

УДК 621.515.1
doi:10.18720/SPBPU/2/id18-104

Денисенко Владимир Васильевич¹

Директор по инвестициям
vdenisenko@mbfkk.spb.ru

Миронов Юрий Рафаилович¹

Главный конструктор
okid@mbfkk.ru

Малев Карен Геннадьевич¹

Начальник отдела агрегатирования
okid@mbfkk.ru

Кожухов Юрий Владимирович²

Кандидат технических наук, заведующий кафедрой «Компрессорная вакуумная и холодильная техника»
kozhlukhov_yv@mail.ru

Данилишин Алексей Михайлович²

Ассистент кафедры «Компрессорная вакуумная и холодильная техника» danilishin_am@mail.ru

Карташов Сергей Владимирович²

Заместитель заведующего кафедрой «Компрессорная вакуумная и холодильная техника» по договорной работе
Sergey.v.kartashov@gmail.com

Неверов Владимир Валерьевич³

Специалист по компрессорным машинам
neverov@entechmach.com

*НАО «Компрессорный комплекс», Санкт-Петербург, Россия¹
ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»²*

ЗАДАЧА ВАЛИДАЦИИ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ДОЖИМНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ ПРИРОДНОГО ГАЗА

Аннотация. Возможности компьютерного моделирования рабочего процесса в многоступенчатых центробежных компрессорах природного газа для магистральных газопроводов позволяют повышать эффективность работы проектируемых компрессоров. Однако, расчет вязких потоков газа в сложных каналах центробежных компрессоров методами вычислительной газодинамики без проведения верификации расчетов и валидации расчетного метода может привести к недопустимым погрешностям при моделировании и последующей оптимизации. Поэтому для повышения точности моделирования до приемлемой в инженерных расчетах точности необходимо проводить процедуру валидации способа постановки задачи, создания расчетной области и других параметров расчета на основе экспериментальных данных.

Ключевые слова: центробежный компрессор, валидация, оптимизация, повышение эффективности, CFD.

Denisenko Vladimir V.¹

Investment Director
vdenisenko@mbfkk.spb.ru

Mironov Yuri R.¹

Chief designer
okid@mbfkk.ru

Malev Karen G.¹

Head of Unit Assembly
okid@mbfkk.ru

Kozhukhov Yury V.²

Candidate of Engineering Sciences, head of the department "Compressor vacuum and refrigeration"
kozhukhov_yv@mail.ru

Danilishin Alexey M.²

Assistant of the Department "Compressor vacuum and refrigeration"
danilishin_am@mail.ru

Kartashov Sergey V.²

Deputy Head of the Department "Compressor Vacuum and Refrigerating Technology" by contractual work
Sergey.v.kartashov@gmail.com

Neverov Vladimir V.³

Compressor Specialist
neverov@entechmach.com

*NAO "Compressor complex", Saint Petersburg, Russia¹
FGAOY VO "Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University"²*

MULTISTAGE CENTRIFUGAL COMPRESSOR GAS-DYNAMIC CHARACTERISTICS VALIDATION PROBLEM OF NATURAL GAS BOOSTER COMPRESSOR STATION

Annotation. The possibilities of computer simulation of the working process in multistage centrifugal compressors of natural gas for main gas pipelines allow to increase the efficiency of the designed

compressors. However, calculation of viscous gas flows in complex channels of centrifugal compressors by methods of computational gas dynamics without verification of calculations and validation of the calculation method can lead to unacceptable errors in the simulation and subsequent optimization. Therefore, to increase the accuracy of modeling to acceptable accuracy in engineering calculations, it is necessary to carry out the procedure of validation of the method of problem statement, creation of the computational domain and other parameters of calculation on the basis of experimental data.

Keyword: centrifugal compressor, validation, optimization, efficiency improvement, CFD.

Условные обозначения

C – скорость;
 P – давление;
 y^+ – безразмерная пристеночная координата;
 η – КПД;
 H – напор;
 Φ – условный коэффициент расхода;
 Q – Объёмная производительность, приведенная к начальным условиям;
 P – отношение давлений;
 n – Показатель политропического процесса;
 Δ – абсолютное отклонение;
 δ – относительное отклонение;
 γ – параметр потока;

Индексы

2-2, 3-3, 4-4, 5-5, 6-6 – индексы контрольных сечений;
* – заторможенные параметры;
 p, p – политропный;
 p – расчетный;
 i – внутренний;

Сокращения

БЛД – безлопаточный диффузор;
ГДХ – газодинамические характеристики;
РК – рабочее колесо;
ЛУ – лабиринтное уплотнение;
ЛД – лопаточный диффузор;
ОНА – обратно-направляющий аппарат;
ЦК – центробежный компрессор;
ПК – поворотное колено.

Введение

Возможность моделирования газодинамических характеристик (ГДХ) полноразмерных многоступенчатых цен-

тробежных компрессоров методами вычислительной гидрогазодинамики на кафедре «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» (КВиХТ) появилась недавно с развитием суперкомпьютерной техники, а именно с открытием для пользователей суперкомпьютерного центра «Политехнический» в 2016 г. на базе ФГАОУ ВО СПбПУ. В связи с этими возможностями встаёт вопрос проведения верификации расчетов вязкого потока методами вычислительной газодинамики ГДХ многоступенчатых центробежных компрессоров.

В многоступенчатой проточной части при расчете вязкого потока от элемента к элементу накапливается вычислительная погрешность значений газодинамических параметров. В представленной работе на примере 8-ступенчатого ЦК выявляются причины и определяется количественное отклонение параметров от экспериментальных значений, намечены дальнейшие шаги исследования.

Ввиду многоступенчатой постановки численного эксперимента появляются дополнительные затраты времени на сходимость задачи, а также увеличение погрешности расчета в целом. Это связано с увеличением количества межсеточных интерфейсов между вращающимися областями (рабочее колесо) и неподвижными элементами (диффузоры), для которых ведется осреднение и перерасчет газодинамических параметров газа между границами расчетных областей. Также заметно увеличивается число элементов расчетной сетки за счет многоступенчатой постановки задачи. Появление в задаче областей со сложной геометрической моделью: входные и выходные камеры,

для которых используется нерегулярная тетраэдрическая расчетная сетка с призматическими слоями, которая уменьшает качество и значительно увеличивает объем расчетной сетки. Ввиду сложного характера течения газа в ступенях центробежных компрессоров моделирование течения чувствительно к выбору модели турбулентности, в настоящий момент существуют отдельные рекомендации для ступеней, поэтому необходимо проведение численных экспериментов для подбора оптимальной модели турбулентности для многоступенчатой постановки.

