

На правах рукописи



Солдатова Кристина Валерьевна

**МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА
ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ И СОЗДАНИЕ
УНИВЕРСАЛЬНОЙ БАЗЫ ДАННЫХ МОДЕЛЬНЫХ СТУПЕНЕЙ**

Специальность: 05.04.06 – вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени

доктора технических наук

Санкт-Петербург – 2014

Работа выполнена на кафедре «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет».

Научный консультант:

доктор технических наук,
профессор

Галеркин Ю.Б.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук,
профессор

Хисамеев И.Г.

доктор технических наук,
профессор

Никифоров А.Г.

доктор технических наук,
профессор

Соломахова Т.С.

Ведущая организация: Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Сибирский федеральный университет», г. Красноярск

Защита состоится «07» октября 2014 г. в 16-00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.229.09 ФГБОУ ВПО Санкт-Петербургского государственного политехнического университета: 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29, в Главном здании в аудитории 118.

С диссертацией можно ознакомиться в Фундаментальной библиотеке ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет».

Автореферат разослан « » июня 2014 г.

Учёный секретарь

диссертационного совета Д 212.229.09

доктор технических наук, профессор



Хрусталеv Б.С.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность рассматриваемой проблемы.

В силу огромной энергоемкости новые промышленные центробежные компрессоры (ЦК) должны обладать наивысшим возможным КПД и широкой зоной работы. Это обеспечивается надлежащим газодинамическим проектированием проточной части (ПЧ). Самый быстрый и надежный способ проектирования – это использование характеристик модельных ступеней. Созданная база данных модельных ступеней дает возможность создавать газодинамические проекты центробежных компрессоров с минимальными затратами по времени и на современном техническом уровне. Обычный путь – создание новых модельных ступеней с их экспериментальной отработкой – однако, это длительный и дорогостоящий процесс.

По данным американской проектно-конструкторской организации Concept ETI создание одной ступени стоило 180-240 тыс. долларов США в ценах 1990-х гг., поэтому имеющиеся у предприятий наборы из многих десятков модельных ступеней используются длительное время. В их проточных частях не отражены современные возможности повышения эффективности и современные требования. В распоряжении отечественных предприятий нет новых рядов модельных ступеней. Кроме того, имеющиеся ступени не всегда отвечают газодинамическим параметрам и конструктивным ограничениям новых ЦК.

Диссертантом предложено создать такую базу данных модельных ступеней без индивидуальной экспериментальной отработки каждой ступени. Создание базы со ступенями, обладающими высоким КПД и широкой зоной работы, решает актуальную проблему совершенствования методов проектирования.

Целью исследования является создание новых моделей расчета газодинамических характеристик, компьютерных программ новой версии, модельных центробежных компрессорных ступеней и базы данных этих ступеней для использования в проектной практике.

Для достижения поставленных целей решены следующие задачи:

1. Проведен анализ современного состояния методов математического моделирования;
2. Систематизирована, проанализирована и откорректирована информация о результатах испытания компрессоров нового поколения;
3. Проведен анализ соответствия газодинамических характеристик 37 компрессоров по результатам приемо-сдаточных испытаний и проектных характеристик по моделям 4-й версии. Отобрана информация по 16 компрессорам, характеристики которых соответствуют современным требованиям и могут быть использованы для разработки базы данных модельных ступеней нового поколения;
4. Разработаны теоретические основы для совершенствования метода расчета газодинамических характеристик;
5. С учетом предложенных теоретических положений разработана модель расчета газодинамических характеристик 5-й версии реализованная в компьютерных программах для расчета ступеней и компрессоров;
6. Произведена идентификация математических моделей, показавшая возможность точного описания характеристик испытанных компрессоров единым набором эмпирических коэффициентов;
7. Разработаны компьютерные программы ССРМ-G5E, ССПМ-G5E, РСХЦК-G5;
8. Создана база данных модельных ступеней семейства 21 CV.

Научная новизна состоит том, что:

- предложена и введена в алгоритм расчета компрессоров и ступеней усовершенствованная схематизация диаграмм скоростей на поверхностях лопаток рабочего колеса;
- предложена новая схема учета формы рабочего колеса, определяющая площадь входного сечения. В результате уточняется расчет производительности ступени на режиме безударного обтекания;

- получена новая зависимость вихревых потерь от степени отклонения потока лопатками рабочего колеса, в результате повышена точность расчета характеристик ступеней с рабочими колесами разных типов;

- теоретически исследовано изменение параметров потока во входном патрубке модельных ступеней;

- произведен учет влияния протечек в лабиринтных уплотнениях;

- разработана математическая модель расчета потерь связанных с поверхностным трением для гидравлически гладких и шероховатых поверхностей, в результате достигнута возможность корректного моделирования характеристик в практически используемом диапазоне критерия Рейнольдса;

- разработан метод расчета режима запираания лопаточных аппаратов при достижении скорости звука в минимальном входном сечении. В результате корректно определяется максимальный расход ступени;

- разработан и введен в алгоритм расчета компрессоров способ прогнозирования точки отрыва потока на лопатке РК, в результате реализована схема расчета условий течения в рабочих колесах с небольшими коэффициентами напора. При едином наборе эмпирических коэффициентов уменьшилась погрешность в расчете КПД ступеней с разными коэффициентами напора;

- учтено различие между «истинным» КПД (расчет с переменным показателем политропы) и измеренным политропным КПД, определяемым по начальным и конечным температурам и давлениям.

Практическая значимость работы.

Значение результатов для теории.

В результате работы дополнительное теоретическое обоснование получил метод универсального моделирования, расширены его возможности для проектирования компрессоров промышленного назначения с максимальным КПД и широкой зоной работы.

Значение результатов для практики.

В процессе работы разработана модель расчета газодинамических характеристик ступеней и компрессоров, созданы компьютерные программы новой версии, обладающие более высокой точностью и универсальностью.

Создана база данных из 68 модельных ступеней с широким диапазоном коэффициентов напора и расхода, что расширяет возможности проектирования.

Выполнен ряд проектов по заказам промышленности с использованием новой разработанной модели расчета газодинамических характеристик.

Достоверность результатов.

Достоверность и обоснованность полученных научных результатов подтверждаются корректностью использования известных научных положений газовой динамики и термодинамики, сопоставлением результатов расчётных и экспериментальных исследований, практикой проектирования компрессоров и создания модельных ступеней. Основные теоретические и экспериментальные разработки, представленные в диссертации, основаны на применении методов теории моделирования, планирования, проведения и обработки результатов эксперимента.

Достоверность научных положений и выводов обеспечивается тем, что теоретически обоснованные модели расчета характеристика ЦК, идентифицированные по результатам испытания современных модельных ступеней, корректно моделируют характеристики промышленных ЦК, полученных при официальных ПСИ.

Апробация работы. Результаты работы были представлены на 9-й, 14-й, 15-й Международных конференциях по компрессоростроению (г. Казань, 2007, 2011, 2012 гг.), Международном научно-техническом конгрессе «Энергетика в глобальном мире» (г. Красноярск, 2010 г.), 4-м Всероссийском форуме студентов, аспирантов и молодых ученых (г. Санкт-Петербург, 2010 г.), 2-й, 3-й, 4-й, 5-й Международных научно-практических Интернет-конференциях «Молодежь. Наука. Инновации» (г. Пенза, 2010, 2011, 2012, 2013 гг.), Международной конференции по турбомашинам (Польша, г. Лодзь, 2011 г.), LIX Научно-технической сессии по проблемам науки газовых турбин. (г.

