

На правах рукописи



ДРОЗДОВ Александр Александрович

**МЕТОД ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ С
ОСЕРАДИАЛЬНЫМИ РАБОЧИМИ КОЛЕСАМИ**

Специальность: 05.04.06 - Вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург - 2016

Работа выполнена в Федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (ФГАОУ ВО «СПбПУ») в научно-исследовательской лаборатории «Газовая динамика турбомашин».

Научный руководитель: **Галеркин Юрий Борисович**
доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты: **Никифоров Александр Георгиевич**,
доктор технических наук, профессор,
федеральное государственное образовательное учреждение высшего образования «Смоленская государственная сельскохозяйственная академия»,
заведующий кафедрой «Механизации»
Евдокимов Василий Евгеньевич,
кандидат технических наук, старший научный сотрудник,
ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ», технический директор

Ведущая организация: федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана»

Защита состоится «27» сентября 2016 г. в 16:00 на заседании диссертационного совета Д 212.229.09 ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», расположенного по адресу: 195251, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., д. 29, Главное здание, аудитория 118.

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке и на официальном сайте ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (<http://www.spbstu.ru/>)

Автореферат разослан «___» _____ 2016 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
д.т.н., профессор



Хрусталеv Борис Сергеевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работ в области газовой динамики центробежных компрессоров (ЦК) связана с тем, что затрачивается большая мощность на их привод. Их энергетическая эффективность имеет большое значение. В процессе проектирования проточной части следует обеспечить заданное отношение давлений при заданном расходе газа и получить максимально возможный КПД. Значительная потребность отечественной экономики в новых центробежных компрессорах требует развития эффективных методов их газодинамического проектирования.

В СПбПУ на протяжении десятилетий проводились исследования компрессоров динамического действия, процессов и явлений, сопровождающих рабочий процесс. Полученные результаты привели к созданию метода проектирования и газодинамического расчета ЦК. Пакет программ на его основе получил название Метод универсального моделирования (МУМ).

Для перспективных промышленных ЦК востребованы высокорасходные ступени с коэффициентами расхода $\Phi_{расч} = 0,07 - 0,12$, с осерадиальными рабочими колесами (ОРК), имеющими лопатки пространственной формы. Преимущество высокорасходных ступеней - уменьшение радиальных размеров и соответствующее уменьшение массы компрессора. Увеличенные коэффициенты расхода ступеней позволяют рассчитывать на получение предельно высоких КПД. Сложная форма таких рабочих колес приводит к необходимости выработки рекомендаций по их оптимальному проектированию и созданию методики их моделирования – быстродействующего и надежного способа газодинамического расчета. Разработка современных математических моделей для расчета и проектирования центробежных компрессоров и компрессорных ступеней с осерадиальными пространственными рабочими колесами и лопаточными диффузорами является актуальной задачей.

Цель работы

Разработка математической модели для расчета и проектирования высокорасходных центробежных компрессорных ступеней с осерадиальными

рабочими колесами и выработка рекомендаций по проектированию высокорасходных ступеней с осерадиальными рабочими колесами.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие **задачи**:

- определить основные направления развития математических моделей расчета центробежных компрессорных ступеней;
- разработать математическую модель расчета ступеней с осерадиальными рабочими колесами и лопаточными диффузорами;
- произвести поиск значений эмпирических коэффициентов в уравнениях модели (идентификацию математической модели) по результатам испытаний модельных ступеней с лопаточными (ЛД) и безлопаточными (БЛД) диффузорами с целью получения универсальных значений эмпирических коэффициентов для расчета центробежных компрессорных ступеней с различными параметрами проектирования – коэффициентами расхода и напора;
- произвести проверку (верификацию) модели по результатам испытаний промышленных центробежных компрессоров;
- проанализировать различные варианты центробежной компрессорной ступени промежуточного типа с осерадиальным рабочим колесом при помощи разработанной математической модели, программы квазитрехмерного расчета 3DM.023 и CFD-программы NUMECA Fine/Turbo;
- произвести отработку размеров и формы проточной части высокорасходной ступени при помощи разработанной математической модели;
- на основании исследований CFD-методами и с помощью разработанной математической модели предложить рекомендации по проектированию высокорасходных центробежных компрессорных ступеней с осерадиальными рабочими колесами.

Научная новизна работы

- разработана, апробирована и доведена до использования в инженерной практике методика проектирования высокорасходных центробежных компрессорных ступеней с осерадиальными рабочими колесами и соответствующая математическая модель;

– разработанная математическая модель, в отличие от предшествующей, учитывает особенности формы осерадиальных рабочих колес и специфику движения газа в высокорасходных ступенях с лопаточными и безлопаточными диффузорами. В частности, в математической модели потерь напора расчет точки отрыва потока в лопаточной решетке рабочего колеса производится с учетом влияния коэффициента теоретического напора. Учет влияния пространственного характера потока на потери в безлопаточном диффузоре производится в зависимости от его относительной ширины, учет неравномерности потока на выходе из лопаточного диффузора сделан на основании расчетного исследования методами вычислительной газовой динамики;

– полученные универсальные значения эмпирических коэффициентов разработанной математической модели впервые позволяют рассчитывать газодинамические характеристики центробежных компрессорных ступеней всех типов и с разными параметрами проектирования на всех режимах работы, с точностью не менее 1,2 %, согласно результатам идентификации и верификации;

– предложенные новые рекомендации по проектированию центробежных компрессорных ступеней с осерадиальными рабочими колесами позволяют повысить КПД центробежных компрессорных ступеней.

Методы исследования В качестве основного метода исследования применялся численный эксперимент. При решении поставленных задач применялись CFD-метод – пакета программ NUMECA Fine/Turbo, программы расчета квазитрехмерного невязкого потока в лопаточных решетках рабочих колес 3DM.023 и разработанная математическая модель для проектирования и расчета центробежных компрессоров и компрессорных ступеней. Для верификации результатов численных экспериментов использовался метод сравнения с экспериментальными данными.

Личный вклад автора состоит в разработке математической модели расчета высокорасходных центробежных компрессорных ступеней с осерадиальными рабочими колесами и лопаточными диффузорами, получении

универсальных значений эмпирических коэффициентов для разработанной модели, верификации математической модели сопоставлением с экспериментальными данными, выполнении расчетных исследований при помощи математической модели и методов вычислительной газовой динамики, выработке рекомендаций по проектированию центробежных компрессорных ступеней с осерадиальными рабочими колесами.

Основные положения диссертации, выносимые на защиту

– - разработанная математическая модель расчета центробежных компрессорных ступеней с осерадиальными рабочими колесами и лопаточными диффузорами;

– - универсальные значения эмпирических коэффициентов для разработанной математической модели;

– - результаты применения разработанной математической модели, а также CFD-программ (спроектированная центробежная компрессорная ступень);

– - выработанные рекомендации по проектированию высокорасходных центробежных компрессорных ступеней с осерадиальными рабочими колесами.