Обычно модели турбулентности делят на 2 основных типа: высокорейнольдсовые и низкорейнольдсовые, отличающиеся степенью разрешения течения в пограничном слое. Поэтому необходимо построение двух видов расчетных сеток, характеризующихся безразмерной пристеночной координатой y^+ : для высокорейнольдсовых моделей турбулентности с $y^+=(30-300)$ и для низкорейнольдсовых с $y^+=(0.01-2)$.

Таким образом, основные проблемы проведения численного эксперимента многоступенчатых машин являются:

- 1) Выбор модели турбулентности.
- 2) Увеличение расчетной области за счет увеличения числа элементов компрессора: многоступенчатость, увеличение числа зазоров и уплотнений и т.п.
- 3) Увеличение количества межсеточных интерфейсов лопаточных аппаратов, что влияет на погрешность численного эксперимента и время расчета.
- 4) Наличие тяжело сходящихся элементов расчетной области с нерегулярной расчетной сеткой – входная и выходная камеры.

Цель работы: верификационное исследование для численного моделирования характеристик многоступенчатого центробежного компрессора природного газа для полной расчетной модели методами вычислительной газодинамики на совершенном и реальном газе на основе сравнения с экспериментальными дан-

ными и разработка рекомендаций по расчету такого типа машин.

Кафедра «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» СПбПУ Петра Великого в кооперации с ОАО «Компрессорный комплекс» провели первый этап работы по верификационному исследованию численного моделирования ГДХ многоступенчатого ЦК.

На первом этапе методология проведения работы заключается в численном эксперименте существующего центробежного компрессора, для которого имеются результаты воздушных испытаний на открытом стенде ОАО «Компрессорный комплекс». В процессе исследования были проведены расчеты методами вычислительной газодинамики в двух комплексах ANSYS CFX и NUMECA Fine turbo произведена валидация, и верификация по ГДХ проточной части. Использовалась расчетная сетка с $y^+<1$.

Объектом исследования является восьмиступенчатый многоступенчатый центробежный компрессор, предназначенный для работы на дожимных компрессорных станциях природного газа. Общий вид конструкции представлен на (рис. 1).

Введение по теме исследования

Кафедра КВиХТ СПбПУ более 20 лет проводит исследования поэтапно, с постепенным усложнением, в области адаптации коммерческих программ вычислительной газодинамики к моделированию газодинамических характеристик проточной части центробежных и осевых компрессоров. В качестве примера ниже приведена небольшая часть этих работ кафедры.

Так в 2000 г. А. Тевсом была выполнена и опубликована работа, выполненная в программе TASCflow и являющиеся результатом совместной работы сотрудников кафедры с коллегами из ФРГ и Польши [5]. Сделан вывод о действительном характере течения в рабочем колесе центробежного компрессора и отмечена

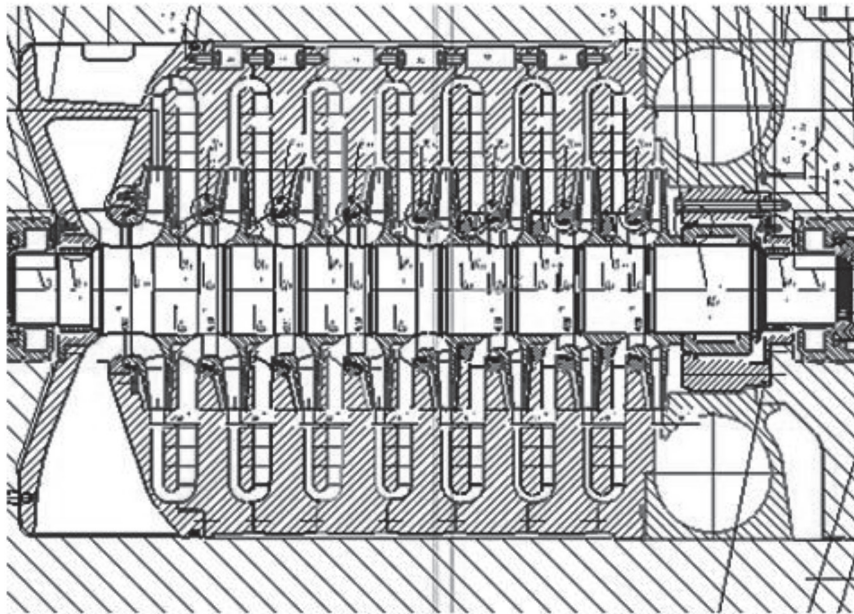


Рис. 1. Общий вид конструкции центробежного компрессора ДКС

возможность применения данных программ для анализа течений в турбокомпрессорах. Далее, в 2006 году защищены магистерские диссертации Н. Лозовой [6], Л. Софроновой [10]. В программе Ansys CFX были отдельно просчитаны и проанализированы неподвижные элементы ступени центробежного компрессора: обратно-направляющий аппарат, лопаточный диффузор и поворотное колесо. Отмечены возможности программы для совершенствования проточной части неподвижных элементов центробежных компрессорных ступеней. Сделан вывод, что для исследуемых элементов модель турбулентности SST (Shear stress transport Модель сдвиговых напряжений Ментера) точнее отражает аэродинамические явления в элементах проточной части. Аналогично в 2009-2010 году защищены магистерские диссертации С. Деминым [3] и А. Мелехиным [8], в которых. Работы отличаются тем, что расчетной областью являлось два элемента проточной части поворотное колесо с обратно-направляющим аппаратом у Демина и лопаточный диффузор с поворотным колесом у А. Мелехина. Во всех работах отработаны основная методология создания расчет-

ных сеток, постановки граничных условий для данных задач, получения и обработки результатов.

Следующим этапом является моделирование ступеней центробежных компрессоров со сравнением с экспериментальными данными, для комплексной оценки и учета погрешностей численного расчета.

В 2009 была защищена кандидатская диссертация Д. Гамбургера [4]. Объектом исследования являлась модельная ступень (РК+БЛД+ОНА) с $\Phi_p=0,048$, разработанная и испытанная на кафедре КВиХТ. Рассматривались различные расчетные сетки, способы задания граничных условий, модели турбулентности. Проведена верификация численного эксперимента с данными натурального эксперимента. Расчет проводился без моделирования лабиринтных уплотнений и междисковых зазоров. На межсеточных поверхностях «Interface» для передачи параметров потока без изменения между вращающейся и неподвижными расчетными областями задавалась опция Frozen Rotor («замороженный» ротор). Среднее отклонение по политропному КПД по полным параметрам составляет 1,2%, максимальное —

2,4%; среднее отклонение по коэффициенту теоретического напора составляет 6,1%, максимальное – 11,8%;

Следующей аналогичной работой такого типа является магистерская диссертация Е. Никитина защищенная в 2013 г [9]. Объектом исследования выбрана малорасходная ступень СВД-22 с $\Phi_p=0,019$, разработанная и испытанная на кафедре КВиХТ. Построено две модели ступени: а) модель с учетом влияния лабиринтного уплотнения и междисковых зазоров (РК + ЛУ + БЛД + ОНА); б) модель без учета влияния лабиринтного уплотнения и междисковых зазоров (РК + БЛД + ОНА), расхождение между моделями составило $\sim 3,6\% \eta_{\pi}^*$. Здесь на межсеточных границах использовалась опция Frozen rotor на несовпадающих границах секторов неподвижных элементов и Stage на границах раздела вращающейся и неподвижных областей.

