчёты производились при параллельном запуске процессоров: HP MPI Distributed Parallel - для компрессоров, HP MPI Local Parallel - для обратно-направляющего аппарата.

Первым объектом исследования являлся малорасходный центробежный трансзвуковой компрессор, проект кафедры «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» СПбГПУ (далее - кафедра КВХТ). Проточная часть компрессора состоит из: радиального входного патрубка, полуоткрытого осерадиального рабочего колеса, лопаточного диффузора, симметричной трапециевидной улитки (исследование диссертанта - Н.А. Карнауховой, 2012 г.).

Исходные параметры: частота вращения - 60 000 об/мин, температура начальная по полным параметрам - $T_n^* = 288$ К, давление начальное по полным параметрам - $P_n^* = 0,097$ МПа, массовый расход воздуха - $m = 0,882$ кг/с, отношение давлений $\Pi > 3,5$.

Целью работы является исследование течения в центробежном одноступенчатом компрессоре методами вычислительной газодинамики с применением программного комплекса Ansys CFX и оценка полученных результатов.

Производилось исследование потока во всём компрессоре. На первом этапе были построены геометрические модели элементов компрессора. Входная и выходная камеры построены в программном комплексе Pro Engineer. Рабочее колесо (РК) и лопаточный диффузор (ЛД) были построены в Pro\Engineer и приложении BladeGen комплекса Ansys соответственно. Построение осуществлялось для отдельного лопаточного сектора.

Для входной радиальной камеры [3] и выходной трапециевидной улитки в приложении ICEM (продукт Ansys) построены неструктурированные сетки. Сетки состоят из тетраэдров в ядре потока и из 15 пристеночных призматических слоёв, сгущённых к стенке. Для входного устройства количество элементов сетки составляет 2,1 млн. Для выходного устройства - 2,2 млн. элементов. Для рабочего колеса и лопаточного диффузора в приложении Turbogrid (продукт Ansys) построены расчётные блочно-структурированные сетки. Для рабочего колеса за базовую использовалась расчётная сетка на 700 тыс. элементов, полученная в работе по оптимизации расчётных сеток для данного рабочего колеса [4, 5]. В базовую сетку были внесены необходимые изменения во входном и выходном участках для соединения с входной камерой и лопаточным диффузором. Построение расчётных сеток для колеса и диффузора осуществлялось для одного лопаточного сектора. Одной из задач расчёта является исследование влияния окружной неравномерности потока, вызванной наличием неосесимметричных радиальной входной камеры и улитки на выходе. Поэтому расчётные сетки рабочего колеса и лопаточного диффузора выполнены полностью для всего элемента путём необходимого копирования секторов сеток по окружности. Количество элементов расчётной сетки рабочего колеса (18 лопаток) и лопаточного диффузора (15 лопаток) 8,5 млн. и 3,0 млн. соответственно.

Построенные расчётные сетки элементов проточной части компрессора были объединены в приложении CFX-Pre (продукт Ansys) в единую расчётную сетку компрессора. Сетка компрессора состоит из 15,8 млн. элементов.

На третьем этапе были заданы граничные условия для компрессора и элементов. Расчёт производился модели турбулентности SST [1], адиабатических гидравлически гладких стенках.

Вычисления всей расчётной области компрессора производились на 12 узлах кластера, с 4 процессорными ядрами в каждом узле. Расчёт на 2000 итераций для расхода 0,8 кг/с длился около 2824 минут. При этом был произведен расчёт нескольких режимов на 4000, 6000 и 8000 тысяч итераций. Так, для расчёта компрессора на 8000 итераций необходимо около 11300 минут. Те же вычисления, но на 6 узлах, длятся 4406 минут, что в удельном отношении на один узел на 22% быстрее, чем при 12 узлах. Остановка расчётов происходит при достижении условий сходимости расчёта, определяемой по следующим критериям. Первый критерий сходимости расчетов - значение RMS (Root Mean Square - среднеквадратичное значение отклонений по остатку) по уравнению энергии (H-Energy), так как решение этого уравнения сходится гораздо медленнее остальных уравнений (баланса массы, баланса количества движения и т.д.). Второй критерий сходимости

расчетов - значение MAX (максимальное значение отклонений по остатку). Условия сходимости решения считаются выполненными, если значения RMS не превышают $1,0e-04$, а MAX $1,0e-03$ [7].