Практическая значимость работы

В результате работы разработана математическая модель расчета центробежных компрессорных ступеней с осерадиальными рабочими колесами и лопаточными диффузорами, создана компьютерная программа Метода универсального моделирования 6-й версии на основе разработанной модели. Программа использована при выполнении проекта сменной проточной части перспективного центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата (договор № 144503401, заказчик ЗАО «Искра-Авигаз»), серии высокорасходных модельных ступеней (договор № 7/12/140306207, заказчик ПАО «Сумское НПО им. М.Ф. Фрунзе»), при отработке технологии создания высоконапорного двухступенчатого центробежного компрессора (договор № 735.20.1.544-12, заказчик ОАО «Климов»). Газодинамический проект компрессора 32 МВт (договор №7/12/140306207, заказчик ПАО «Сумское НПО им. М.Ф. Фрунзе»),

выполненный с применением разработанной математической модели, был проверен Заказчиком экспериментально, рассчитанный максимальный КПД, равный 90 % подтвержден.

Спроектирована эффективная центробежная компрессорная ступень промежуточного типа с осерадиальным рабочим колесом и безлопаточным диффузором на расчетный условный коэффициент расхода 0,105 и расчетный коэффициент теоретического напора 0,56 для использования в перспективных газодинамических проектах. Выработаны рекомендации по проектированию центробежных компрессорных ступеней с осерадиальными рабочими колесами.

Достоверность результатов

Достоверность предложенной математической модели обеспечивается хорошим совпадением расчетных и экспериментальных данных.

Достоверность результатов математического моделирования газодинамических характеристик центробежных компрессоров подтверждается результатами её верификации, которые показали высокую точность совпадения расчетных и экспериментальных данных для ступеней и многоступенчатых компрессоров с различными расчетными параметрами, типами рабочих колес и неподвижных элементов (средняя погрешность расчета характеристик КПД трех многоступенчатых компрессоров составила 1,2 %, средняя погрешность расчета максимального КПД - 0,8 %).

Достоверность выработанных рекомендаций по проектированию осерадиальных рабочих колес обеспечивается применением современных вычислительных программ, а также положительными результатами сопоставления расчетных и экспериментальных данных.

Апробация работы

Результаты работы были представлены на 21 российской и международной конференции (в т. ч. «International Conference on Compressors and their Systems 2013» Британского об-ва инженеров-механиков, г. Лондон; 22nd International Compressor Engineering Conference, г. Уэст-Лафайетт, США, 2014 г.; «International Conference on Numerical Methods in Industrial Processes»

Всемирной академии науки, техники и технологии, г. Париж, 2015 г.).

Результаты работы удостоены премии конкурса грантов правительства Санкт-Петербурга в 2011, 2012, 2013, 2014 и 2015 годах, премии президента РФ для поддержки талантливой молодежи в 2012 году. Диссертант является получателем стипендии Президента Российской Федерации молодым ученым и аспирантам, осуществляющим перспективные научные исследования и разработки по приоритетным направлениям модернизации российской экономики, на 2016 – 2018 годы.

Публикации.

По теме диссертации автором опубликовано 40 печатных работ, из них 11 работ в журналах из перечня ВАК («Компрессорная техника и пневматика» и Научно-технических ведомостей СПбГПУ), три работы в трудах, входящих в международную базу цитирования Scopus.

Структура и объём диссертации.

Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения и списка литературы. Работа изложена на 236 страницах, диссертация содержит 145 рисунков, 17 таблиц, список использованных источников, включающий 116 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В главе 1 рассмотрены современные подходы к проектированию центробежных компрессоров. Из публикаций научно-технических центров США, Великобритании, Российской Федерации следует, что инженерные методы расчета, основанные на математических моделях, являются обязательным этапом газодинамического проектирования, находят широкое применение и развиваются. Один из них - Метод универсального моделирования ЛПИ – СПбПУ подтвердил свою эффективность многолетним опытом проектирования.

Рассмотрено применение CFD-программ для расчета ЦК, сопоставление расчетных и экспериментальных данных как зарубежными, так и отечественными учеными. Большая часть рассмотренных работ была проведена

для радиальных РК. Анализ показал хорошее совпадение КПД в расчетной точке, существенное превышение рассчитанного коэффициента теоретического напора (порядка 9 %), отмечена тенденция смещения рассчитанных характеристик в сторону больших расходов.

Рассмотрены принципы и подходы к профилированию ОРК при помощи программы квазитрехмерного расчета, которая в дальнейшем применяется при выполнении диссертационного исследования.

Обоснована актуальность применения высокорасходных ступеней с ОРК. Отсюда вытекает необходимость развития математической модели применительно к этим объектам и важность выработки рекомендаций по их оптимальному проектированию.

В главе 2 представлена разработка новой математической модели для осерадиальных рабочих колес и лопаточных диффузоров. В расчет введены все главные размеры ОРК в меридиональной плоскости – рисунок 1 (слева). Это повышает точность моделирования и дает возможность производить оптимизацию рабочего колеса путем варьирования основных геометрических параметров. Для уточненного расчета площади поверхности лопаток предложена схема изменения лопаточного угла по длине лопатки на основании анализа ряда выполненных проектов при участии диссертанта - рисунок 1 (справа).

Для расчета площади лопатки её меридиональная длина разделяется на 40 участков, для каждого из которых определяется его длина $\Delta \bar{l}_{mi}$, высота лопатки \bar{b}_i и диаметр \bar{D}_i . Площадь всей лопатки складывается из суммы площадей каждого участка с учетом изменения угла лопатки рабочего колеса по его длине:

$$\bar{S}_л = \sum_0^i (\Delta \bar{l}_{mi} \cdot \bar{b}_i) / (\sin \beta_{ли} \cos \chi).$$

Исходя из анализа вариантов ОРК, средняя величина угла навала лопатки χ принимается равной 20° .