Аналогичная работа в том же году защищена А. Яблоковым [11] для ступени (РК+ЛУ+БЛД+ОНА) с $\Phi_p=0,028$, где в качестве интерфейса использовался тип Stage для сопряжения входного участка с рабочим колесом и для сопряжения рабочего колеса с безлопаточным диффузором, для остальных границ Frozen rotor.

Сравнение с экспериментом (см. рис.2) дали отклонение порядка $\sim 3\% \eta_{\pi}^*$ по характеристике, а на расчетном режиме менее $\sim 1\%$.

В статьях [1, 14] авторами проведено комплексное исследование расчета среднерасходных ступеней (РК + ЛУ + БЛД + ОНА) с $\Phi_p = 0,064$ и (РК+БЛД+ОНА) $\Phi_p=0,055$ с применением двух типов интерфейсов, влияние моделирования уплотнений, расчета сектора и полной окружности (2π). Применение интерфейса stage во всей расчетной области (между входным патрубком и РК, РК и БЛД, БЛД и ОНА) привело к минимальной погрешности с экспериментом, наибольшая погрешность получается при использовании интерфейса frozen rotor. Отключение от расчетной области междисковых зазоров и лабиринтных уплотнений привело к ожидаемому увеличению η_{π}^* характеристики в среднем на 2,2% в сечении 2-2, и на 1.6%-1.7% в выходном сечении. Расчетные и экспериментальные ступени с $\Phi_p=0,064$ указаны ГДХ на рис. 3.

В работе [2] ступень (ОРК+ЛУ+ЛД) с $\Phi_p=0,09$ показано, что межсеточный интерфейс на входе и выходе из рабочего колеса мало влияет на его характеристики, поэтому при изучении отдельно РК+ЛД

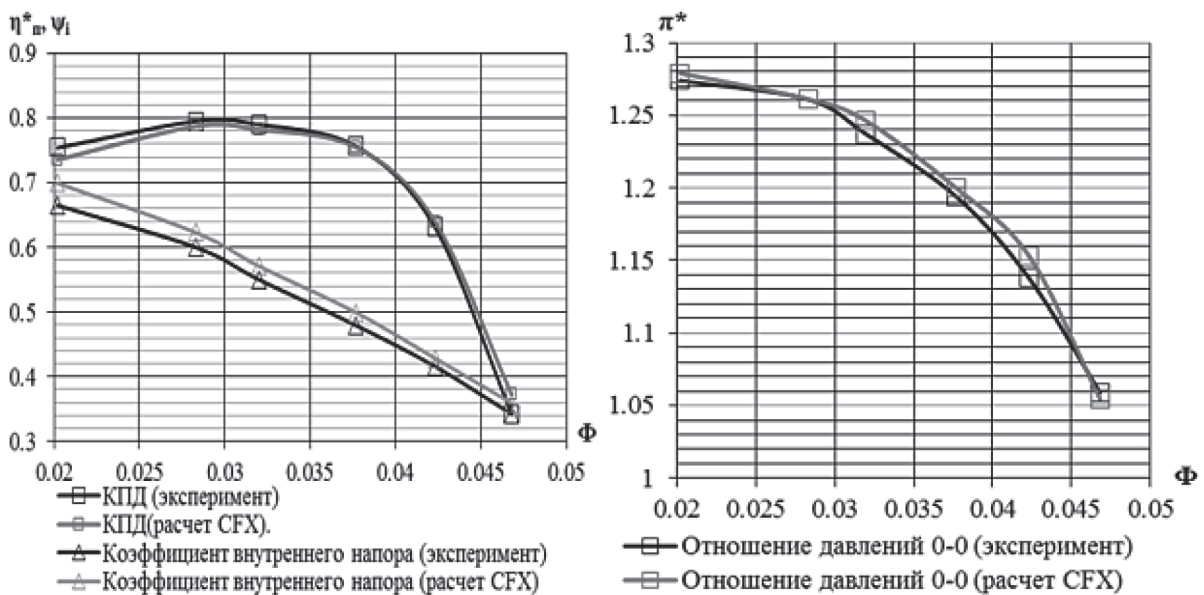


Рис. 2. Экспериментальные и расчетные газодинамические характеристики ступени с $\Phi_p=0,028$ [11].

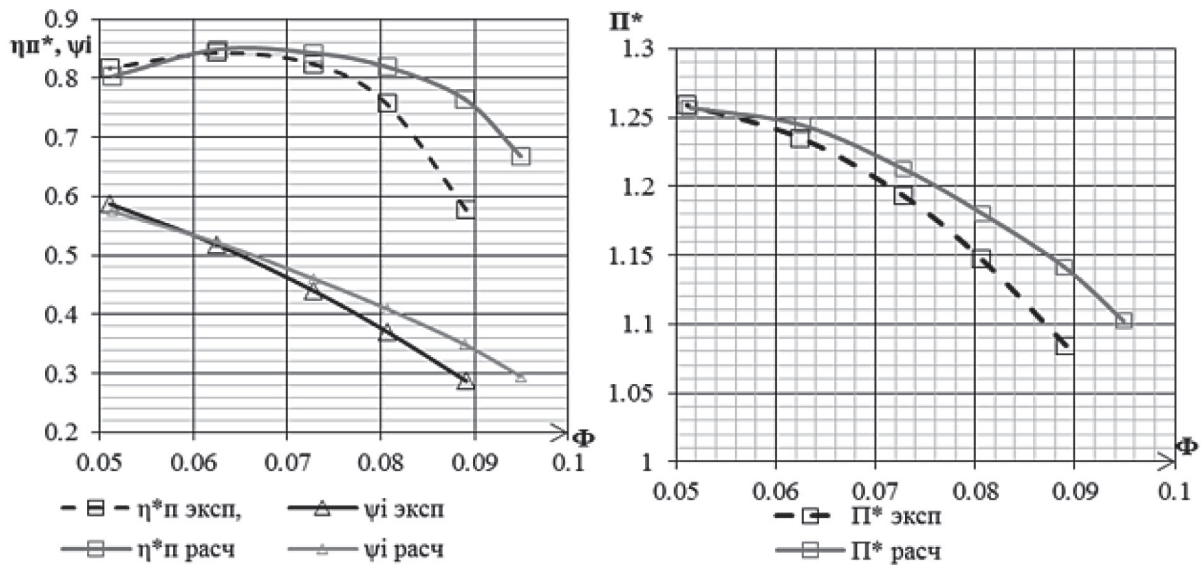


Рис. 3. Экспериментальные и расчетные газодинамические характеристики ступени с $\Phi_p=0,064$ [1,14].