Санкт-Петербург, 2011 г.), Международной научно-технической конференции «Климовские чтения». Перспективные направления авиадвигателестроения. (г. Санкт-Петербург, 2013 г.), Международной конференции «Компрессоры и их системы» (Великобритания, г. Лондон, 2013 г.).

Личный вклад состоит в разработке математической модели расчета газодинамических характеристик, непосредственном участии в разработке компьютерных программ, выполнении идентификации и верификации новой математической модели, создании базы данных модельных ступеней семейства 21CV, выполнении проектов по заказам промышленности на основе разработанного метода и созданных модельных ступеней.

Реализация работы в промышленности.

На основе созданной базы данных модельных ступеней и модели расчета газодинамических характеристик выполнены проекты по заказам промышленности объемом 15 500 000 рублей, а именно:

1. Одноступенчатый полнонапорный линейный компрессор мощности 32 МВт;
2. Шестиступенчатая сменная проточная часть (СПЧ) мощностью 16 МВт с высоконапорными рабочими колесами и лопаточными диффузорами;
3. Спроектирована серия модельных ступеней в диапазоне расчетных коэффициентов расхода 0,10 - 0,015;
4. Разработана методология создания высоконапорных компрессоров на основе современных методов постановки и анализа экспериментов, в том числе отработана технология создания высоконапорного двухступенчатого центробежного компрессора для перспективных вертолетных двигателей;
5. Созданная база данных модельных ступеней используется в проектной работе кафедры «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» СПбГПУ.

Публикации. По теме диссертации автором опубликована 31 работа. Основные результаты опубликованы в научно-техническом журнале «Компрессорная техника и пневматика», в Научно-технических ведомостях СПбГПУ, Известиях Высших Учебных Заведений «Проблемы Энергетики»,

Трудах научной школы компрессоростроения СПбГПУ, в Трудах 15-й Международной конференции по компрессоростроению, в Трудах Международной конференции «Компрессоры и их системы», в монографии «Моделирование рабочего процесса промышленных центробежных компрессоров. Научные основы, этапы развития, современное состояние».

Основные положения, выносимые на защиту:

Разработанные модели расчета газодинамических характеристик ступеней и компрессоров, позволившие перейти к 5-й версии компьютерных программ.

Результаты идентификации на основании полученных в 1990-е гг. экспериментальных характеристик ступеней семейства 20СЕ, которые доказали возможность точного моделирования единым набором эмпирических коэффициентов.

Результаты моделирования газодинамических характеристик компрессоров нового поколения, успешно прошедших приемо-сдаточные испытания.

Создание базы данных из 68 модельных ступеней и пример ее эффективного использования при проектировании новых компрессоров.

Структура и объем диссертации. Структура диссертации обусловлена целью, последовательностью решения основных задач исследования и включает введение, пять глав, заключение, список литературы, приложение. Работа изложена на 304 страницах, содержит 133 рисунка, 20 таблиц.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении представлены основные исходные положения, обоснована актуальность, научная новизна, достоверность результатов, практическая значимость, личный вклад, перечислены методы исследования, апробация, реализация работы в промышленности, публикации, основные положения, выносимые на защиту, кратко изложено содержание разделов работы.

В главе 1 анализируется современное состояние проблемы. Показана потребность в новых высокоэффективных компрессорах для базовых отраслей промышленности, особенно для добычи, транспортировки и хранения

природного газа. Приведены данные об огромном энергопотреблении компрессорного парка, для снижения которого новые компрессоры должны иметь высокоэффективные проточные части. Рассмотрены существующие методы газодинамического проектирования, наиболее современные из которых разработаны в Concept ETI (США), «НИИ Турбокомпрессор» (респ. Татарстан), ОАО «Невский завод» (Россия), на кафедре КВХТ СПбГПУ (Россия) Представлено современное состояние метода универсального моделирования СПбГПУ, что необходимо для поиска направлений его совершенствования.

В главе 2 рассмотрена проектная практика применения метода универсального моделирования, указаны области его применения, приведены данные о выполненных проектах по данному методу, представлены примеры протоколов приемо-сдаточных испытаний (ПСИ) участвовавших в работе и методика проведения экспериментов.

В период 1991-2014 гг. выпущено более 350 компрессоров 51 типа, с суммарной мощностью 4,3 млн. кВт, N_{\max} спроектированных ЦК – 32 МВт, максимальное отношение давлений – 21,3, максимальное количество ступеней – 14, максимальное конечное давление – 12 МПа, $\eta_{\max} = 87,6\%$, наилучший коэффициент («запас по помпажу») $\bar{m}_{\text{крит}} / \bar{m}_{\text{опт}} = 0,35$.

На рис. 1 показаны характеристики ЦК и СПЧ, по которым диссертанту предоставлены результаты приемо-сдаточных испытаний.

На рис. 2 показаны примеры моделирования характеристик, для чего для каждого из 16-ти ЦК пришлось подбирать собственный набор эмпирических коэффициентов. При хорошем соответствии измеренных КПД и отношения давлений по газодинамическому проекту, заметные отличия имеют место на нерасчетных режимах. Это не позволяет использовать рассчитанные характеристики ступеней ЦК в новых проектах (как модельные ступени) при других значениях критериев подобия и при неполном геометрическом подобии. В результате возникла потребность в разработке новой версии модели расчета характеристик и соответствующих компьютерных программ.