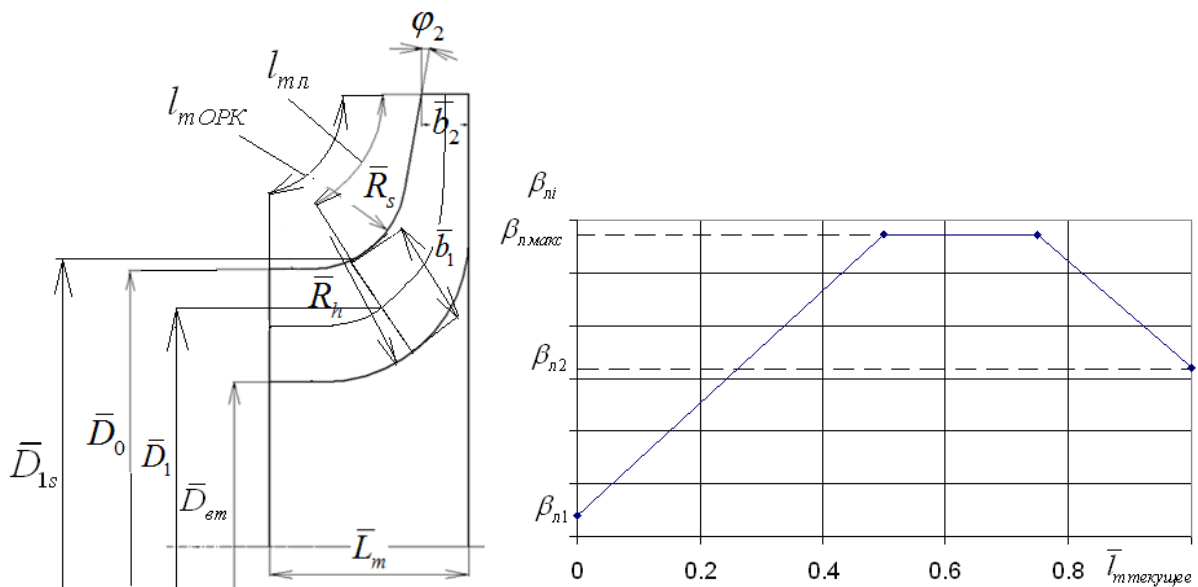


Рисунок 1 - Схема меридиональной проекции ОРК (слева) и схема изменения лопаточных углов по ее длине (справа)

В предыдущих версиях математических моделей потеря движение газа в ОРК рассчитывалось на средней по высоте лопаток поверхности тока. При эмпирических коэффициентах, идентифицированных по испытаниям ступеней с РК традиционного типа, КПД получается завышенным. Потери напора пропорциональны квадрату скорости, которая сильно возрастает на поверхностях тока, лежащих выше средней. В разработанной модели расчетный диаметр определяется в процессе идентификации с помощью эмпирического коэффициента: $\bar{D}_{1calc} = X(i) \cdot \bar{D}_{1s}$, где $X(i) < 1$.

Предложена зависимость положения точки отрыва потока в рабочем колесе от коэффициента теоретического напора: $\dot{w}_s = X(i) \left(1 + X(i) \psi_T^{X(i)} \right)$.

Коэффициент, учитывающий пространственный характер течения в осерадиальных рабочих колесах в новой математической модели рассчитывается в зависимости от размеров проходного сечения на входе в ОРК:

$K_{np} = 1 + X(i) \left(\left(\frac{\bar{D}_0 - \bar{D}_{em}}{\bar{D}_{em}} \right)^{X(i)} \right)$. Скорость потока на периферии ОРК может превышать скорость звука, что приводит к возникновению скачков уплотнения. Для учета данного факта в разработанной математической модели применяются уравнения изменения параметров в скачке уплотнения.

В математической модели ЛД использованы подходы, примененные для модели ОРК, а так же подходы, хорошо зарекомендовавшие себя в предыдущей, хорошо проверенной практикой проектирования 5-й версии математической модели. Расчеты потерь в следующих за ЛД элементах показали, что необходим учет кинетической энергии неравномерного потока на выходе из ЛД. С этой целью были использованы данные расчета типичного лопаточного диффузора и обратно-направляющего аппарата (ОНА) при разных углах атаки по программе ANSYS CFX (расчет магистра Л.Н. Марениной). Скорости, рассчитанные по одномерной модели, ниже, чем скорости пространственного потока, рассчитанные по программе ANSYS CFX. Отношение осредненной по кинетической энергии скорости неравномерного потока c_{4ANSYS} к скорости одномерного потока по математической модели c_{4MVM} показано на рисунке 2.

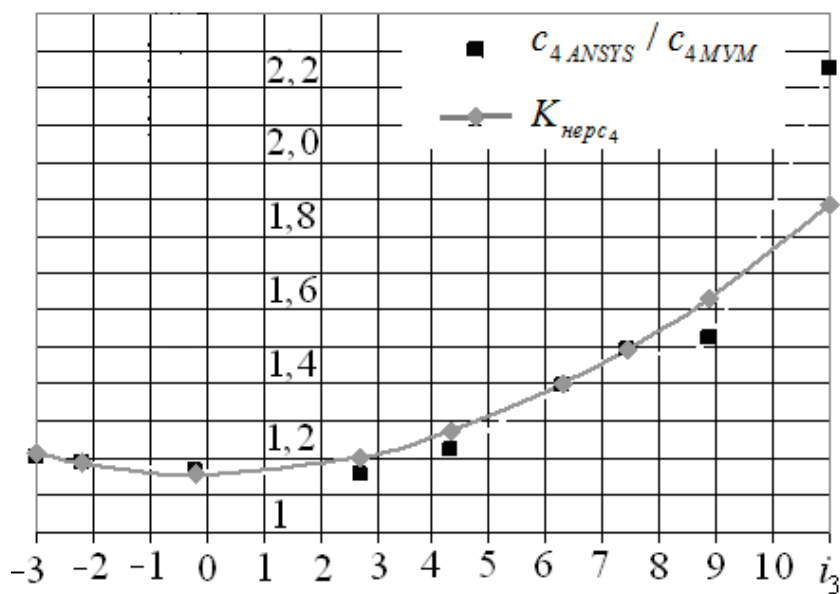


Рисунок 2 - Графики зависимости c_{4ANSYS} / c_{4MVM} и $K_{нерс4}$ в зависимости от угла атаки на входе в ЛД i_3

В результате аппроксимации получена формула:
 $K_{нерс4} = c_{4ANSYS} / c_{4MVM} = 1,16 + 20 \sin^3(|i_3|)$. Соответственно, расчет скорости \bar{c}'_4 производится исходя из треугольника скоростей с учетом коэффициента неравномерности потока по формуле: $\bar{c}'_4 = K_{нерс4} \sqrt{\phi_4'^2 + \bar{c}_{u4}^2}$.

Для цилиндрических РК с профилированными лопатками, средняя линия

которых отличается от дуги окружности, предложена формула расчета текущего угла лопатки: $\beta_{li} = \beta_{n1} + (\beta_{n2} - \beta_{n1}) \bar{l}_i^2$. Это сделано на основе аппроксимации более полутора десятков рабочих колес с различными расчетными параметрами проектирования. Длина лопатки в этом случае определяется как сумма длин участков, на которые разбито РК: $\bar{l}_{PK} = \sum_i \Delta \bar{l}_i$, где длина каждого участка $\Delta \bar{l}_i = \Delta \bar{r} / \sin \beta_{li}$. Площадь лопатки равна $\bar{S}_l = 2(\bar{b}_1 + \bar{b}_2) \bar{l}_{PK} / \pi$. Расчет площади ограничивающих поверхностей скорректирован с учетом наклона покрывающего диска: $\gamma = \arctg(2(\bar{b}_1 - \bar{b}_2) / (1 - \bar{D}_1))$. Аналогичный подход применен для расчета ограничивающих поверхностей ОНА и ЛД.