(БЛД) рекомендуется использовать Frozen rotor, или использовать модель с заторможенными стенками БЛД, так как при этом получается выигрыш в скорости вычислений, особенно при многокритериальной оптимизации или многоступенчатой постановке задачи, что было реализовано в работе [13].

Как показывает практика вычислений, практически в любой задаче с интерфейсом Stage и frozen rotor завышен внутренний напор рабочего колеса, что влечет к расхождению характеристики η^* . Также отмечается влияние точности моделирования в зависимости от типа ступени по расходности Φ_r . Наименьшей погрешности по всей характеристике отмечаются малорасходные ступени и с увеличением $\Phi_r > 0.055$ наблюдается смещение характеристики ступени вправо. Для высокорасходных концевых ступеней с осерадиальным колесом смещения не наблюдается. Данное смещение, скорее всего, вызвано увеличивающимися нестационарными процессами в зоне максимального расхода. Во всех задачах для рабочей точки погрешность расчета не превышает $\sim 4\%$, что соответствует погрешности эксперимента согласно международного

стандарту для газодинамических испытаний ISO 5389:2005.

Открытым остается вопрос в применении того или иного межсеточного интерфейса. В работах Гамбургера интерфейс frozen rotor показывает хороший результат, но в данной задаче не учтены лабиринтные уплотнения. В работах Никитина использована оба типа интерфейсов и получен удовлетворительный результат. У Яблокова тоже использованы оба вида интерфейсов и получен достаточно точное совпадение характеристик. Данный вопрос особенно усугубится при многоступенчатой постановке задачи, когда между каждым элементов необходимо устанавливать данный интерфейс.

С «физической» точки зрения интерфейс Frozen-rotor верно моделирует течение струя-след, однако дает погрешность в расчете интегральных характеристик, в свою очередь Stage более точен в расчете, но осредняет по всей длине окружности скорость потока, в том числе след за кромкой РК, что в свою очередь влияет на последующие элементы ПЧ. Скорее всего, для адекватной оценки характеристик в будущем следует отказаться от RANS-методов (стационарная постановка

ка задачи) и перейти к решению URANS-методов (нестационарная постановка задачи). По результатам работы метод [7] приемлемо моделирует нестационарные процессы (предсрыв, вращающийся срыв, зона максимального расхода), а также профили скорости в сечениях за рабочим колесом.

На данный момент нет общей рекомендации использования интерфейсов, поэтому в данной работе будут исследоваться оба вида интерфейсов для оценки качества расчета. Стоит отметить актуальность наличия собственной экспериментальной базы данных, что позволяет избежать грубых просчетов характеристик при моделировании центробежных компрессоров.

Воздушные испытания

Натурные испытания ЦК ДКС проводились на открытом воздушном стенде согласно ISO 5389:2005. Поскольку испытания проводились без теплоизоляции, в расчете параметров учитывались потери энергии за счет теплообмена. Общий вид стенда изображен на рисунке 4. Контрольные сечения отбора параметров потока производились в сечениях Н'-Н', К'-К' в патрубках с $D_y = 700$ мм., где $C < 10$ м/с.

Численный расчет

Первоначально была построена полная модель (рис. 5а) вместе со всасывающей и выходной камерой, всеми зазора-

ми и уплотнениями. Расчетная сетка для полной модели строилась для лопаточных элементов в программе Autogrid5, а для безлопаточных, зазорных и камер в ICEM CFD. Отмечалось значительное количество межсеточных границ и из-за проблем со сходимостью и длительностью решения модель была упрощена и выполнена без входной и выходной камер, т.е. построена неполная модель.

Расчетная сетка неполной модели имеет меньшее число межсеточных границ и была полностью выполнена в программе Autogrid5, которая позволяет строить качественную сетку с неразрывными линиями сети, уменьшающее время расчета за счет равномерного разбиения модели по сеточным блокам, которые распределяются по ядрам вычислительной машины. Кроме этого, программа позволяет строить большинство лопаточных, безлопаточных, зазорных элементов ступени в едином угловом размере, что позволяет соединять ячейки на границах сеток с соотношением 1:1, что исключает необходимость пересчета параметров в местах соединений. Общий вид расчетной сетки представлен на рисунке 6 и 7. Безразмерная пристеночная координата была рассчитана $y^+ = 1$ для использования низкорейнольдсовой модели турбулентности $k-\omega$ и Spalart-Allsmares. Для всех задач рассчитывалась стационарная задача на основе RANS подхода.

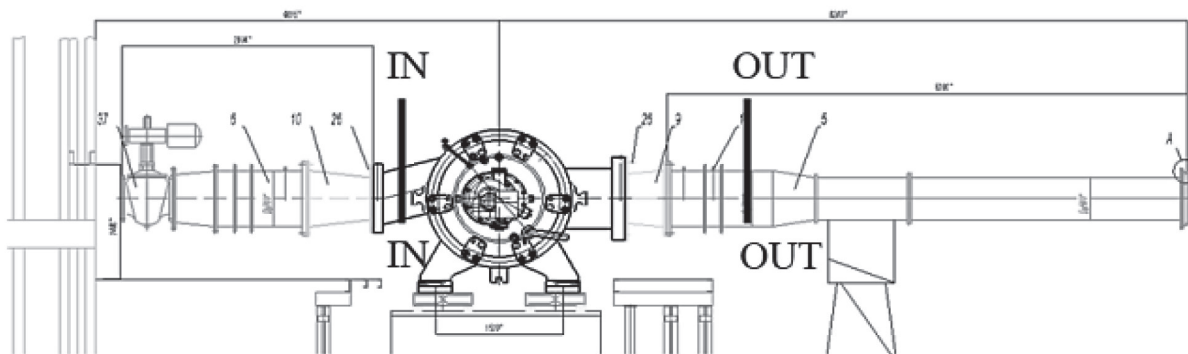


Рис. 4. Общий вид испытательного стенда ОАО «Компрессорный комплекс»