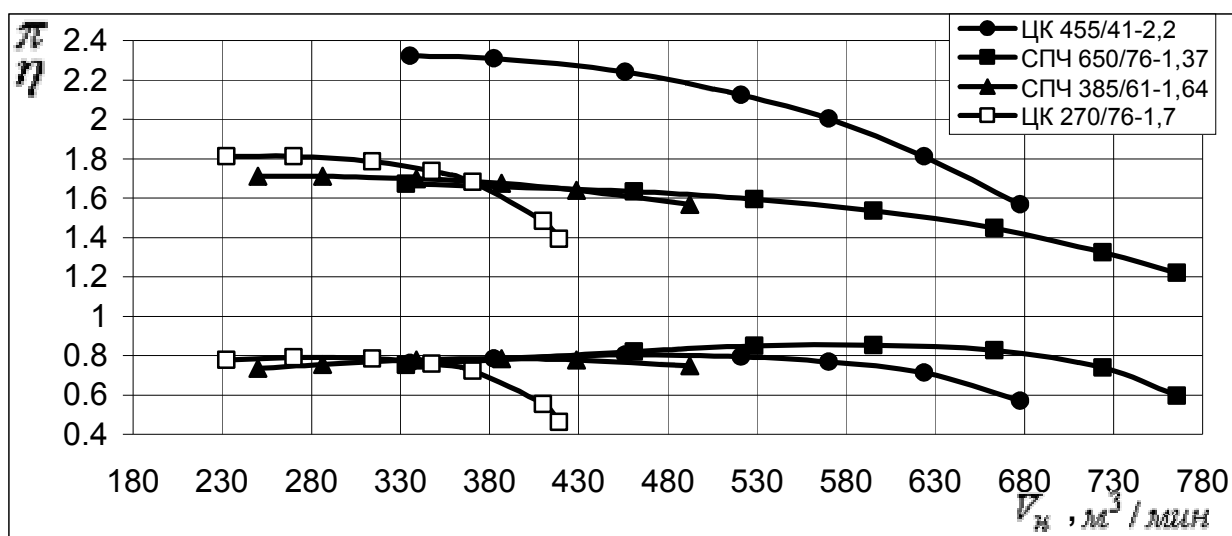
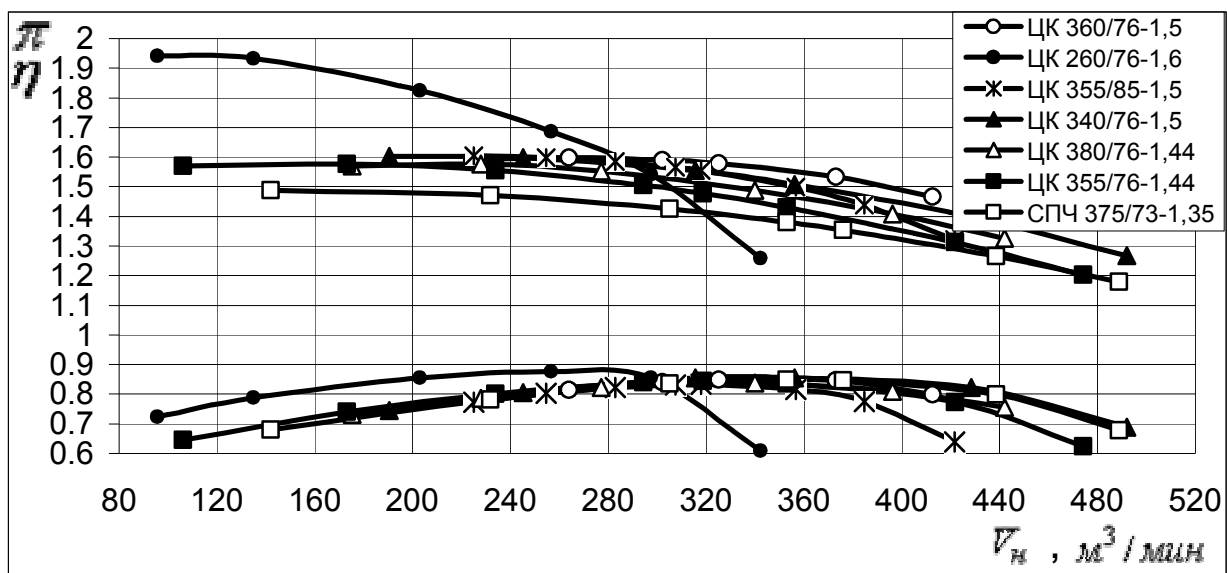
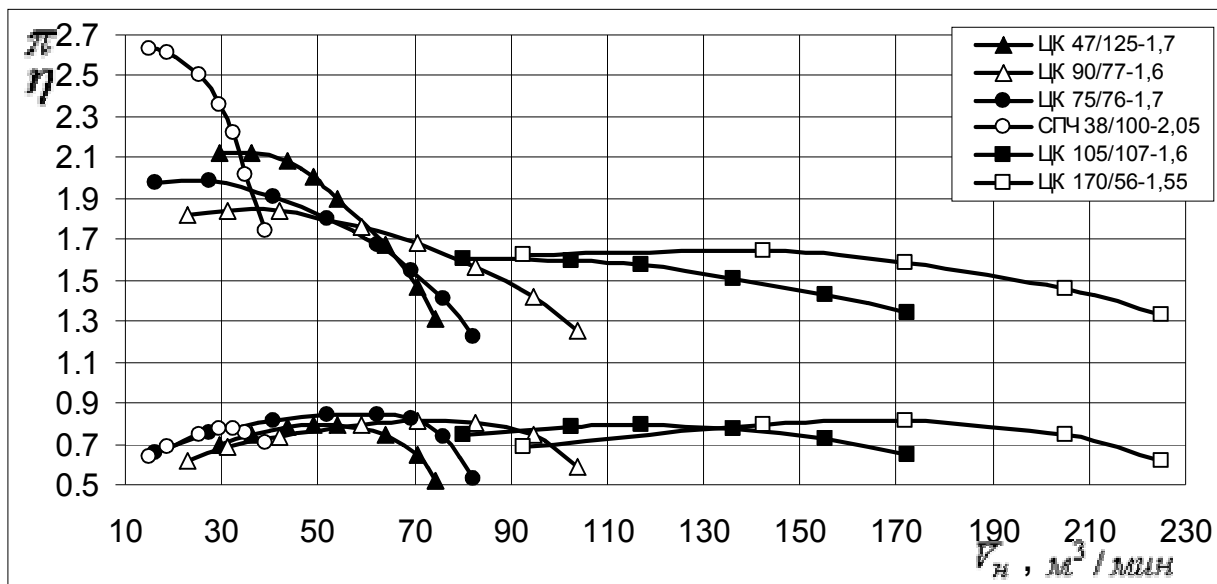


Рис. 1. Газодинамические характеристики ЦК и СПЧ с оптимальной производительностью $\bar{V}_{\text{ном}} = 38 - 170 \text{ m}^3/\text{мин}$

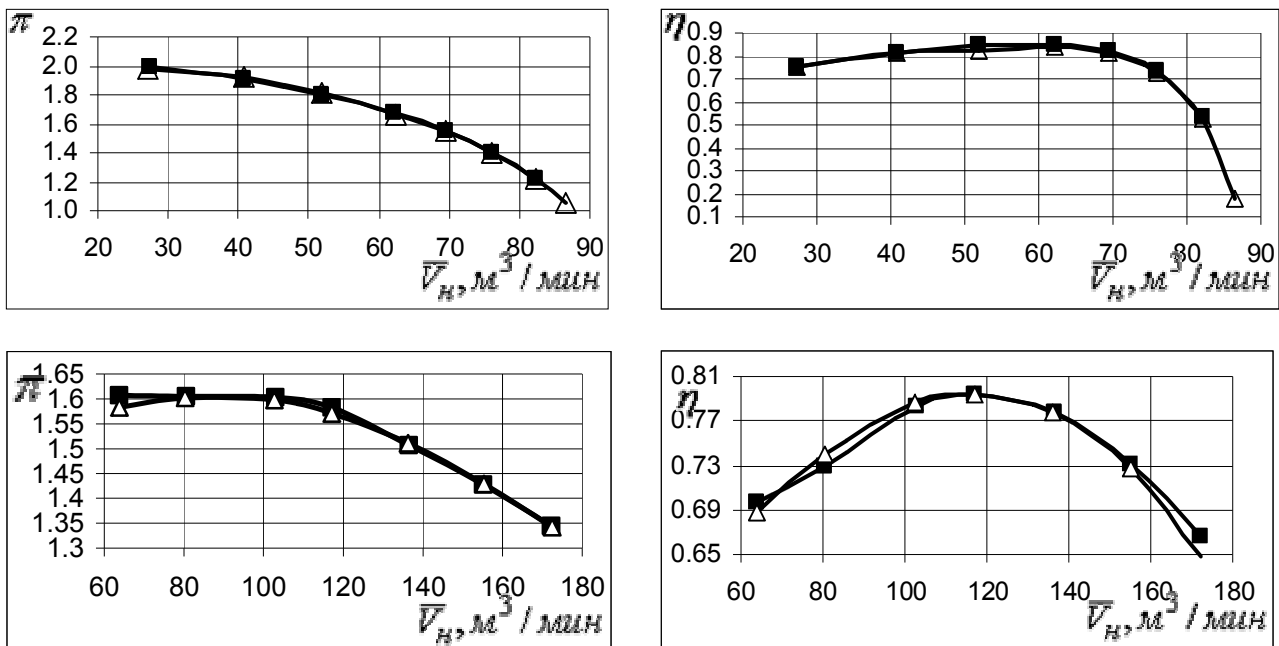


Рис. 2. Сопоставление отношений давления и КПД: ЦК 75/76-1,7, - вверху, ЦК 105/107-1,6 – внизу. Δ – расчет; \blacksquare – испытания

В главе 3 описываются этапы разработки новой модели расчета газодинамических характеристик компрессорных ступеней и ЦК, основные положения метода, процесс создания компьютерных программ 5-й версии.