В главе 3 описан процесс и результаты идентификации и верификации разработанной математической модели. Для идентификации применялась специально разработанная программа «IDENT». В идентификации участвовали результаты 38 испытаний ступеней на различных режимах работы, всего производилось сопоставление 228 значений КПД. Диапазон основных параметров проектирования модельных ступеней: $\Phi_{расч} = 0,028 - 0,080$, $\psi_{T расч} = 0,45 - 0,65$, $\bar{D}_{эм} = 0,25 - 0,373$, $\bar{D}_4 = 1,428 - 1,615$, $M_u = 0,60 - 0,86$, $Re_u = 4,8 \times 10^6 - 6,9 \times 10^6$. Процесс идентификации осуществлялся путем перебора значений эмпирических коэффициентов с расчетом КПД и сравнением с экспериментально определенным значением. Отбирались такие значения эмпирических коэффициентов, при которых различие между рассчитанным и измеренным КПД минимально.

В результате идентификации, средняя погрешность расчета всей выборки ступеней с ЛД и БЛД при моделировании расчетного (максимального) КПД составила 0,71 %, средняя погрешность расчета характеристики по шести точкам составила 2,77 %, средняя погрешность расчета характеристики по пяти точкам (за исключением точки наибольшего расхода) составила 1,27 %. В результате идентификации получены универсальные значения эмпирических

коэффициентов, позволяющие рассчитывать характеристики ступеней с ЛД и БЛД на всех режимах работы.

Результаты идентификации разработанной математической модели проверены (верифицированы) расчетом характеристик трех компрессоров, не участвовавших в процессе идентификации (параметры их ступеней: $\Phi_{расч} = 0,02-0,07$, $\psi_{Трасч} = 0,38-0,8$). На рисунке 3 представлено сопоставление расчетных и экспериментальных характеристик двух четырехступенчатых компрессоров.

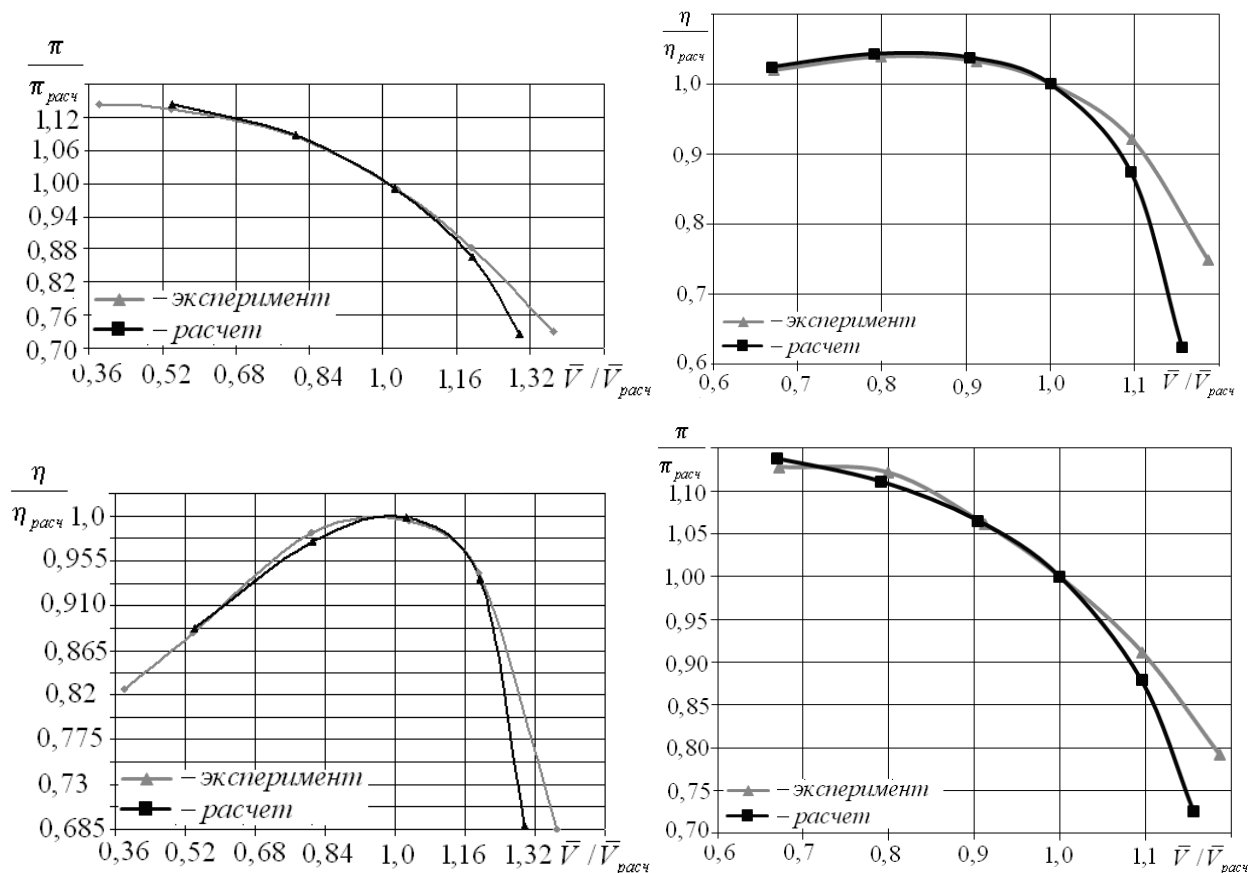


Рисунок 3 - Газодинамические характеристики четырехступенчатого компрессора с БЛД (слева) и ЛД (справа)

Кроме точки максимального расхода совпадение характеристик в пределах точности эксперимента. Средняя погрешность расчета КПД составила 1,2 %, средняя погрешность расчета максимального КПД - 0,8 %. Во всех случаях значения эмпирических коэффициентов не корректировались. Верификация математической модели показала возможность её применения для расчета характеристик компрессорных ступеней с радиальными рабочими колесами и

диффузорами различного типа на всех режимах работы с универсальными значениями эмпирических коэффициентов. Подтверждены хорошие результаты идентификации математической модели.

В главе 4 CFD-методами произведен анализ и оптимизация центробежной компрессорной ступени промежуточного типа с ОРК и БЛД. Основные размеры вариантов ступени рассчитаны диссертантом при помощи разработанной математической модели на параметры: $\Phi_{расч} = 0,105$, $\psi_{T расч} = 0,56$, $M_u = 0,7$, $Re_u = 5600000$, $k = 1,4$, конструктивные ограничения: $\bar{D}_{em} = 0,28$, $\bar{D}_4 = 1,714$, $\bar{\delta}_{рк} = 0,0086$, $\bar{\delta}_{ОНА} = 0,0372$. Для проектирования лопаточной решетки ОРК использовалась программа квазитрехмерного расчета 3DM.023, которая позволяет производить анализ течения в рабочем колесе. В процессе проектирования контролировались: замедление потока на задней поверхности лопатки, неравномерность скоростей по её высоте, обтекание входной кромки лопатки, величина коэффициента теоретического напора.