На данном этапе исследований критерии сходимости расчётов не выполнены, поскольку в граничных условиях была задана автоматическая функция масштаба времени потока (Fluid Time Scale), которая рассчитывает эту функцию для рабочего колеса. Таким образом масштаб времени занижается на два порядка. Данная функция должна быть задана как физический масштаб времени (Physical Time Scale) для элемента проточной части компрессора с самыми низкими скоростями потока, т.е. для выходного устройства. Эта особенность задания граничных условий выявлена для данных объектов, у которых разница в скорости потока в разных элементах различается на порядки. Масштаб времени в программном комплексе является аналогом числа Куранта (Courant). В настоящее время производится пересчёт характеристик компрессора.

Несмотря на отсутствие сходимости на четвёртом этапе работы была проведена обработка результатов расчета в приложении CFX-Post и проведен анализ характера течения в проточной части компрессора для целей определения проблемных зон и элементов проточной части в том числе и для получения сходимости вычислений. Анализ структуры потока может быть произведен и при отсутствии сходимости решения для сложных объектов, поскольку в целом структура потока моделируется верно, за исключением некоторых зон, по которым нет сходимости численного решения [7]. Для исследования был выбран режим при массовом расходе $0,8 \text{ кг/с}$, который был задан на выходе из компрессора.

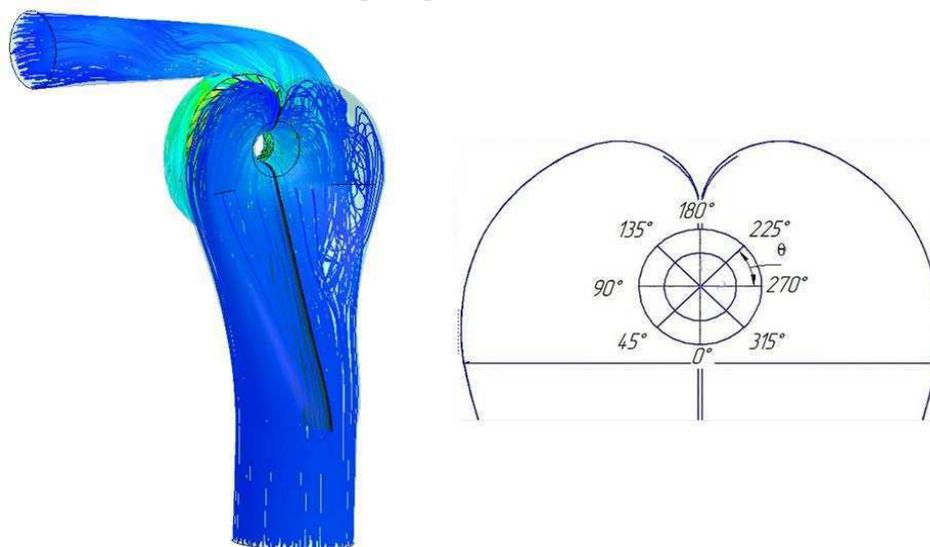


Рис. 1. Линии тока во всей проточной части компрессора при массовом расходе $0,8 \text{ кг/с}$ (слева) и расположение центральных углов (вид со стороны выхода из камеры)

На рисунке 1 представлены линии тока во всей проточной части компрессора.

На рисунках 2 представлена структура потока в рабочем колесе и лопаточном диффузоре в радиальной плоскости в сечении по середине лопаточного диффузора.