Особенности модели приведены в порядке движения газа по ПЧ.

В новом методе предусмотрено наличие входного патрубка (ВП) в составе всасывающих ступеней (ранее учет потерь в патрубках производился при расчете ЦК в целом). Это повысило точность идентификации модели на 0,4-0,5% КПД по результатам испытания модельных ступеней кафедры КВХТ.

Произведен учет влияния потока протечек в лабиринтном уплотнении покрывающего диска на массовый расход в РК и температуру газа на входе в РК. Это уточнение особенно важно малорасходных ступеней. Увеличение условного коэффициента расхода через РК из-за протечек: $\Phi_0 = \Phi(1 + \beta_{np})$, где

Φ – условный коэффициент расхода ступени. Коэффициент протечек в лабиринтном уплотнении покрывающего диска $\beta_{np} = \frac{\bar{m}_{np}}{\bar{m}}$ рассчитывается по эмпирической формуле, проверенной расчетами по программам предыдущих версий. Перетекание горячего газа вызывает повышение температуры на входе

в РК: $\frac{T_0^*}{T_n^*} = 1 + \frac{\beta_{np}}{1 + \beta_{np}} 2 \frac{k-1}{k+1} \psi_i \lambda_u^2$, где T^* – температура торможения, λ_u – скоростной коэффициент.

Рабочие колеса компрессоров нового поколения отличаются увеличенным радиусом закругления покрывающего диска при входе на лопатки. Фактическая высота лопатки \bar{b}_m больше высоты \bar{b}_1 , используемой при формальном расчете. В модель расчета введен эмпирический коэффициент X_{42} , корректирующий высоту лопатки $\bar{b}_m = \bar{b}_1 + X_{42}$.

Коэффициент расхода $\varphi_1' = \frac{\Phi_0}{4\varepsilon_1' \bar{D}_1 (\bar{b}_1 + X_{42}) \tau_1}$ определяет форму входного треугольника скоростей, т.е. условие безударного входа и ударные потери при других расходах.

Введен расчет режима запираания межлопаточных каналов, который может иметь место на максимальном расходе при достижении скорости звука в косом срезе. С учетом сжимаемости введен расчет режима запираания межлопаточных каналов, который имеет место при достижении скорости звука в косом срезе.

Скорость в горле канала в конце косога среза равна $\bar{w}_2 = \frac{\Phi_0}{z \cdot \bar{a}_2 \cdot \bar{b}_2 \cdot \varepsilon_2}$.

Определение геометрических размеров \bar{a}_2, \bar{b}_2 возможно после профилирования РК. На стадии расчетов и оптимизации принято приближенное определение

скорости в горле канала: $\bar{w}_2 = \frac{\Phi_0}{4\bar{D}_1 (\bar{b}_1 + X_{42}) \sin(\beta_{л1} \cdot X_{52}) \varepsilon_1''}$. Эмпирический

коэффициент $X_{52} \geq 1,0$ учитывает введенные упрощения и определяется при идентификации модели по расходу ступени, при превышении которого коэффициент теоретического напора и КПД начинают быстро падать.

Уточнение роли условного числа Россби (характеризует градиент скорости по нормали к траектории потока) иллюстрирует откорректированная модель расчета БЛД. Коэффициент потерь БЛД $\zeta_{БЛД}$ определяется как суммарный

коэффициент потерь нескольких равных участков, на которые диффузор делится между диаметрами конца и начала: $\zeta_{БЛД} = \sum \zeta_{yБЛД}$. Для расчета потерь напора в БЛД используется уравнение моментов, в котором момент сопротивления определяется трением потока о стенки. Коэффициент трения на поверхности БЛД c_w определяется в зависимости от коэффициента трения безградиентно обтекаемой пластинки c_f , условного числа Россби и замедления потока на участке: $c_w = c_f(1 + X_{34}Ro_y^{X_{51}} + X_{13}(1 - \dot{c}_y)^{X_{14}})$, $\dot{c}_y = \frac{\bar{c}_{2y}}{\bar{c}_{1y}}$. Вторичные течения контролируются числом Россби: $Ro'_{yч} = -\frac{0,5(\bar{c}_1 + \bar{c}_2)}{\bar{R}_{кр\ yч}}$, где $\bar{R}_{кр\ yч}$ – радиус кривизны траектории движения частицы на рассчитываемом участке.

Коэффициент потерь рассчитывается из уравнения мощности, затрачиваемой на преодоление сопротивления движению газа

затрачиваемой на преодоление сопротивления движению газа

$$\zeta_y = \frac{c_w \bar{c}_{1y}^2 (\bar{D}_{2y} - \bar{D}_{1y})}{2\bar{b} \sin \alpha_{1y} 0,5\bar{c}_{2-3}^2} K_\lambda K_{нер\ БЛД} K_{nc}$$

- учет влияния сжимаемости: $K_\lambda = 1 + X_3 \lambda_{MAX}^{X_4}$.

- учет неравномерности потока на входе в БЛД: $K_{нер\ БЛД} = \frac{1 + X_{21} tg^2 \alpha_2}{1 + tg^2 \alpha_2}$.

- учет пространственного характера потока: $K_{nc} = 1 + X_{26} \left(\frac{\bar{b}_3}{\bar{D}_4 - 1} \right)^{X_{27}}$.

Расчет потерянного напора производится суммированием потерь напора в отдельных элементах проточной части: $h_r = \sum_1^i h_w + h_{np} + h_{mp}$. Величина

$$\Delta \eta_r^* = 1 - \eta_r^* = \frac{H_r}{H_i}$$

однозначно связывает потери напора с подведенной работой.

Компьютерные программы разработанного метода рассчитывают «истинный» КПД, величина которого однозначно определяет уровень потерь механической

энергии: $\eta_r^* = \frac{H_i - \sum_1^i h_w + h_{np} + h_{mp}}{H_i} = 1 - \frac{\sum_1^i h_w + h_{np} + h_{mp}}{H_i}$. Подстрочный индекс

«*r*» показывает, что КПД η_r^* рассчитан по величине потеряннного напора. КПД ступеней и многоступенчатых компрессоров по результатам испытаний рассчитывается по величине статических или полных параметров на входе и

выходе проточной части: $\eta = \frac{\ln(p_2 / p_1)}{\frac{k}{k-1} \ln(T_2 / T_1)}$, $\eta^* = \frac{\ln \frac{p_2^*}{p_1^*}}{\frac{k}{k-1} \ln \frac{T_2^*}{T_1^*}}$.

При идентификации модели потерь по данным испытания ступеней и компрессоров учитывается, что $\eta^* \neq \eta_r^*$. КПД η^* больше, чем «истинный» η_r^* .

При идентификации моделей прежних поколений факт неравенства $\eta^* \neq \eta_r^*$ не принимался во внимание.

Упрощенная схематизация диаграмм скоростей в моделях прежних поколений – главная причина того, что максимальный КПД колес с разными $\Phi_{расч}$ и $\Psi_{Трасч}$ моделировался при разных значениях эмпирических коэффициентов. Дело в том, что схематизированные диаграммы заметно отличаются от диаграмм невязкого квазитрехмерного потока, особенно при обтекании периферийных сечений. В новой модели расчета газодинамических характеристик этот недостаток устранен применением эмпирических формул, основанных на обработке результатов массовых расчетов обтекания РК разных типов. Формулы определяют характерные скорости на передней и задней поверхностях лопаток в начальном и конечном сечении ($w_{31}, w_{n1}, w_{32}, w_{n2}$). Внесение данных формул в модель решило поставленную задачу – расчет характеристик различных РК единым набором эмпирических коэффициентов.