Численные исследования проведены в программе NUMECA Fine/Turbo. Для оценки корректности расчетов газодинамических характеристик CFD-методами применительно к ступеням с осерадиальными рабочими колесами автором диссертационного исследования проведено сопоставление результатов эксперимента и расчета. Используются экспериментальные данные кафедры компрессоростроения ЛПИ, предоставленные проф. А.М. Симоновым, для двухзвенной ступени ОРК+БЛД с $\Phi_{расч} = 0,08$, $\psi_{T расч} = 0,74$, $M_u = 0,78$. С целью проверки влияния качества сетки было произведено сравнение результатов расчета для неструктурированных сеток, состоящих из 1,083 тыс. элементов, 1,224 тыс. элементов и 1,854 тыс. элементов. Сравнивались три модели турбулентности: модель турбулентности Спаларта-Аллмараса, модель турбулентности SST и модель турбулентности Спаларта-Аллмараса с расширенной функцией стенки (РФС). Расчет производился для сектора с одной лопаткой ОРК, течение газа в зазорах между колесом и статорными частями компрессора не моделировался. На рисунке 4 приведено сопоставление

экспериментальных характеристик (данные проф. А.М. Симонова, ЛПИ) с результатами расчетов программой NUMECA Fine/Turbo.

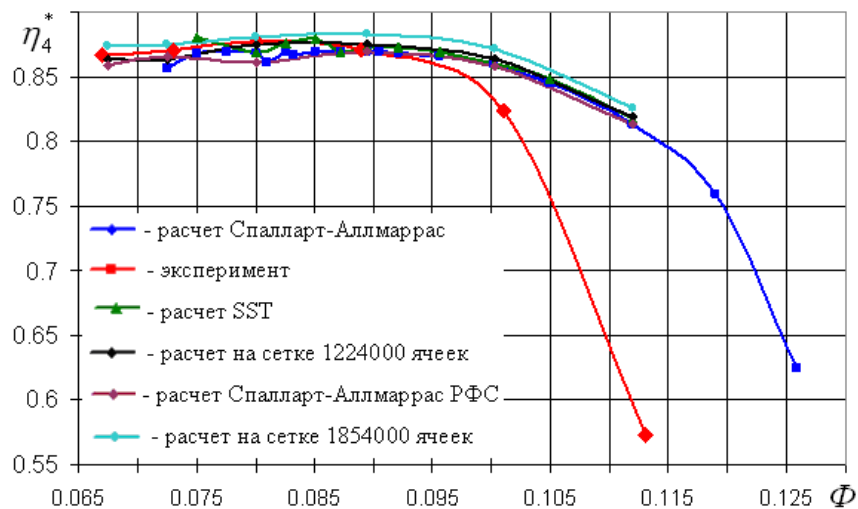


Рисунок 4 - Сравнение экспериментальной и рассчитанных характеристик политропного КПД по полным параметрам двухзвенной ступени ОРК+БЛД

Сопоставление результатов расчета с различными моделями турбулентности при сетке 1,083 тыс. элементов не выявило существенных различий. Для дальнейших расчетов выбрана модель турбулентности Спаларта-Аллмараса согласно рекомендациям фирмы NUMECA. Увеличение числа ячеек до 1,854 тыс. элементов не меняет формы характеристики, но завышает рассчитанный КПД по сравнению с экспериментальным.

Все рассчитанные характеристики смещены в сторону больших расходов. Максимальный расход по расчету больше на 12 %. При коэффициенте расхода 0,09 рассчитанный коэффициент напора выше на 7 %. При этом совпадение рассчитанного и измеренного КПД в области расчетного режима очень хорошее, рассчитанный КПД по модели Спаларта-Аллмараса без учета потерь трения основного диска на 0,4 % больше.

На расчетном режиме работы ступени и на режимах, близких к нему, экспериментальный и рассчитанный КПД хорошо совпадают также и в других известных случаях. Это позволяет провести вычислительный эксперимент с помощью CFD-методов. Рассматриваемые варианты рабочих колес и ступеней сопоставлены по КПД на расчетном режиме работы.

При помощи программы квазитрехмерного расчета 3DM.023 было

спроектировано 7 вариантов рабочего колеса, отличающихся осевой длиной $\bar{L}_m = 0,3$ и $0,35$, высотой лопаток на выходе $\bar{b}_2 = 0,0743$ и $0,0686$, углом навала выходной кромки лопаток χ_2 . Применение отрицательного угла навала лопатки на выходе позволяет уменьшить угол навала лопатки на входе и увеличить проходное сечения горла межлопаточного канала.

Сопоставлены газодинамический (на основе расчетов квазитрехмерного потока) и геометрический (линейное изменение лопаточных углов) способы профилирования лопаток. Сопоставлены ОРК с постоянным и переменным выходным углом лопатки по её высоте. Предполагается, что большие выходные углы лопатки на периферии позволяют компенсировать большие потери напора. Параметры всех сопоставляемых вариантов представлены в таблице 1.

Таблица 1 - Основные параметры рассматриваемых ОРК и их характеристики

	Вариант						
\bar{L}_m	0,3			0,35			
\bar{b}_2	0,0743			0,0686		0,0743	
$\beta_{л}(\bar{L}_m)$	Газодин. проф.	Газодин. проф	Газодин. проф.	Газодин. проф.	Геом. проф.	Газодин. проф	Газодин. проф.
№	1	7	3	5	4	6	2
$z_{ПК}$, шт	15	15	16	16	16	16	13
χ_2 , град	-10	0	-10	-10	-10	-10	-10
$\beta_{л2i}$	var	var	const	var	const	const	var
$\zeta_{ОРК\min}$	0,1378	0,1431	0,1535	0,1408	0,1421	0,1346	0,1580

На первом этапе оптимизации ступени производилась корректировка и уточнение размеров и формы неподвижных элементов ступени. У исходного варианта ступени был обнаружен отрыв потока в БЛД, несмотря на большой угол потока на выходе из ОРК $\alpha_2 = 26,7^\circ$. Были сопоставлены варианты с различной шириной БЛД: $b_3/b_2 = 1,0$, $b_3/b_2 = 0,845$, $b_3/b_2 = 0,731$ с целью ликвидации отрыва. У варианта с $b_3/b_2 = 0,731$ отрыва потока не наблюдается. Исследовалась влияние формы сужения начального участка БЛД на КПД ступени (рисунок 5) и формы поворотного колена (ПК) (рисунок 6).

Исследовалось влияние входного угла лопатки ОНА для вариантов $\alpha_{л5} = 30^\circ$, 32° и 34° . Сформулированные в результате исследования

рекомендации представлены в заключении.