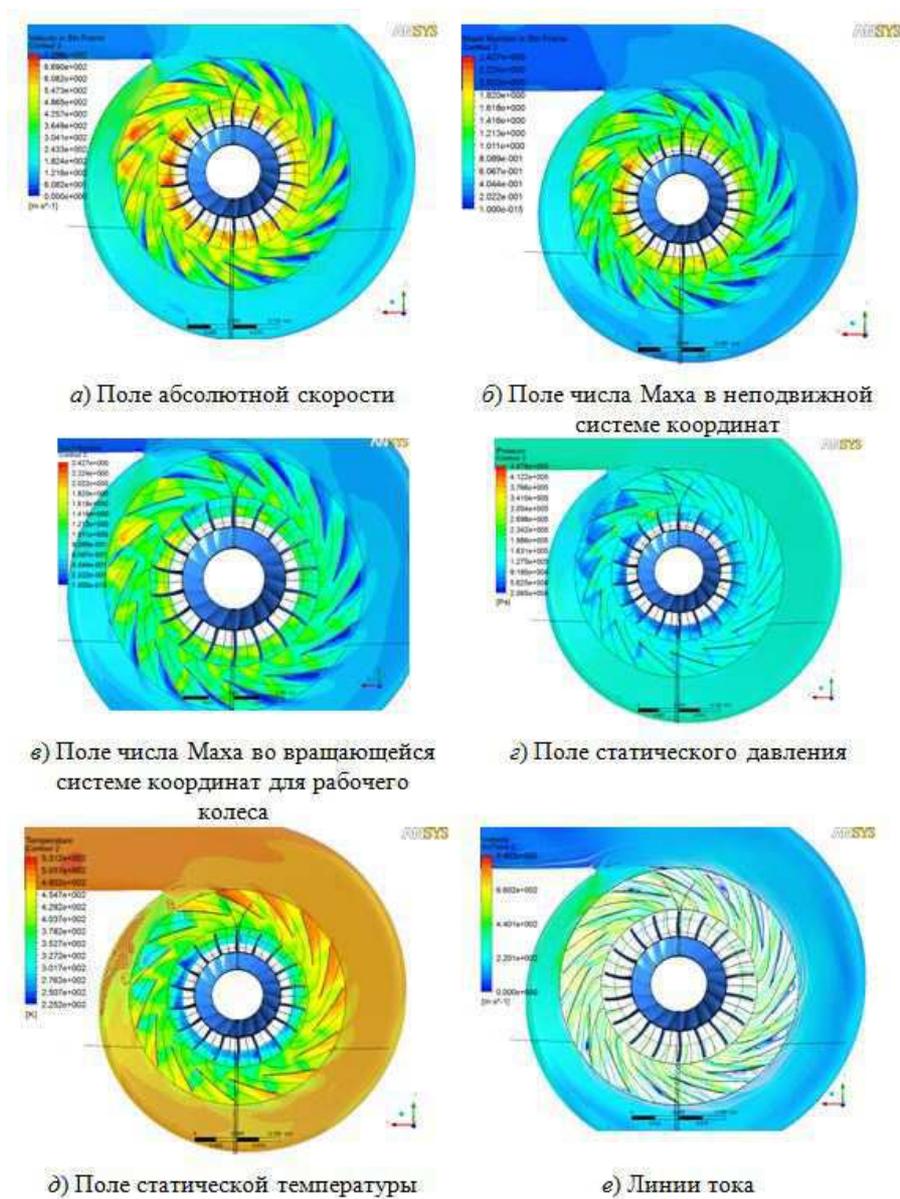


Рис. 2. Структура потока в рабочем колесе и лопаточном диффузоре в радиальной плоскости по середине лопаточного диффузора компрессора при массовом расходе 0,8 кг/с

На рисунках 2 обращает на себя внимание наличие отрывов на наружной поверхности лопаток диффузора. Это, скорее всего, объясняется завышенными углами отставания потока за рабочим колесом и, как следствие, нерасчётными углами натекания потока на лопатки диффузора. Завышение углов отставания потока было выявлено для осевых компрессоров [6] и поэтому есть основания предполагать, что это же явление распространяется и для центробежных компрессоров. Тем более, что исследуемый компрессор спроектирован на массовый расход 0,882 кг/с и при меньшем расходе характер обтекания лопаток диффузора должен иметь противоположную картину - наличие отрывов на внутренней поверхности лопаток диффузора. Исходя из вышеизложенного, представляется необходимым в дальнейшем исследовать соответствие углов отставания потока при физическом эксперименте и численном моделировании.

Характер потока в сечении по средней высоте лопаток диффузора позволяет говорить о наличии окружной неравномерности потока. Причём здесь необходимо говорить, что источником этой неравномерности является не только входной радиальный патрубок, но и несимметричное выходное устройство, создающее на выходе из лопаточного диффузора неравномерное по окружности поле давления, что влияет на структуру потока в предшествующих элементах. Определить, как именно влияет входная радиальная камера и выходная улитка по отдельности позволит дифференцированный расчёт проточной части, т.е. без выходной камеры с наличием входной камеры, а так же другой вариант - без входной камеры с наличием улитки. В настоящем случае мы рассматриваем совместное влияние на структуру потока несимметричных входного и выходного устройств, поэтому описание течения будет иметь обобщающий характер при их совместном использовании и именно при рассматриваемом взаимном расположении по окружности (рис. 1).