В модель расчета диссертантом введен учет шероховатости поверхностей ПЧ. В расчет потерь поверхностного трения введены эмпирические формулы для расчета коэффициента силы сопротивления трения гладкой и шероховатой

поверхностей: $c_f = \frac{0,0307}{\text{Re}_w^{1/7}}$, $c_f = 0,0162 \left(\frac{k_w}{B} \right)^{1/7}$, где k_w – коэффициент шероховатости, B – длина пластики. При расчете определяется значение C_f по обеим формулам и принимается наибольшее из них, что впервые позволило учесть влияние шероховатости.

Для учета различия в характере течения РК разных типов коэффициент X_{20} отвечающий за потери смешения представлен в виде функции критериев, определяющих условия течения: $X_{20} = X_{31}(1 + X_7 Ro'^{X_8} + X_{18}(1 - w)^{X_{19}})$, где w – отношение скоростей в межлопаточном канале.

В новую модель введен уточненный расчет сжимаемости потока во всех элементах, который сделан с учетом характера течения и потерь напора в элементе ПЧ. Введен расчет ударных потерь при отрицательных углах атаки и дополнительный эмпирический коэффициент для учета влияния сжимаемости. Учет сжимаемости потока на входе в лопаточную решетку существенно влияет на изменение окружной составляющей скорости $\Delta \bar{w}_{y\partial}$ при повороте потока до

направления лопаток: $\Delta \bar{w}_{1y\partial} = \sqrt{\left(\frac{\varphi_1'}{\text{tg} \beta_1'} - \frac{\varphi_1''}{\text{tg} \beta_{Л1}} + \Delta \bar{c}_{u1} \right)^2 + (\varphi_1' - \varphi_1'')^2}$, где $\Delta \bar{c}_{u1}$

– закрутка потока в критической струйке тока, возникающая под действием разности давлений (нагрузки), β – угол между относительной скоростью и обратным окружным направлением. Значению $\Delta \bar{w}_{y\partial}$ в соответствии с принятой физической моделью пропорциональны ударные потери:

$$\zeta_{y\partial} = \frac{h_{wy\partial}}{w_1'^2} = X_i \frac{\Delta \bar{w}_{y\partial}^2}{2 \bar{w}_1'^2}, \text{ где } h_w \text{ – потерянный напор.}$$

В главе 4 представлена информация о модельных ступенях, по которым проводилась дальнейшая идентификация новой модели, описана методика проведения испытаний этих модельных ступеней, произведена идентификация и верификация результатов моделирования по новой модели расчета.

Для идентификации и обработки экспериментальных данных создана специальная программа «IDENT». В ней хранится информация о 300 испытанных модельных ступенях, пример на рис. 3.

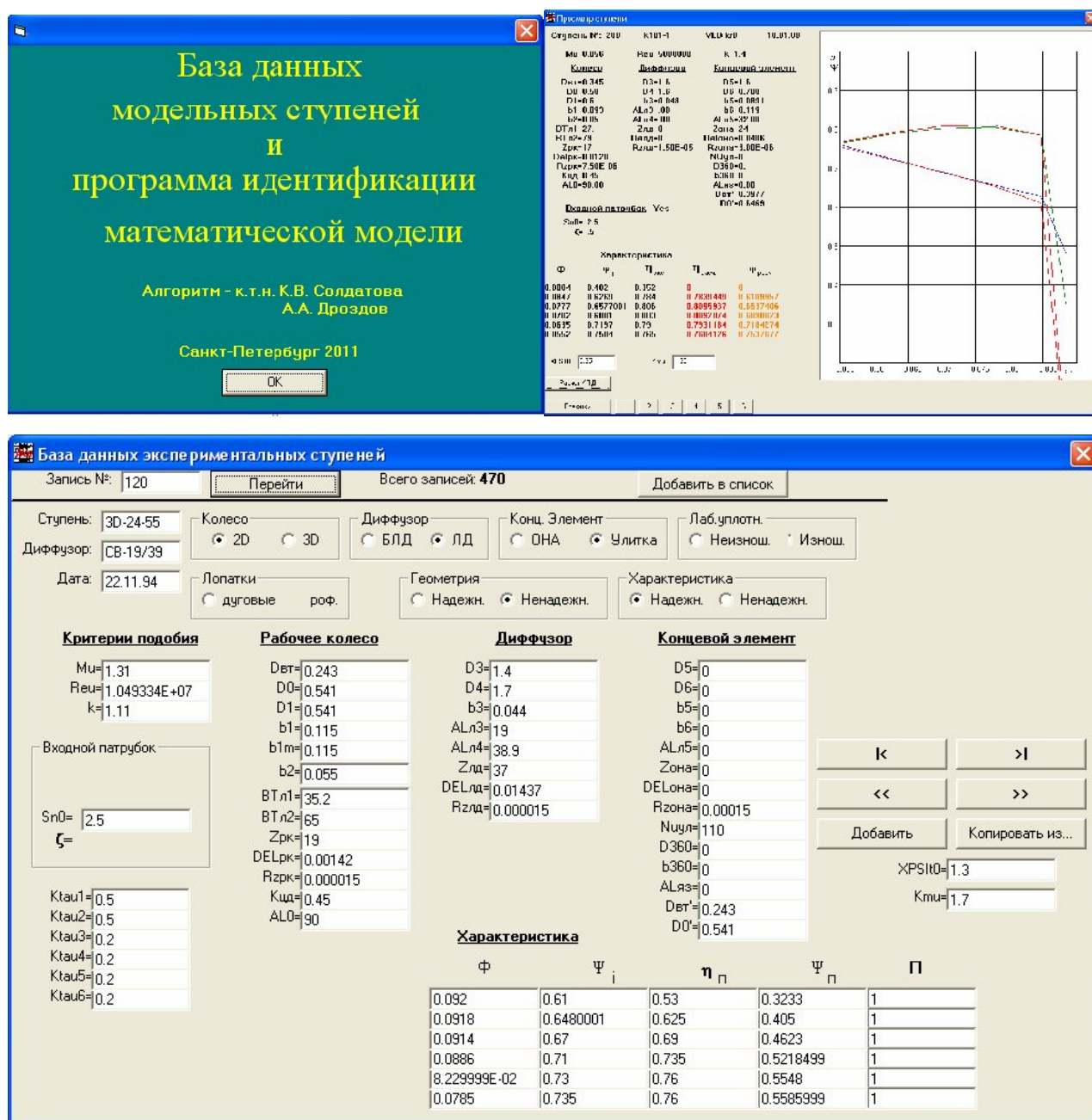


Рис.3. База данных программы IDENT. Окна с информацией о модельной ступени и результатами моделирования ступени

Процесс идентификации предусматривает перебор значений эмпирических коэффициентов с расчетом КПД и сравнением с экспериментальным значением. Отбираются такие значения X_i , при которых целевая функция идентификации КПД по сопоставляемым данным минимальна:

$$\Delta\eta_{cp} = \frac{\sum_1^z (\eta_{\text{эксп}} - \eta_{\text{расч}})_{\text{абс}}}{Z} \rightarrow 0 \quad (Z - \text{количество экспериментальных}$$

значений КПД, участвующих в поиске эмпирических коэффициентов). Компьютерные программы, используемые в практике проектирования и анализа, характеризуются средними значениями $\eta_{\text{эксп}} - \eta_{\text{расч}} = \pm 0,6-0,8\%$ для оптимального режима ступеней, что практически совпадает с погрешностью экспериментального определения КПД. На нерасчетных режимах погрешность больше, но практика проектирования ЦК по заданиям промышленности показывает, что требования ТЗ обеспечиваются.