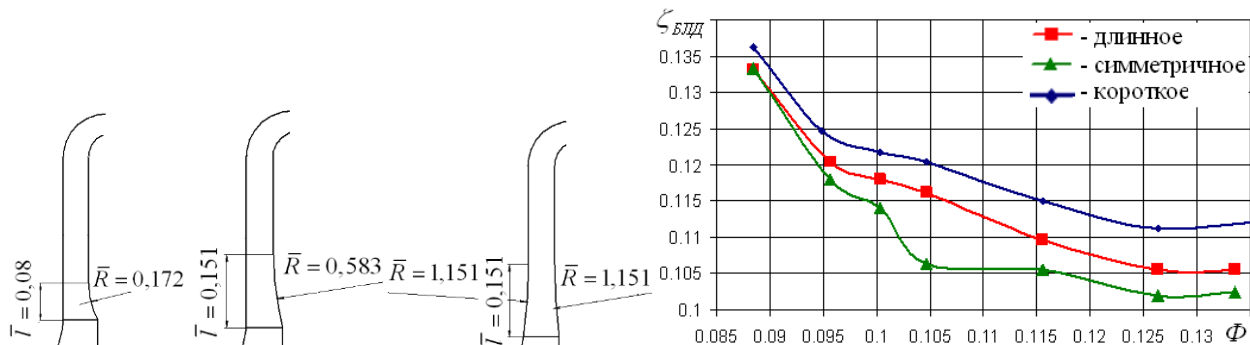


Рисунок 5 - Меридиональная форма и размеры сужения начального участка БЛД (слева) и характеристики коэффициента потерь БЛД (справа)

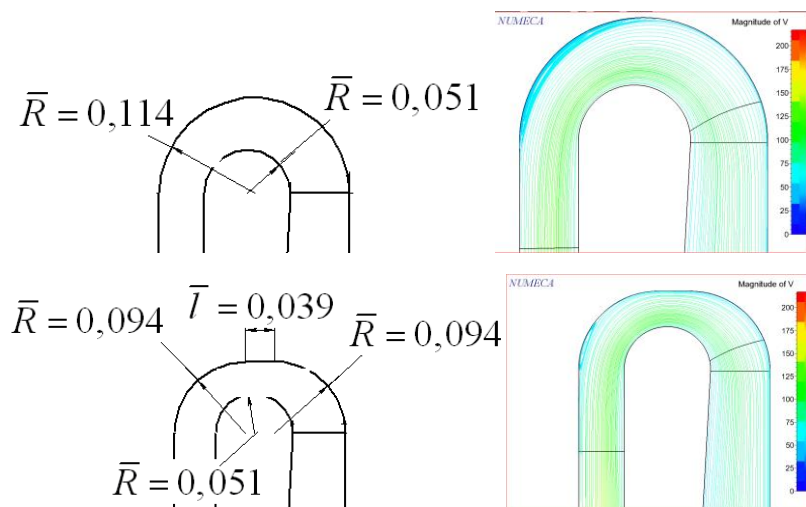


Рисунок 6 - Меридиональная форма поворотного колена и линии тока на расчетном режиме, (NUMECA Fine/Turbo)

Сверху - исходный вариант ПК; снизу – оптимизированный вариант ПК

После отработки геометрии неподвижных элементов были сопоставлены спроектированные варианты ОРК так, чтобы в каждой исследуемой паре ОРК изменялся только один параметр. Делались выводы о влиянии исследуемого параметра на характеристики ОРК и ступени в целом. Сопоставление характеристик КПД ступени с разными вариантами ОРК представлены на рисунке 7. Сформулированные рекомендации по оптимальному проектированию высокорасходных компрессорных ступеней с ОРК представлены в заключении.

В главе 5 произведена идентификация тех эмпирических коэффициентов, которые используются только при расчете потерь напора в ОРК. Для этого

использовались результаты проведенных ранее CFD-расчетов и экспериментальные данные проф. А.М. Симонова (см. рисунок 4). Для идентификации использовались данные CFD-расчетов на расчетном режиме работы ступени.

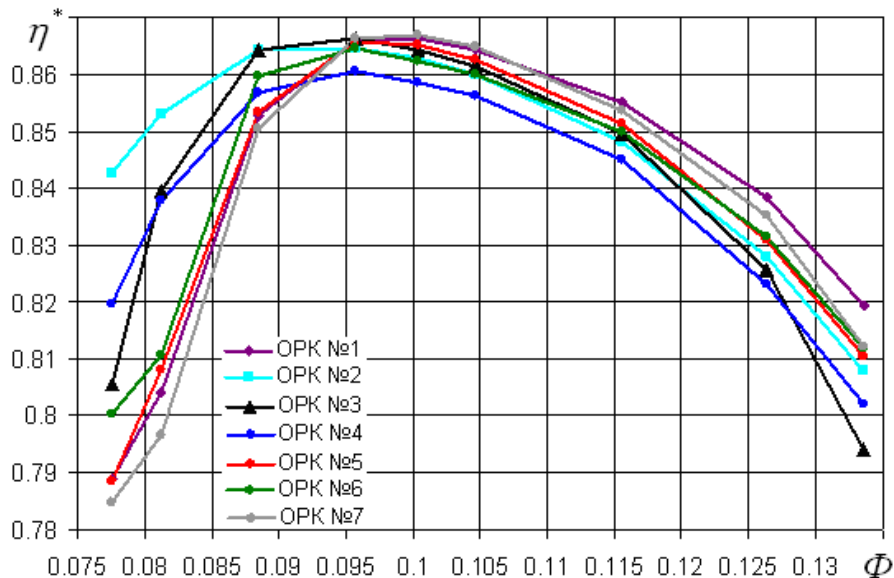


Рисунок 7 - Политропный КПД вариантов ступени по полным параметрам

На рисунке 8 экспериментальная характеристика двухзвенной ступени ОРК+БЛД (данные проф. А.М. Симонова) сопоставлены с расчетом по разработанной математической модели с уточненными эмпирическими коэффициентами. Средняя погрешность расчета КПД по пяти точкам (за исключением максимального расхода) – равна 0,88 %. В расчетной точке погрешность равна 0,39 %.

Результаты идентификации эмпирических коэффициентов математической модели ОРК позволяют перейти к следующему этапу исследования. Разработанная математическая модель позволяет изучить влияние ряда геометрических размеров ОРК на его КПД и КПД ступени в целом. Исследованы четыре группы ОРК с меридиональным размером $\bar{L}_m = 0,26, 0,28, 0,30, 0,35$. Для каждого меридионального размера исследуется влияние числа лопаток z_{PK} , диаметра входа в ОРК \bar{D}_0 , положения входной кромки лопатки $\bar{l}_{m,l}$ (см. рисунок 1). В качестве параметра оптимизации величины \bar{D}_0 используется коэффициент A_D : $A_D = \bar{D}_0 / \bar{D}_{0w0min}$, где \bar{D}_{0w0min} - диаметр входа, выбранный из

условия минимума скорости $\bar{w}'_{1\min}$. Исследовались не только КПД ступени, но и составляющие коэффициента потерь ОРК, скорость на входе в лопаточную решетку, характер наклона напорной характеристики. Оптимальные значения параметров для каждой группы ступеней и достигнутые КПД представлены в таблице 2.