При примерно одинаковом характере течения по окружности только один сектор РК+ЛД, расположенный в районе языка улитки, имеет отличное от других секторов течение. Этот сектор охватывает 4 квадрант со значениями центрального угла 180-270 градусов (рис. 1, справа). Течение здесь для двух лопаток РК и трёх лопаток ЛД, в отличие от других лопаток, характеризуется безотрывным обтеканием. Это можно объяснить, тем, что в районе языка улитки наиболее узкое проходное сечение улитки и здесь возникает зона пониженного давления и повышенной скорости. Последнее влечет за собой более высокие значения объёмного расхода в данном секторе, более близкие к расчётному расходу компрессора. Таким образом, здесь характер течения более всего близок к расчётному. При росте проходного сечения улитки заметен и рост отрывной зоны у лопаток диффузора, и максимальные отрывы возникают в районе больших сечений улитки перед языком. На течение в рабочем колесе большее влияние оказывает входная радиальная камера, судя по совпадению по центральному углу секторов с различной структурой потока. Течение для рабочего колеса более подробно рассмотрено ниже. Интересными представляются результаты приведенные на рисунке 5 г, где представлено поле статических давлений. В секторе сразу за языком улитки в лопаточном диффузоре имеется нехарактерное для него течение - резкое падение статического давления. Так же виден существенный перепад давлений в этом секторе между областью сразу за рабочим колесом и в улитке. Как указывалось выше в улитке в этой области минимальные давления. Для рабочего же колеса здесь область максимальных давлений. Этот эффект можно объяснить влиянием входной камеры на течение за рабочим колесом.

Запланированным этапом работы является расчёт интегральных характеристик компрессора: коэффициента напора, отношения давлений, КПД от расхода.

Вторым объектом исследования являлся малорасходный центробежный дозвуковой компрессор. Проточная часть компрессора состоит из: осевого входного патрубка, полуоткрытого двухъярусного осерадального рабочего колеса, лопаточного диффузора, симметричной круглой в сечении улитки (исследование диссертанта - К. А. Кабалыка, 2012 г.) [2]. Исходные параметры: частота вращения - 48 000 об/мин, температура начальная по полным параметрам - $T_n^* = 293$ К, давление начальное по полным параметрам - $P_n^* = 0,100$ МПа, массовый расход воздуха - $m = 0,259$ кг/с, отношение давлений $P > 2$.

Расчётная область компрессора представлена на рисунке 3.