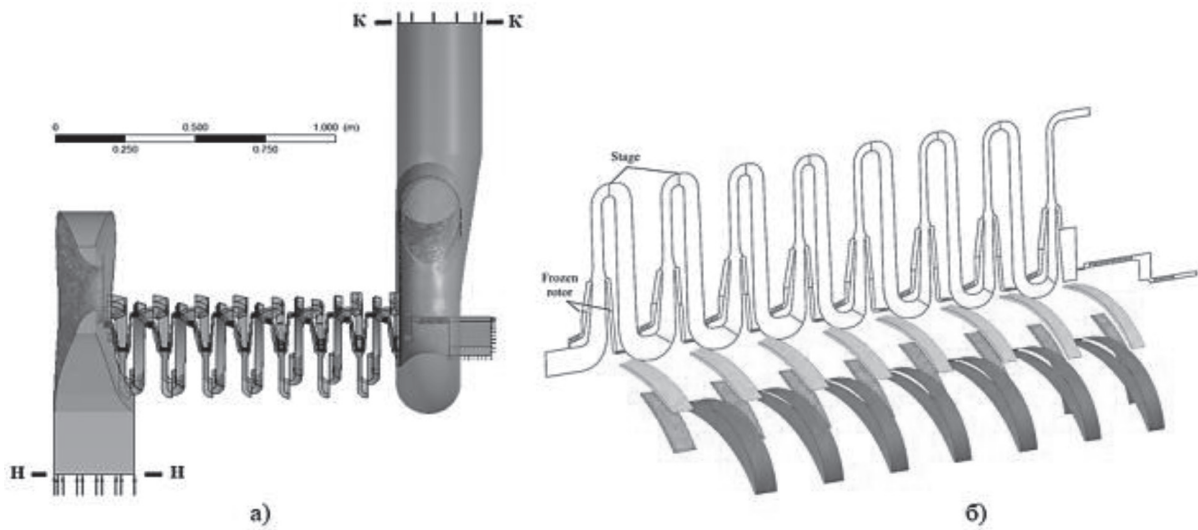


Рис. 5. Построенная полная а) и неполная б) расчетная модель проточной части восьмиступенчатого центробежного компрессора

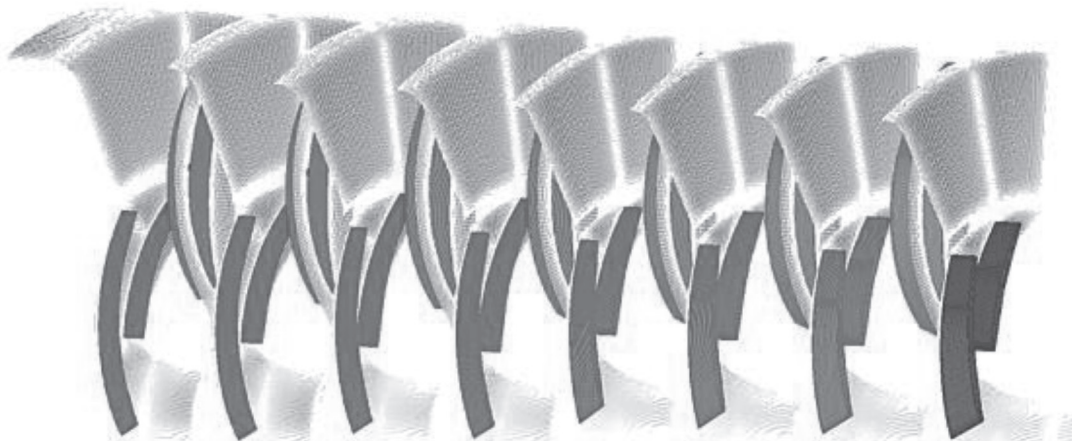


Рис. 6. Общий вид расчетной сетки

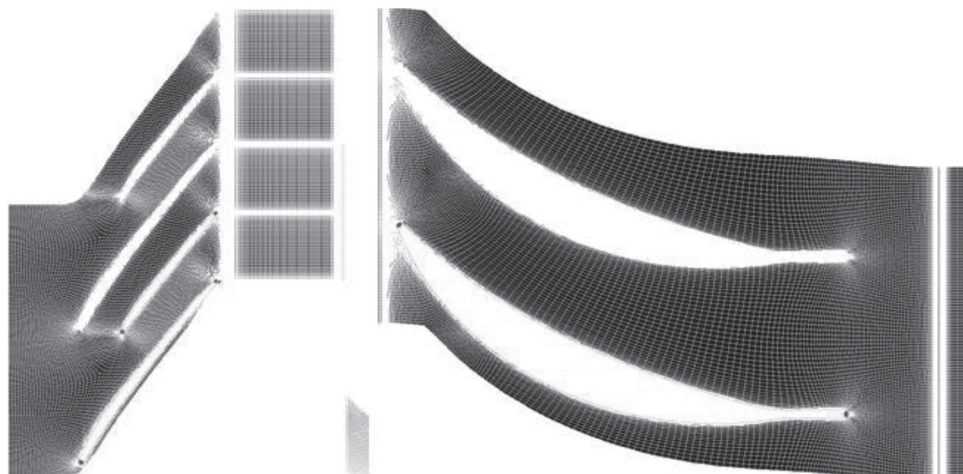


Рис. 7. Вид расчетной сетки в рабочем колесе и обратно направляющем аппарате

Расчеты производились в двух программах вычислительной газодинамики с одинаковой расчетной сеткой, граничными условиями: Ansys CFX v16.2 и Numeca FineTurbo v11.1. Расчет выполнялся для пяти режимов по производительности до получения полностью сошедшегося решения. Контроль сходимости осуществлялся по коэффициенту полезного действия, рассчитываемому по входной и выходной границе задачи. Дополнительный контроль осуществлялся по выполнению условия консервативности основных балансовых уравнений: P-mass, -V, -U, -W-Mom и H-energy, выражаемых небалансом входных и выходных потоков через границы расчетной области. Для корректного расчета значение небаланса должно стремиться к 0, в задаче принято приемлемое значение небаланса равным 0,01 %. Перед основным расчетом были проведены соответствующие расчеты для выполнения сеточной независимости решения. Расчеты без патрубков в исследовании также обусловлены невозможностью расчета в программе Fine Turbo, а также желанием авторов сопоставить результаты моделирования, т.е. провести валидацию расчета.

Расчетная сетка неполной модели имеет порядка 80 миллионов элементов и меньше по сравнению с полной моделью число межсеточных интерфейсов. Напомним, что количество интерфейсов увеличивает время расчета за счет интерполяции параметров потока с одной сеточной границы на другую. Как правило, такие интерфейсы применяются в местах соединения расчетных областей, различающиеся между собой следующими факторами:

1. Изменяется характер системы координат: подвижная и неподвижная, что представляет собой части ротора и статора. В нашем случае это рабочее колесо компрессора и неподвижные области: обратно-направляющий аппарат, лабиринтные уплотнения, зазоры.

2. Угловой размер сектора элемента различается, т.е. возникает из-за разности числа лопаток проточной части.

Все вычисления проводились на следующей вычислительной системе: параметры одного узла кластера в суперкомпьютерном центре «Политехнический»: РСК Торнадо – 2 процессора по 14 ядер (2xXeon E5-2697v3 2.6 GHz 64 GB RAM). Всего 712 узлов (19936 ядер).