При испытаниях измерения выполняются на шести режимах по расходу, поэтому для сопоставления измеренного и рассчитанного КПД есть более тысячи данных измерений. Идентификация новой модели проведена по данным испытания модельных ступеней семейства 20СЕ - типа 028, 040, 048, 055, 060, 064, 080. Ступени имеют разные варианты исполнения, отличающиеся втулочным отношением, шириной БЛД, формой выходных кромок, которая сильно влияет на ψ_T . Испытания проведены при $M_u = 0,6-0,87$. Хорошее соответствие расчетов и экспериментов получено при одинаковых значениях коэффициентов, определяющих КПД ступеней на оптимальном режиме, что и было целью создания новой модели и программ 5-й версии.

Процесс верификации – это проверка точности расчета характеристик ступеней, которые в процессе идентификации не участвовали. Характеристики ряда таких ступеней рассчитаны с точностью, не отличающейся от точности расчета ступеней, участвовавших в идентификации. Особенно показательное хорошее моделирование малорасходных ступеней ($\Phi_{\text{расч}}=0,01-0,015$) с геометрическими соотношениями, сильно отличающимися от ступеней 20СЕ, по которым идентифицировалась новая модель расчета.

На основе усовершенствованной модели расчета газодинамических характеристик были разработаны компьютерные программы для расчета

характеристик ступеней и компрессоров. Это позволило приступить к решению следующей задачи – моделированию характеристик 16-ти испытанных ЦК и созданию базы данных нового семейства модельных ступеней семейства 21CV.

В главе 5 представлены технические возможности разработанных компьютерных программ 5-й версии, представлены результаты уточненного расчета характеристик ЦК нового поколения с помощью программы ССРМ-G5E (расчет характеристик компрессора), что привело к получению семейства модельных ступеней, входящих в состав их проточных частей. Результаты моделирования на примере двух компрессоров представлены на рис. 4.

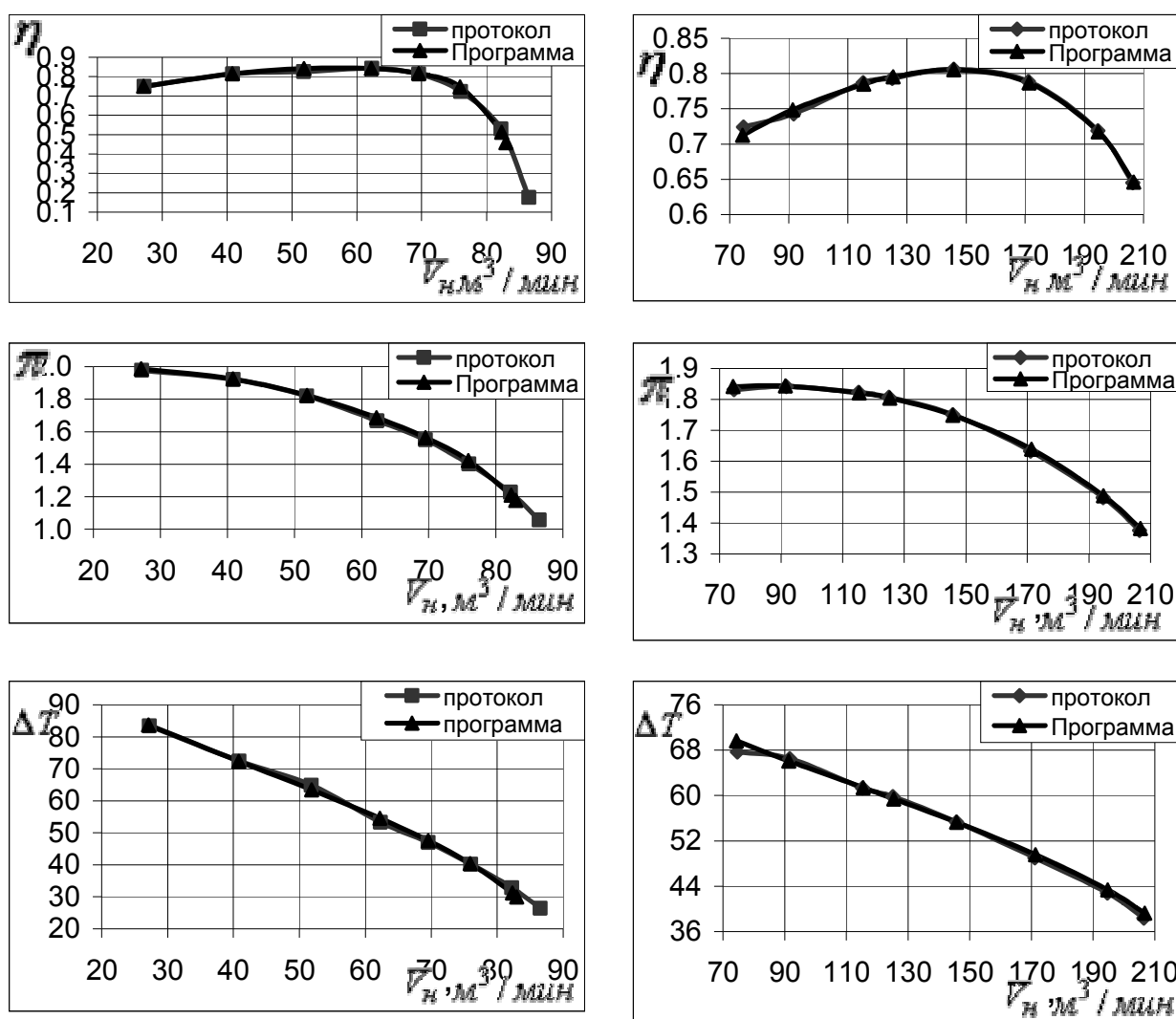


Рис. 4. Характеристики ЦК по результатам приемо-сдаточных испытаний и по программе 5-й версии (КПД, отношение давлений, повышение температуры). Слева - ЦК 56/76-1,77, справа - СПЧ 146/71-1,75

Всего смоделированы характеристики 17 испытанных ЦК (16 по проектам кафедры КВХТ и один ЦК на базе модельных ступеней фирмы «Кларк»).

На рис. 5 показаны заставка программы SSPM-G5E и меню ввода параметров ЦК.