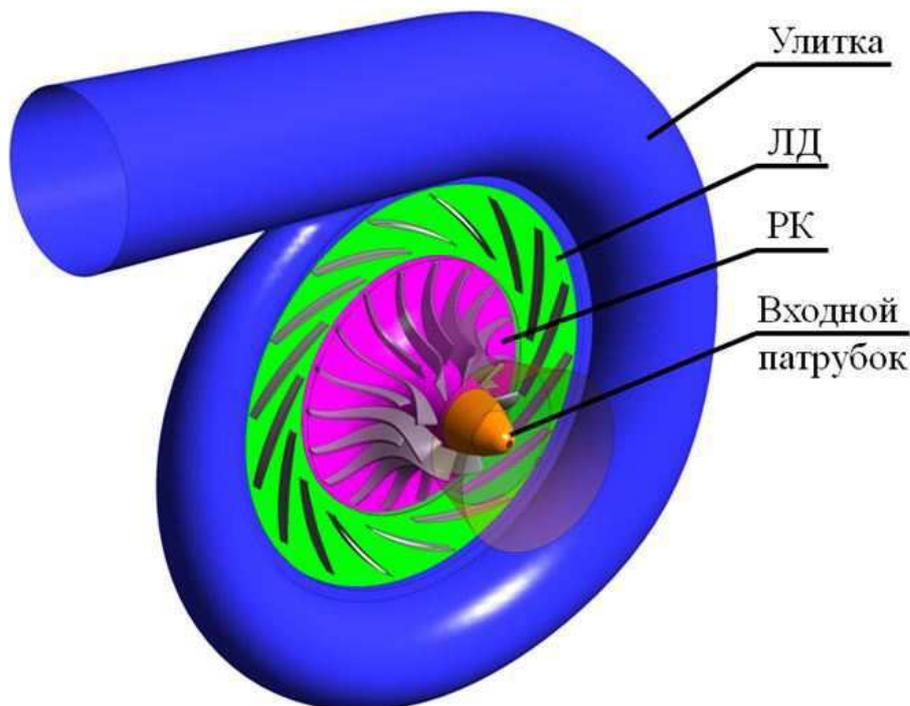


Рис. 3. Расчётная область дозвукового компрессора

Расчётная область строилась по такой же методике, как и для первого объекта исследования. Расчёты проводились при модели турбулентности $k-\omega$ SST. Общее число элементов расчётной сетки компрессора - 12,3 млн. Расчётная сетка компрессора состоит из сеток элементов проточной части: входной патрубок - 99000 гексаэдров, рабочее колесо с 18 лопатками (сектор с одной полной и второй укороченной лопаткой - 579000 гексаэдров) - 5211000 гексаэдров, лопаточный диффузор с 16 лопатками (сектор с одной лопаткой - 318000 гексаэдров) - 5088000, выходное устройство - 1927000 тетраэдров с призмами у стенок. В таблице 1 представлены данные по вычислениям на суперкомпьютере. Здесь IT_c - число итераций до достижения

сходимости, IT_{tot} – общее число итераций, $Trun$ – протяженность расчета, Tit – протяженность расчета одной итерации, N – число задействованных узлов кластера.

Таблица 1. Скорость сходимости решений на различных режимах работы компрессора

№ п/п	$m, \text{кг/с}$	IT_c	IT_{tot}	$Trun, \text{мин}$	$Tit, \text{мин}$	N
1	0,26	200	1500	2820	1,880	6
2	0,278	200	1200	2280	1,900	6
3	0,293	2500	2500	3360	1,344	6
4	0,308	2400	2400	4080	1,700	6
5	0,323	1400	1400	3420	2,443	6
6	0,347	1200	1200	4200	3,500	6
7	0,354	1500	1500	2700	1,800	6
8	0,364	1500	1500	1920	1,280	6
9	0,371	1200	1200	2160	1,800	6

Низкое число итераций до сходимости на первых двух режимах объясняется тем, что задан физический шаг по времени. На остальных режимах шаг высчитывается автоматически.

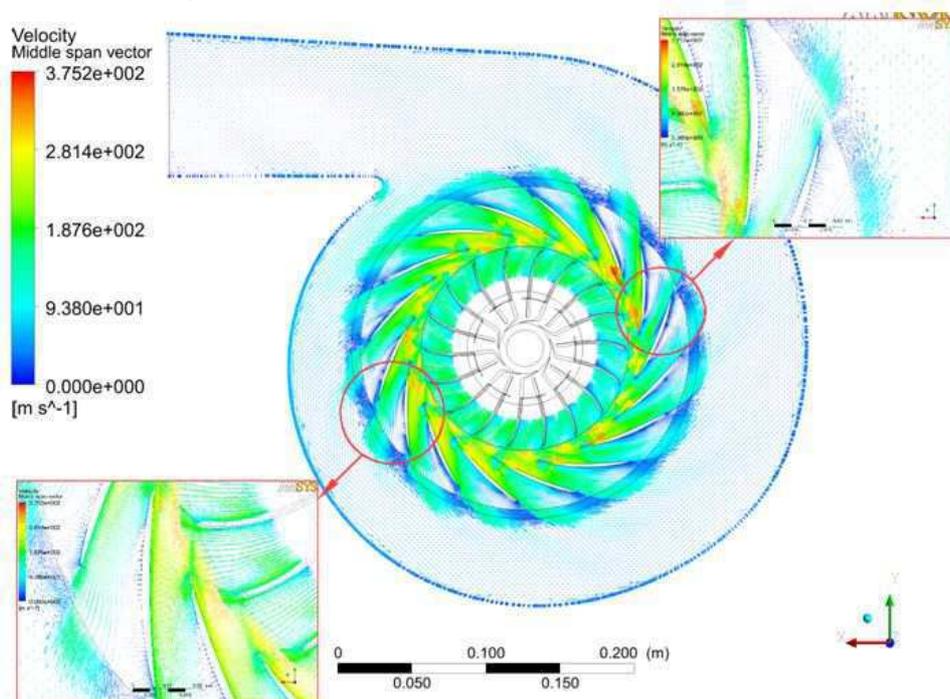


Рис. 4. Векторы скорости в сечении компрессора на средней высоте лопаток при 450 итерациях

На рисунках 4 и 5 представлены различия в структуре потока при 450 и 700 итерациях соответственно. Неопределённости в картине течения выделенные крупнее.