На входе в первую ступень для всех расчетов задавались параметры, соответствующие замеренным значениям натуральных испытаний: давление полное P^*_{inl} и температура полная T^*_{inl} . На выходе из последней ступени задавался массовый расход. Для вращающихся элементов задавалась соответствующая частота вращения ротора. Используемая модель турбулентности k- ω для ANSYS CFX, Spallart-Allmaras для Numeca Fine Turbo. Рабочее тело – совершенный газ. Стенки проточной части адиабатически гладкие.

Особенностью задачи является, что в Ansys каждая ступень разделена на роторную и статорную части для минимизации влияния интерфейсов на расчет. Роторная часть представляет из себя рабочее колесо совместно с безлопаточным диффузором, при этом стенки БЛД заторможены. Статорная часть состоит из обратно-направляющего аппарата, лабиринтных уплотнений и межступенчатого пространства. Для задачи Ansys (Stage) основные интерфейсы выбраны следующим образом: frozen rotor по середине междисковых зазоров у основного и покрывающего дисков; stage на входе в рабочее колесо и на срединной части поворотного колена, всего 16 интерфейсов stage и 16 интерфейсов frozen rotor. Для задачи Ansys (Frozen rotor) 32 интерфейса. Аналогичным образом расставлены интерфейсы mixing plane (поверхность смешения, аналог stage) в Fine Turbo.

На рисунке 8 показано распределение политропного КПД отношения полного давления в компрессоре в зависимости

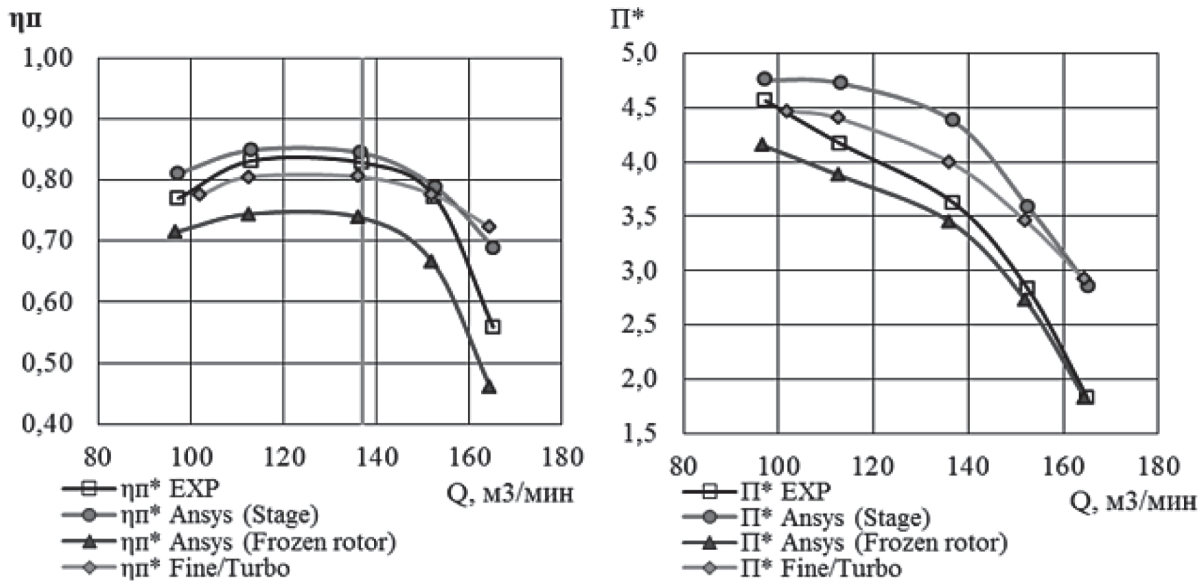


Рис. 8. Графики распределения политропного КПД отношения полного давления в зависимости от объёмного расхода.

от объёмного расхода для расчетов CFX и Fine Turbo с сопоставлением с экспериментальной характеристикой.

Полученные результаты при расчете совершенного газа в CFX stage показывает на расчетном режиме завышение КПД на ~1,2% и отношение давлений P^* на 20,9% в относительных единицах и на ~1% и 0,756 в абсолютных единицах. При расчете CFX frozen rotor занижение КПД на ~11,5% и отношение давлений P^* на 4,7% в относительных единицах и на ~9,6% и 0,172 в абсолютных единицах. При расчете в Fine turbo за нижение КПД на ~2,8% и отношение давлений P^* на 10,4% в относительных единицах и на ~2,3% и 0,376 в абсолютных единицах. Данные по остальным режимам сведены в таблицы 1 и 2.

Расчет относительных и абсолютных погрешностей осуществлялся по следующим формулам:

$$\delta_i = \frac{\gamma_i - \gamma_{i\text{эксп}}}{\gamma_{i\text{эксп}}}$$

и

$$\Delta = \gamma_i - \gamma_{i\text{эксп}}$$

На рисунке 9 изображены графики распределения внутреннего, политроп-

ного напоров, на рисунке 10 графики распределения конечного давления ивнутренней мощности.

При рассмотрении результатов следует учитывать, что расчет проведен без входных и выходных камер, что может заметно повлиять на характеристики. В практике компрессоростроения влияние обеих камер уменьшает КПД всей машины на 4-8%. Также необходимо иметь в виду погрешность при проведении испытаний оцениваемой по стандарту в $\pm 2\%$ и то, что на вход в ступень задавалось давление, считываемое в сечении Н-Н перед всасывающей камерой.

Учитывая выше изложенное, наиболее близкой к эксперименту по КПД дал расчет Ansys (Stage) с погрешностью на расчетном режиме 1,2%, наиболее близким по отношению давлений оказался расчет Ansys (Frozen rotor) с погрешностью на расчетном режиме – 4,7%. Отмечается качественное повторение формы характеристик Ansys (Frozen rotor) и испытаний. Расхождения между расчетом Numesa и CFX достигают 4-9%, более подробно сведены в таблицу 3, и скорее всего связаны с используемыми моделями турбулентности. Все расчеты завышают внутренний

Таблица 1

Относительные δ и абсолютные Δ погрешности КПД по полным параметрам для трех расчетов

№	$\eta_{\text{и}}^*$ Fine/Turbo		$\eta_{\text{и}}^*$ Ansys (Stage)		$\eta_{\text{и}}^*$ Ansys (Frozen rotor)	
	$\delta, \%$	Δ	$\delta, \%$	Δ	$\delta, \%$	Δ
1	29,2%	0,163	23,2%	0,130	-17,6%	-0,099
2	0,6%	0,004	1,7%	0,013	-14,2%	-0,109
3	-2,8%	-0,023	1,2%	0,010	-11,5%	-0,096
4	-3,2%	-0,026	0,8%	0,007	-11,8%	-0,098
5	0,6%	0,005	3,5%	0,027	-9,0%	-0,069