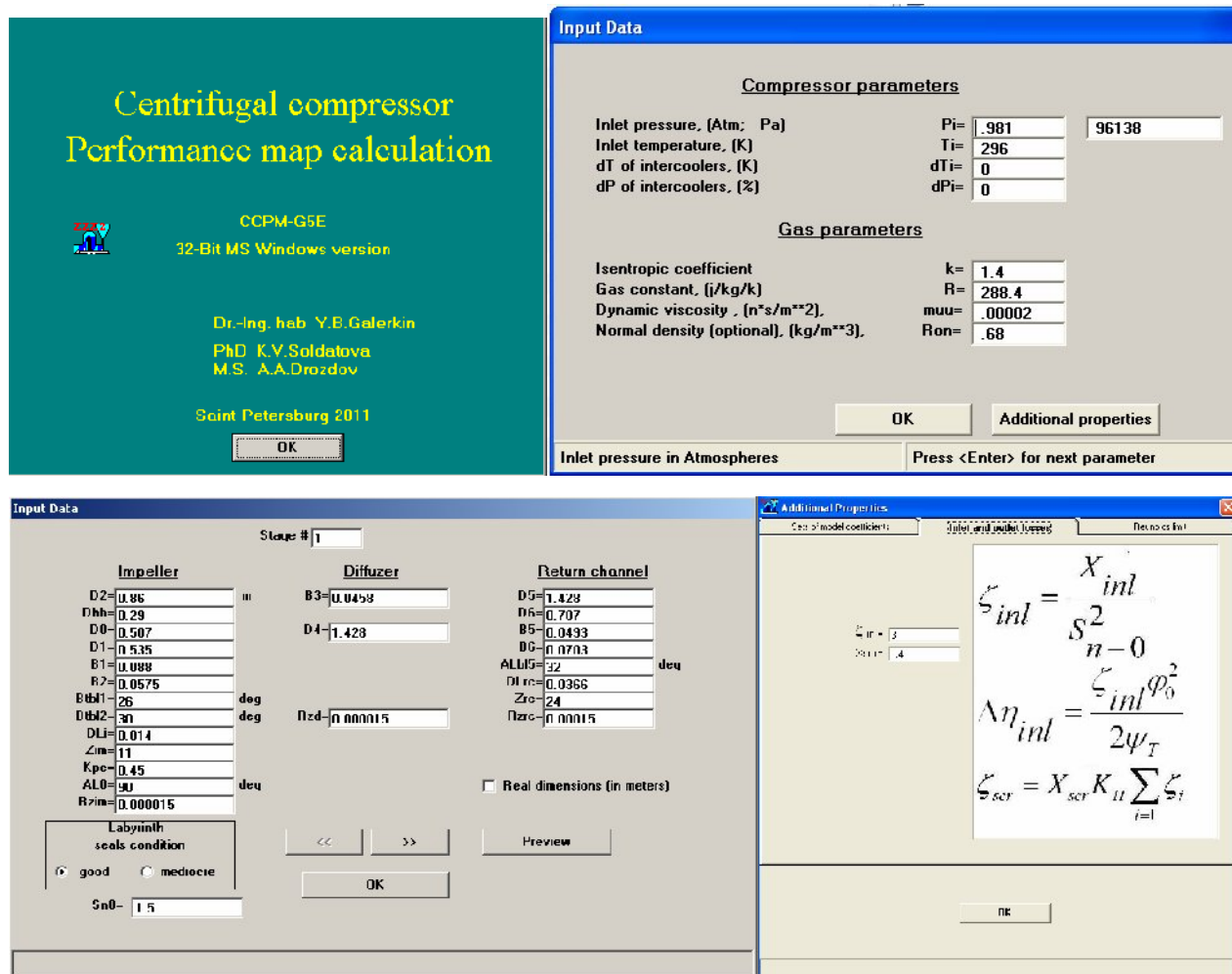


Рис. 5. Меню ввода параметров компрессора программы SSPM-G5E

База данных модельных ступеней хранится в электронном виде. Для каждой ступени существует папка со следующими файлами: размеры ПЧ, k , M_u и Re_u , которые соответствуют режиму максимального КПД ЦК при ПСИ, параметры, характеризующие напорную характеристику: K_{μ} , ψ_{T0} , $K_{\mu 0}$, поправочные коэффициенты для расчета потерь напора во входном патрубке всасывающих ступеней и выходном патрубке конечных ступеней. В общей для всех ступеней папке находится программа расчета ступеней (CSPM-G5E), по которой рассчитываются характеристики и безразмерные параметры потока в контрольных сечениях при условиях работы в составе проектируемого ЦК.

Возможности базы данных позволяют анализировать влияние на характеристики ступени условий работы в безразмерном виде, т.е. через критерии подобия M_u , Re_u , k . Созданная база данных включает 68 модельных ступеней семейства 21CV (16 всасывающих, 36 промежуточных и 16 концевых) с параметрами проектирования в диапазоне $\Phi_{онт} = 0,023-0,1$, $\psi_{Тонт} = 0,37-0,70$, $D_{вм} / D_2 = 0,258-0,483$, $D_4 / D_2 = 1,23-1,72$, $\eta = 0,742-0,888$, $\Phi_{крит} / \Phi_{онт} = 0,376-0,731$, $M_u = 0,6$, (таблица 1).

Таблица 1

Перечень модельных центробежных ступеней семейства 21CV

Компрессор	Ступень	$\Phi_{онт}$	$\psi_{Тонт}$	$\eta_{макс}$	$\frac{\Phi_{крит}}{\Phi_{онт}}$	$\frac{D_{вм}}{D_2}$	$\frac{D_4}{D_2}$
ЦК 369/76-1,48	В 054/491	0.0535	0.4909	0.86	0.471	0.279	1.5
	П 054/491	0.0538	0.4906	0.878	0.47	0.279	1.5
	К 047/495	0.0474	0.4951	0.854	0.411	0.326	1.5
ЦК 338/76-1,50	В 047/523	0.0471	0.5225	0.858	0.488	0.279	1.5
	П 049/510	0.0489	0.5101	0.872	0.505	0.279	1.5
	К 043/504	0.0434	0.5037	0.842	0.456	0.326	1.5
СПЧ 31/100-2,28	В 027/410	0.0276	0.409	0.815	0.559	0.378	1.6
	П 028/379	0.0279	0.3796	0.826	0.534	0.378	1.6
	П 025/390	0.0247	0.3903	0.817	0.579	0.394	1.6
	П 023/383	0.0226	0.3832	0.807	0.588	0.409	1.6
	П 026/371	0.0256	0.3708	0.791	0.621	0.483	1.6
	П 023/384	0.0232	0.3836	0.787	0.625	0.466	1.6
	К 023/379	0.0231	0.3793	0.783	0.437	0.450	1.6
ЦК 53/125-1,95	В 040/590	0.04	0.5902	0.786	0.639	0.350	1.6
	П 044/555	0.0443	0.5554	0.821	0.616	0.350	1.6
	П 044/555	0.0443	0.5554	0.821	0.616	0.350	1.6
	П 037/551	0.037	0.5512	0.815	0.619	0.350	1.6
	П 035/561	0.0348	0.5608	0.807	0.621	0.350	1.6
	К 033/593	0.033	0.5927	0.76	0.633	0.350	1.6
ЦК	В 041/518	0.0411	0.5184	0.835	0.428	0.371	1.65