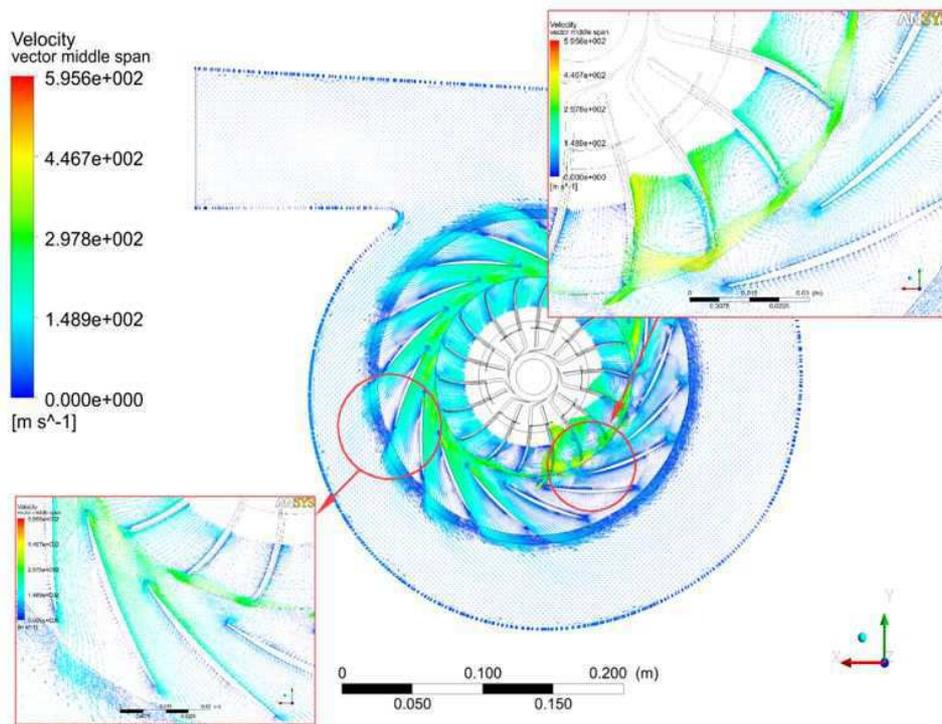


Рис. 5. Векторы скорости в сечении компрессора на средней высоте лопаток при 700 итерациях

Третьим объектом исследования являлся обратно-направляющий аппарат (ОНА) центробежной дозвуковой компрессорной модельной ступени. (исследование диссертанта - Л.Н. Марениной, 2012 г.).

Геометрическая модель построена в приложении ANSYS BladeGen. В среде ANSYS TurboGrid были построены две расчётные сетки, или области. Первая расчётная область включает в себя безлопаточный диффузор (БЛД), поворотное колено (ПК), основную лопатку и часть зазора между основной и спрямляющей лопатками, состоит из 432192 гексаэдров. Вторая расчётная область содержит вторую часть зазора между лопатками, спрямляющую лопатку и выходную часть, состоит из 570392 гексаэдров. Вокруг лопатки строится сетка С-типа, вся остальная расчётная область представляет собой сетку Н-типа. Расчётная сетка имеет сгущение у лопатки, в пристеночных областях и в месте зазора между лопатками, (рис. 6, 7). Все расчёты произведены при модели турбулентности SST.