Таблица 2

Относительные δ и абсолютные Δ погрешности отношения давлений по полным параметрам для трех расчетов

№	Π^* Fine/Turbo		Π^* Ansys (Stage)		Π^* Ansys (Frozen rotor)	
	$\delta, \%$	Δ	$\delta, \%$	Δ	$\delta, \%$	Δ
1	59.9%	1.094	56.6%	1.033	0.3%	0.006
2	22.1%	0.628	26.4%	0.749	-3.6%	-0.103
3	10.4%	0.376	20.9%	0.756	-4.7%	-0.172
4	5.5%	0.231	13.2%	0.551	-7.0%	-0.291
5	-2.1%	-0.094	4.2%	0.192	-9.0%	-0.410

Таблица 3

Относительные δ и абсолютные отклонения Δ КПД и отношения давлений по полным параметрам между Ansys (Stage) и Fine/Turbo

№	$\eta_{\text{и}}^*$		Π^*	
	$\delta, \%$	Δ	$\delta, \%$	Δ
1	4.8%	0.033	2.1%	0.061
2	-1.5%	-0.012	-3.4%	-0.121
3	-4.6%	-0.039	-8.7%	-0.381
4	-5.2%	-0.044	-6.8%	-0.321
5	-4.3%	-0.035	-6.0%	-0.286

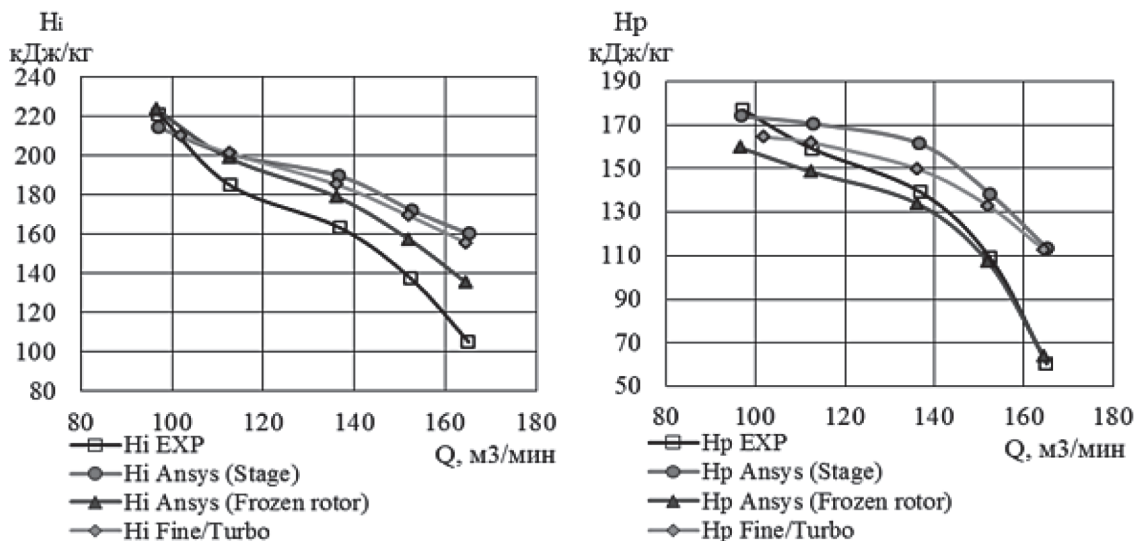


Рис. 9. Графики распределения внутреннего и политропного напора в зависимости от объемного расхода.

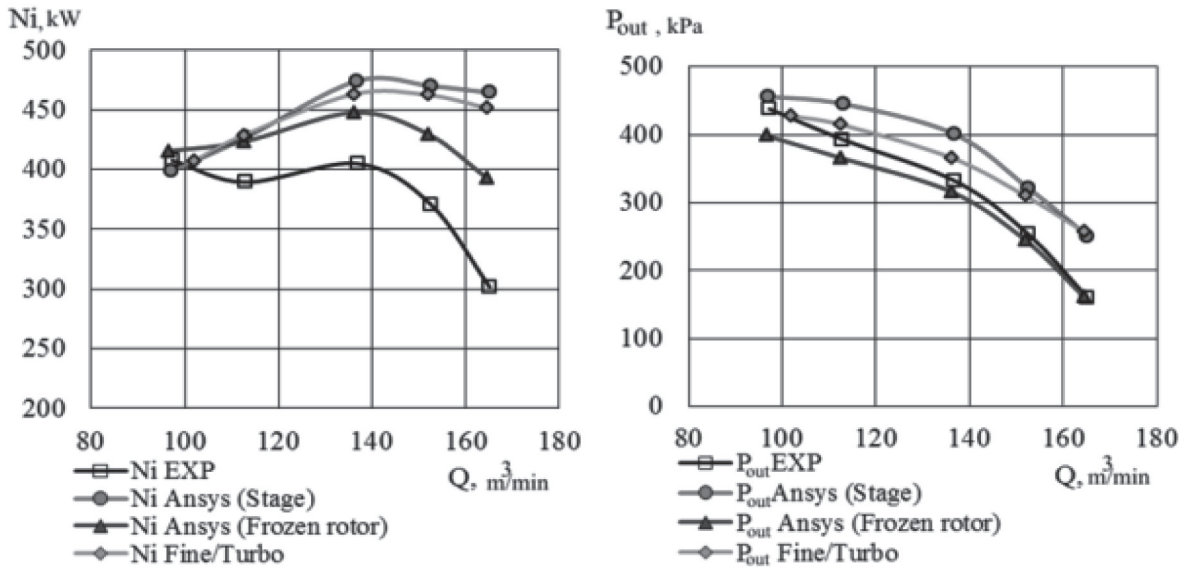


Рис. 10. Графики распределения конечного давления и внутренней мощности в зависимости от объемного расхода.

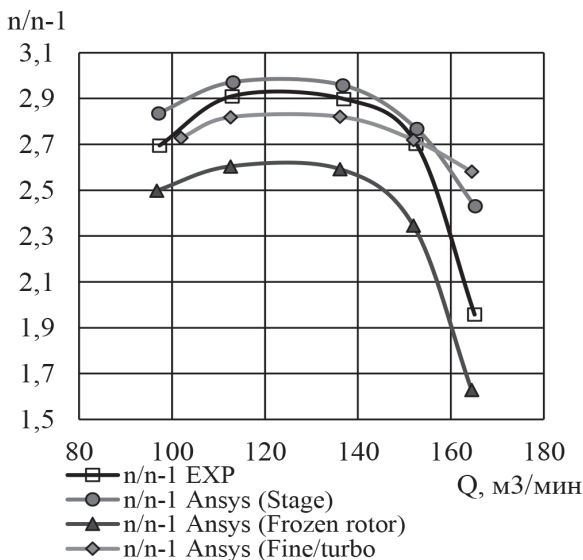


Рис. 11. График распределения комплекса $n/n-1$ в зависимости от объемного расхода

напор компрессора. Соотношение $n/n-1$ на графике рис.11. показывает, что экспериментальная кривая проходит между расчетам stage и frozen rotor.