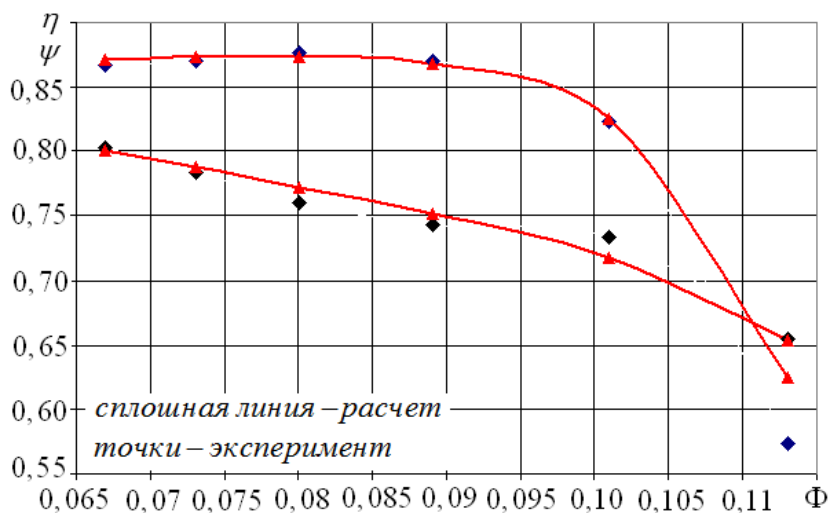


Рисунок 8 - Характеристики двухзвенной ступени ОРК+БЛД

По результатам исследования по отработке размеров ОРК можно сделать следующие выводы: оптимальный входной диаметр \bar{D}_0 на 8 – 10% меньше значения, соответствующего минимуму относительной скорости на входе в ОРК; оптимальный размер $\bar{l}_{m.l}$ лежит в пределах 0,69 - 0,75; оптимальный осевой размер $\bar{L}_m = 0,28$.

Таблица 2 - Геометрические соотношения, лопаточные углы и КПД оптимизированных вариантов ОРК

\bar{L}_m	\bar{D}_0	A_D	z_{PK}	$\bar{l}_{m.l}$	$\beta_{л1}$, град	$\beta_{л2}$, град	η , %
0,35	0,55	0,897	13	0,69	35,2	60,4	85,8
0,30	0,56	0,914	15	0,75	34,3	52	86,2
0,28	0,56	0,914	15	0,69	33,7	54,7	86,3
0,26	0,56	0,914	15	0,69	35,4	54,5	86,2

Газодинамические характеристики оптимизированного варианта ступени рассчитаны по программе NUMECA Fine/Turbo и сопоставлены с характеристиками исходного варианта ОРК №1 – рисунок 9. КПД оптимизированной ступени на расчетном режиме, рассчитанные по

разработанной математической модели и по NUMECA Fine/Turbo совпадают с точностью 0,25 %. В процессе оптимизации КПД ступени повышен на 0,97 %

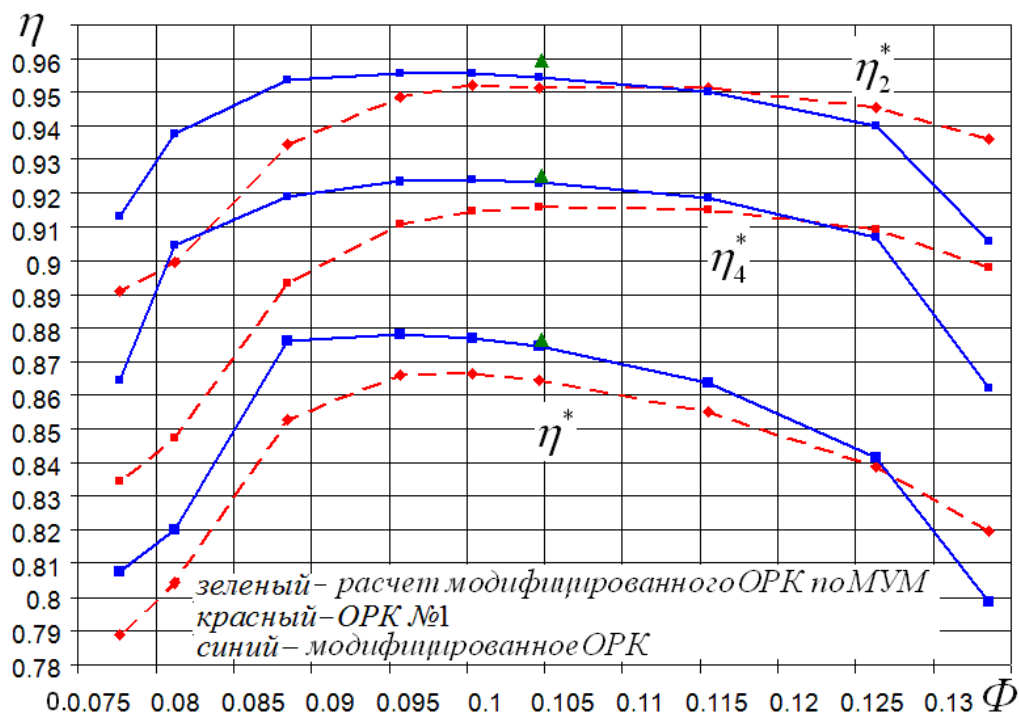


Рисунок 9 - Характеристики КПД ступени, двухзвенной ступени ОРК+БЛД и ОРК

В заключение сформулированы основные результаты работы:

1. Показана актуальность применения высокорасходных ступеней с осерадиальными пространственными рабочими колесами, что требует развития математической модели Метода универсального моделирования применительно к таким ступеням и ступеням с лопаточными диффузорами, определены основные направления развития математической модели.

2. Разработана, апробирована и доведена до использования в инженерной практике методика проектирования высокорасходных центробежных компрессорных ступеней с осерадиальными рабочими колесами и соответствующая математическая модель.

3. Проведена идентификация разработанной модели по результатам испытаний модельных ступеней с лопаточными и безлопаточными диффузорами, осерадиальным рабочим колесом. В результате идентификации математической модели получены универсальные значения эмпирических коэффициентов, позволяющие рассчитывать характеристики ступеней. Средняя

погрешность расчета характеристики КПД 38-ми испытаний модельных ступеней по пяти точкам равна 1,3 %. Для расчетного режима средняя погрешность равна 0,7 %. Результаты верификации (проверки) разработанной математической модели с универсальными значениями эмпирических коэффициентов по результатам приемо-сдаточных испытаний 4-х промышленных компрессоров с ЛД и БЛД подтвердили корректность результатов идентификации. Средняя погрешность расчета характеристики КПД на пяти различных расходах составила 1,2 %, средняя погрешность расчета максимального КПД - 0,8 %. КПД модельной ступени с ОРК в пределах характеристики рассчитан со средней погрешностью 0,88 %.

4. Произведено проектирование и сопоставление 23-х вариантов ступени с осерадиальным рабочим колесом:

- по стандартной методике НИЛ «ГДТ» СПбПУ были спроектированы 7 вариантов осерадиальных рабочих колес с различными подходами к профилированию лопаточных решеток, 6 вариантов безлопаточного диффузора и 7 вариантов ОНА;

- рассчитаны характеристики вариантов ступени по программе NUMECA Fine/Turbo и выработаны приемы проектирования, обеспечивающие получение максимального КПД;

- при помощи математической модели спроектированы и рассчитаны характеристики 70 вариантов ступени с различными размерами и формой рабочего колеса и дополнены рекомендации по проектированию, позволяющему получить максимальный КПД на расчетном режиме.