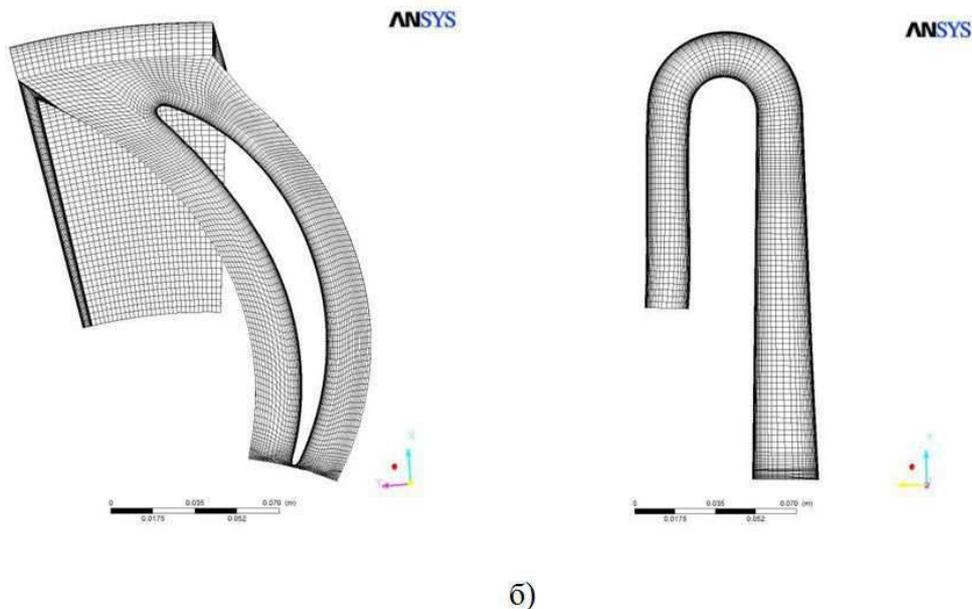


Рис. 6. Расчётная сетка для основной лопатки: а) – радиальная плоскость; б) – меридиональная плоскость

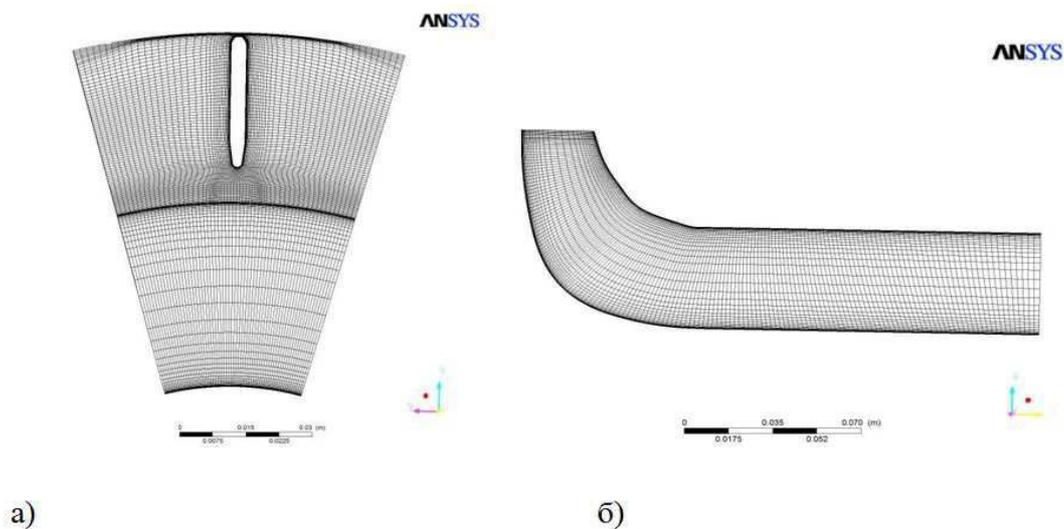


Рис. 7. Расчетная сетка для спрямляющей лопатки: а) – радиальная плоскость; б) – меридиональная плоскость

Так же исследовались варианты при различном построении сетки и формы лопаток, с наличием (составная расчётная область) и без наличия переходной поверхности (расчётная область выполнена единым элементом). В таблице 2 представлено сравнение длительности вычислений для составной из двух отдельных и несоставной расчётных областей. Расчёты производились на одном узле (4 ядра). Сходимость решения достигнута при 1000 итераций в обоих случаях. Данные по длительности времени расчёта приведены для расчёта на 1000 итераций.

Таблица 2. Сравнение длительности вычислений для составной и несоставной расчётных областей ОНА

	Число элементов сетки	Время расчёта, мин.
Составная расчётная область	1348 тыс.	577
Единая расчётная область	996 тыс. эл	358

Проводилось исследование влияния числа лопаток на структуру потока и характеристики ОНА. На рисунке 8 представлено сравнение полей скоростей для вариантов ОНА с числом лопаток 22, 24 и 26 на расчётном режиме (угол входа потока равен 30 градусам).