Заключение.

К сожалению, существующие сегодня методики численного расчета для ступеней ЦК в многоступенчатом компрессоре количественно не могут считаться полностью удовлетворительными, однако при правильном анализе источника воз-

никновения погрешности есть возможность сопоставить результаты двух расчетов и получить вполне удовлетворительный для инженерной задачи результат. Для подтверждения данного вывода следует провести дополнительные верификационные исследования.

Количественные отличия при использовании Stage или Mixing plane, скорее всего, связаны с накопившейся погрешностью осреднения параметров за рабочим колесом и их влияния на следующие элементы, поскольку после каждого интерфейса поток мгновенно смешивается и имеет равномерный по окружности профиль, что увеличивает эффективность элементов, поэтому следует проверить расчет для отдельных ступеней с заданием параметров выхода из ступени на вход последующей. Это позволит уменьшить время счета и погрешность численного расчета, поскольку известно, что моделирование характеристик малорасходных и среднерасходных центробежных компрессорных ступеней качественно и количественно совпадает по КПД и напору с натурным экспериментом в рамках допустимой при инженерных расчетах погрешности $\pm 2\%$ в зоне режима оптимальной производительности. Коли-

качественные отличия при использовании Frozen rotor велики для оценки КПД, но с достаточной точностью верны для отношения давления.

Расчеты многоступенчатых машин в RANS постановке могут использоваться для оценки отношения давлений в компрессоре при условии использования интерфейса Frozen rotor, средняя погрешность отношения давлений составляет порядка 5% в меньшую сторону на расчетном режиме. Также они могут использоваться для определения формы характеристики, поскольку характеристики качественно совпали.

Возникает необходимость в нестационарном расчете характеристик, такие

расчеты рекомендуется проводить в полной окружной постановке, что вызывает повышенную потребность в вычислительных ресурсах. Однако существуют методы, значительно ускоряющие нестационарный расчет, например, метод нелинейных-гармоник, который будет использован в дальнейшем в Fine Turbo [12]. Также будет проведен нестационарный расчет в CFX. Данные расчеты позволяют судить о применимости методов вычислительной газодинамики для расчета многоступенчатых машин и решении проблем точности расчета, возникающих при использовании большого числа интерфейсов при объединении элементов проточной части в единую расчетную область.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Данилишин А.М., Кожухов Ю.В. Анализ влияния на характеристики центробежной компрессорной ступени параметров модели в ANSYS CFX // Неделя науки СПбГПУ: материалы научно-практической конференции с международным участием. Институт энергетики и транспортных систем СПбГПУ. Ч. 2. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. – 228 с.

2. Данилишин А. М. Исследование влияния параметров расчетной области двухзвенных ступеней с $P^*_{ст}=1.3$, $\Phi_p=0.09$ одноступенчатого центробежного компрессора на результаты численного моделирования вязкого потока на основе экспериментальных исследований: магистерская диссертация / А.М. Данилишин; СПбГПУ, ИЭиТС, КВиХТ. – Санкт-Петербург, 2014. – 179 с.

3. Демин, С. Е. Анализ течения вязкого газа в поворотном колене и обратном направляющем аппарате малорасходной ступени центробежного компрессора с использованием программного комплекса Ansys CFX [Текст]: дис. ... магистра / СПбГПУ, 2009. – 96 с.

4. Гамбургер, Д. М. Численное моделирование течения вязкого газа в центробежной компрессорной ступени: методика и результаты [Текст]: дисс. на соиск. уч. ст. к.т.н. / Гамбургер Дмитрий Михайлович. – СПбГПУ, 2009. – 190 с

5. Галеркин Ю.Б., Митрофанов В.П., Геллер М., Тевс А. (ТУ Дортмунд, Германия)

Физические и численные эксперименты по исследованию течения в рабочем колесе промышленного центробежного компрессора. Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ. Под ред. Галеркина Ю.Б. 2010 с 432-452.

6. Лозовая, Н.С. Анализ течения вязкого сжимаемого газа в лопаточной решетке диффузора центробежного компрессора с использованием пакета ANSYSCFX[Текст]: дис. ... магистра / Лозовая Наталья Станиславовна. – СПбГПУ, 2006. – 101 с.

7. Лопулалан, Хенри Домингус. Виртуальный стенд для исследования нестационарных процессов в ступени центробежного компрессора [Текст]: дис. канд. техн. наук: 05.04.06 / Лопулалан Хенри Домингус; Санкт-Петербургский государственный политехнический университет.

8. Мелехин А.А. Анализ течения вязкого газа в безлопаточном диффузоре и поворотном колене малорасходной ступени центробежного компрессора с использованием программного комплекса Ansys CFX [Текст]: дис. ... магистра / СПбГПУ, 2009. – 96 с.

9. Никитин Е.А. Анализ течения вязкого газа в безлопаточном диффузоре и поворотном колене малорасходной ступени центробежного компрессора с использованием программного комплекса ANSYSCFX: дисс. ... магистра – СПбГПУ, 2009. – 94 с.

10. **Софронова, А. А.** Анализ течения в поворотном колене ОНА центробежной компрессорной ступени [Текст]: дис. магистра / Софронова Анна Александровна. – СПбГПУ, 2006. – 182 с.
11. **Яблоков А.М.** Численное моделирование течения вязкого газа в модельной малорасходной ступени центробежного компрессора с условным коэффициентом расхода $\Phi_p=0,028$ [Текст]: дис. ... магистра / СПбГПУ, 2013. – 108 с.
12. **Boldyrev, Y., Rubtsov, A., Kozhukhov, Y., Lebedev, A., Cheglakov, I., Danilishin, A.** Simulation of unsteady processes in turbomachines based on nonlinear harmonic NLH-method with the use of supercomputers // CEUR Workshop Proceedings. Volume 1482, 2015, Pages 273-279.
13. **Danilishin A., Kozhukhov Y., Yun V,** Multi-objective optimization for impeller shroud contour, the width of vane diffuser and the number of blades of the centrifugal compressor stage based on the CFD calculation. IOP Conference Series Materials Science and Engineering 08/2015; Volume 90(1):012047. DOI:10.1088/1757-899X/90/1/012046
14. **Danilishin A., Kozhukhov Y., Gileva L., Lebedev A.** Verification of the CFD calculation on a supercomputer of medium flow model stages of centrifugal compressor. Russian Supercomputing Days: Proceedings of the international conference (September 26-27, 2016, Moscow, Russia). Moscow State University, 2016.