5. Спроектирована и отработана проточная часть ступени с условным коэффициентом расхода 0,105 и коэффициентом теоретического напора 0,56 для использования в перспективных газодинамических проектах. Ее КПД, рассчитанный по программе NUMECA Fine/Turbo, на 2,5 % больше, чем у исходной ступени.

6. Предложены следующие рекомендации по проектированию центробежных компрессорных ступеней с осерадиальными рабочими колесами:

- оптимальный (с точки зрения максимума КПД на расчетном режиме) входной диаметр \bar{D}_0 на 8-10 % меньше диаметра, соответствующего минимальной входной скорости, параметр A_D должен лежать в пределах 0,897 - 0,914;
- для ОРК с исследованными параметрами оптимальная (с точки зрения максимума КПД на расчетном режиме) меридиональная длина равна $\bar{L}_m = 0,28$;
- оптимальная, с точки зрения максимума КПД на расчетном режиме, величина размера $\bar{l}_{m.l}$, определяющего положение входной кромки, лежит в пределах 0,69 - 0,75. Это соответствует положению входной кромки между радиальным и осевым положениями на криволинейном участке ОРК;
- доказана эффективность профилирования лопаточных решеток на основе анализа диаграмм скоростей квазитрехмерного потока («газодинамический» подхода к профилированию лопаток РК);
- целесообразно применение переменного выходного угла лопатки с увеличением от втулки к периферии для уменьшения неравномерности потока на выходе из ОРК;
- целесообразно применение отрицательного угла навала выходной кромки лопатки для уменьшения угла навала лопатки на входе;
- показана необходимость увеличения угла потока на входе в БЛД на расчетном режиме до 36^0 (вместо рекомендованных для среднерасходных ступеней 25^0) за счет симметричного сужения входного участка диффузора, установлена наилучшая форма сужения начального участка БЛД;
- предложена более эффективная, по сравнению с рекомендуемой, форма поворотного колена ОНА.

ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в изданиях, рекомендованных ВАК РФ:

1. **Галеркин, Ю.Б.** Уточнение алгоритма расчета параметров потока в центробежной компрессорной ступени [текст] / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова, А.А. Дроздов // Научно-технические ведомости СПбГПУ.— СПб., 2010.—

№ 4(110): Наука и образование .— С. 150-157: ил .— (Машиностроение) .— ISSN 1994-2354 .— Библиогр.: с. 156-157.

2. **Галеркин, Ю.Б.** Высокоэффективный одноступенчатый полнонапорный компрессор ГПА (газодинамический проект, результат модельных испытаний) [текст] / Ю.Б. Галеркин, А.Ф. Рекстин, К.В. Солдатова, А.А. Дроздов // Компрессорная техника и пневматика. – 2014. – № 8. – С. 19-24.

3. **Галеркин, Ю.Б.** О применении и расчете КПД проточной части турбокомпрессора [текст] / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова, А.А. Дроздов // Компрессорная техника и пневматика. – 2011. - №8. – С. 18-24.

4. **Галеркин, Ю.Б.** Моделирование газодинамических характеристик центробежных компрессоров при неадиабатном сжатии [текст] / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова, А.А. Дроздов // Научно-технические ведомости СПбГПУ .— СПб., 2013 .— № 3(178) : Наука и образование.— С. 7-16 : ил .— (Машиностроение) .— ISSN 1994-2354 .— Библиогр.: с. 7-16.

5. **Галеркин, Ю.Б.** Совершенствование метода расчета газодинамических характеристик промышленных центробежных компрессоров [текст] / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова, А.А. Дроздов // Компрессорная техника и пневматика. – 2013. - №8. – С. 24-32.

6. **Галеркин, Ю.Б.** Конструирование и оптимизация центробежной компрессорной ступени с осерадиальным рабочим колесом при помощи инженерного метода проектирования [текст] / Ю.Б. Галеркин, А.А. Дроздов // Научно-технические ведомости СПбГПУ .— СПб., 2015 .— № 4(231) : Наука и образование.— С. 179-188: ил .— (Машиностроение).— ISSN 1994-2354.

7. **Галеркин, Ю.Б.** Особенности газодинамического проектирования центробежных компрессоров для газовой промышленности [текст] / Ю.Б. Галеркин, А.Ф. Рекстин, К.В. Солдатова, А.А. Дроздов // Компрессорная техника и пневматика. – 2015. – №5. – С. 4-11.

8. **Галеркин, Ю.Б.** Моделирование газодинамических характеристик центробежных компрессорных ступеней с осерадиальными рабочими колесами [текст] / Ю.Б. Галеркин, А.А. Дроздов // Научно-технические ведомости

СПбГПУ .— СПб., 2014 .— № 3(202) : Наука и образование .— С. 45-53 : ил .— (Машиностроение) .— ISSN 1994-2354.— Библиогр.: с. 45-53.

9. **Солдатова, К.В.** Аппроксимация результатов численного эксперимента по эффективности безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней [текст] / К.В. Солдатова, А.А. Дроздов, О.А. Соловьева // Компрессорная техника и пневматика. – 2015. – №1. – С. 23-27.

10. **Галеркин, Ю.Б.** Радиальные и осерадиальные рабочие колеса центробежных компрессоров – преимущества, недостатки, область применения [текст] / Ю.Б. Галеркин, А.Ф. Рекстин, К.В. Солдатова, А.А. Дроздов // Компрессорная техника и пневматика. – 2015. – №7. – С. 23-32.

11. **Галеркин, Ю.Б.** Оптимизация неподвижных элементов высокорасходной центробежной компрессорной ступени с осерадиальным рабочим колесом методами вычислительной газовой динамики [текст] / Ю.Б. Галеркин, А.А. Дроздов // Компрессорная техника и пневматика. – 2016. – №2. – С. 32-39.

Доклады на международных конференциях

12. **Galerkin, Y.** Centrifugal compressor efficiency types and rational application. [Text] / Y. Galerkin, A. Drozdov, K.Soldatova // Conference “Compressors and their Systems” – London. – 2013. – p. 533 - 542.

13. **Galerkin, Y.** New version of the Universal modeling for centrifugal compressor gas dynamic design. [Electronic] / Y. Galerkin, A. Drozdov // 22nd International Compressor Engineering Conference – West Lafayette. – 2014.

14. **Galerkin, Y.** Sample of CFD optimization of a centrifugal compressor stage. [Electronic] / Y. Galerkin, A. Drozdov // Conference “Compressors and their Systems”. – London. – 2015.

15. **Дроздов, А.А.** Применение одномерных, квазитрехмерных программ и программ вычислительной газовой динамики для оптимального газодинамического проектирования центробежных компрессорных ступеней. [электронный] / А.А. Дроздов // Материалы Международного молодежного научного форума «ЛОМОНОСОВ-2015» – Москва. – 2015.