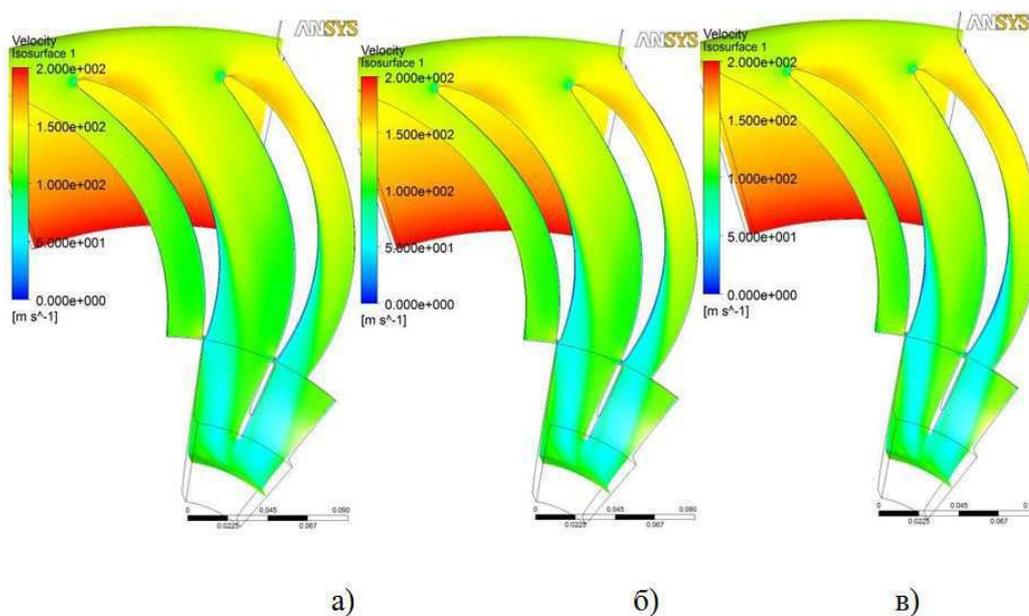


Рис. 8. Линии тока в радиальной плоскости для вариантов расчёта ОНА с БЛД, угол входа потока равен 30 град; а) 22 лопатки; б) 24 лопатки; в) 26 лопаток

На расчётном режиме с углом потока 30° в меридиональной плоскости заметно различие картин течения в ПК, например, отрыв потока в варианте с 22 лопатками несколько меньше, чем в вариантах с 24 и 26 лопатками, что указывает на наличие взаимного влияния элементов. В радиальной плоскости картины течения практически не различаются между собой.

Сейчас нами готовятся новые классы задач, связанных с математическим моделированием рабочего процесса в проточных частях турбокомпрессоров с использованием суперкомпьютерных технологий. Особо отметим, что класс задач, к которому относится данная работа, - класс задач прикладной аэрогидродинамики является чрезвычайно вычислительно ресурсоемким и эффективное их решение возможно только на суперкомпьютерах (например, для ряда задач расчет идет до 10 итераций в сутки на современном персональном компьютере, при приемлемых требованиях к точности и требуемых для сходимости задачи нескольких сотнях итераций).

Авторы выражают благодарность Е.П. Петухову за техническое обеспечение работы кластеров.

Работа выполнена при поддержке Совета по грантам Президента Российской Федерации (грант № МК-5839.2012.8).

ЛИТЕРАТУРА:

1. Гамбургер Д.М. Численное моделирование течения вязкого газа в центробежной компрессорной ступени: методика и результаты [Текст]: дис. ... канд. техн. наук – СПбГПУ, 2009. – 190 с.
2. Кабалык К.А., Галеркин Ю.Б. Отработка методики численного моделирования течения вязкого газа в проточной части одноступенчатого высоконапорного центробежного нагнетателя. XL Неделя науки СПбГПУ. Материалы международной научно-практической конференции. Ч. III. 2011 г. с. 83 – 84.
3. Карнаухова Н.А., Галеркин Ю.Б., Кожухов Ю.В. Исследование пространственного течения в радиальном входном устройстве центробежного компрессора с использованием пакета программ ANSYS CFX. XL Неделя науки СПбГПУ. Материалы международной научно-практической конференции. Ч. III. 2011 г. с. 89 – 90.
4. Никитин Е.Г., Галеркин Ю.Б., Кожухов Ю.В. Результаты моделирования пространственного течения осерадиального рабочего колеса с применением программного пакета Ansys CFX. XL Неделя науки СПбГПУ. Материалы международной научно-практической конференции. Ч. III. 2011 г. с. 92 – 94.
5. Никитин Е.Г., Галеркин Ю.Б., Кожухов Ю.В. Методика построения расчётной сетки осерадиального рабочего колеса центробежного компрессора для расчёта вязкого течения с использованием пакета программ ANSYS CFX. XXXIX Неделя науки СПбГПУ. Материалы международной научно-практической конференции. Ч. III. 2010 г. с. 91 – 93.
6. Титенский В.И., Елифанов А.А. Техническая информация. Полный угол отставания потока. 2009.
7. ANSYS CFX 12.0: Users Manual [Электронный ресурс] / ANSYS Inc., 2009.