56/76-1,77	П 051/452	0.0507	0.4523	0.875	0.412	0.371	1.65
	П 049/452	0.0491	0.4523	0.873	0.411	0.371	1.65
	П 045/470	0.0446	0.4696	0.872	0.437	0.371	1.65
	П 043/467	0.043	0.4674	0.869	0.437	0.371	1.65
	П 042/463	0.0416	0.4628	0.868	0.438	0.371	1.65
	К 040/460	0.0404	0.4603	0.842	0.376	0.371	1.65
ЦК 249/76-1,71	В 059/462	0.0596	0.4622	0.873	0.411	0.323	1.714
	П 063/441	0.0633	0.4411	0.888	0.388	0.323	1.714
	П 056/451	0.0563	0.4506	0.886	0.444	0.323	1.714
	П 052/449	0.052	0.4494	0.885	0.444	0.323	1.714
	К 048/451	0.0478	0.4509	0.876	0.389	0.323	1.714
СПЧ 573/76-1,54	В 067/448	0.0676	0.4484	0.863	0.457	0.258	1.45
	П 066/458	0.0664	0.4583	0.879	0.444	0.258	1.45
	К 059/479	0.0593	0.4788	0.855	0.432	0.301	1.45
ЦК 338/76-1,45	В 047/491	0.0473	0.4905	0.853	0.388	0.290	1.428
	П 051/466	0.0505	0.4658	0.871	0.412	0.290	1.428
	К 044/464	0.0444	0.4638	0.848	0.389	0.290	1.428
СПЧ 350/73-1,39	В 059/445	0.0586	0.4452	0.842	0.411	0.337	1.47
	П 063/418	0.0627	0.4184	0.876	0.445	0.337	1.47
	К 053/441	0.053	0.4414	0.867	0.411	0.335	1.47
СПЧ 385/61-1,67	В 054/687	0.0544	0.687	0.813	0.702	0.322	1.427
	П 065/646	0.0651	0.646	0.838	0.718	0.322	1.427
	К 045/700	0.0454	0.6998	0.802	0.687	0.322	1.427
ЦК 94/77-1,7	В 043/579	0.0434	0.579	0.822	0.505	0.344	1.72
	П 046/565	0.0458	0.5645	0.859	0.526	0.344	1.72
	П 042/520	0.042	0.5204	0.85	0.474	0.344	1.72
	П 042/520	0.042	0.5204	0.855	0.474	0.344	1.72
	К 040/542	0.0398	0.5411	0.818	0.474	0.344	1.72
ЦК 470/45-1,76	В 056/650	0.0561	0.6495	0.808	0.566	0.314	1.488
	П 061/635	0.061	0.6345	0.874	0.54	0.314	1.488
	П 056/598	0.0561	0.5977	0.854	0.58	0.34	1.488
	К 053/612	0.0532	0.6115	0.866	0.528	0.34	1.488
СПЧ	В 039/581	0.0394	0.5809	0.809	0.588	0.3405	1.55

146/71-1,75	П 042/561	0.0424	0.5607	0.844	0.615	0.3405	1.55
	П 041/571	0.0414	0.571	0.849	0.588	0.3405	1.55
	К 037/604	0.0371	0.6035	0.806	0.565	0.3405	1.55
ЦК 151/64-1,67	В 052/569	0.0513	0.5686	0.818	0.439	0.339	1.55
	П059/52	0.059	0.5196	0.876	0.437	0.339	1.55
	П 059/52	0.059	0.5196	0.876	0.437	0.339	1.55
	К 041/575	0.0415	0.575	0.799	0.429	0.339	1.55
ЦК 106/82-1,85	В 040/569	0.0395	0.5689	0.819	0.61	0.339	1.69
	П 043/546	0.0426	0.546	0.856	0.582	0.339	1.69
	П 043/546	0.0426	0.546	0.856	0.582	0.339	1.69
	П 043/546	0.0426	0.546	0.856	0.582	0.339	1.69
	К 038/582	0.0382	0.5824	0.813	0.592	0.339	1.69
СПЧ 329/28-1,49	В 059/495	0.0594	0.4948	0.856	0.52	0.287	1.447
	П 061/482	0.0612	0.4824	0.891	0.583	0.287	1.447
	К 038/556	0.0377	0.556	0.824	0.711	0.3	1.23

Пример использования созданной базы данных модельных ступеней, приведен на рис. 6.

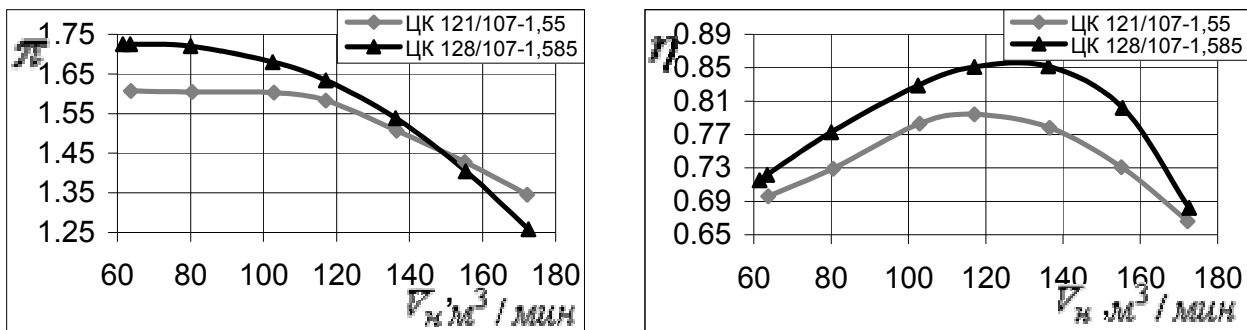


Рис. 6. Сопоставление расчетных характеристик

ЦК 121/107-1,55 с рассчитанными компрессора ЦК 128/107-1,585

Здесь показаны характеристики компрессора ЦК 121/107-1,55 (проект на базе модельных ступеней «Кларк») сопоставленные с характеристиками ЦК спроектированного на базе модельной ступени типа П059/495 из базы данных. Ее коэффициент напора несколько ниже, чем у ступеней компрессора ЦК 121/107-1,55, поэтому диаметры РК определены равными 560 мм, против 508 мм ЦК 121/107-1,55. В остальном, конструктивные параметры ЦК одинаковые. Максимальный КПД спроектированного ЦК на базе модельной ступени

П059/495 больше на 6%, чем у ЦК на базе модельных ступеней «Кларк». Протекание напорной характеристики и характеристик потребляемой мощности у ЦК 121/107-1,55 в большей степени соответствует требованиям эксплуатации в газовой промышленности.

Информация о выполненных проектах с использованием разработанной 5-й версии модели расчета характеристик представлена в таблице 2.

Таблица 2

Перечень проектов выполненных с использованием модели 5-й версии и нового семейства модельных ступеней 21CV

№	Наименование проекта	Хоз.договор
1	Одноступенчатый полнонапорный линейный компрессор большой мощности.	Договор № 7/12 от 07.05.2012 г.
2	Проектирование серии модельных ступеней в диапазоне расчетных коэффициентов расхода 0,1-0,015.	Договор № 140306208 от 05.06.2012 г.
3	Шестиступенчатая сменная проточная часть с высоконапорными рабочими колесами и лопаточными диффузорами.	Договор № 140306301 от 16.01.2013 г.
4	Разработка общей методологии создания высоконапорных компрессоров на основе современных методов постановки и анализа экспериментов, в том числе отработка технологии создания высоконапорного двухступенчатого центробежного компрессора.	Договор № 735.20.1.544-12 Ноябрь 2013 г.

Краткая характеристика представленных в таблице проектов.

Программы расчета ступеней и компрессоров CSPM-G5E, CCPM-G5E использованы для выполнения проекта перспективного одноступенчатого полнонапорного линейного компрессора **ЦК 32/76-1,35** мощностью 32 МВт на конечное давление 76 бар и отношением давлений 1,35. КПД компрессора по проекту равен 87,9 %. Впервые в проектной практике оказалось возможным произвести расчетный анализ влияния шероховатости на характеристики. Запас по помпажу (отношение производительности на режиме максимального отношения давлений к расчетной производительности) равен $\approx 0,4$, т.е.

компрессор может работать при расходе на 60% меньше расчетного расхода. Применение новой математической модели расчета и программ позволило создать проект, соответствующий высоким требованиям технического задания.

Проведена работа по **проектированию серии модельных ступеней в диапазоне расчетных коэффициентов расхода 0,1-0,015**, которая включает в себя четыре высокорасходные ступени с осерадиальными рабочими колесами (РК) и две малорасходные ступени. При оптимизации были минимизированы суммарные потери трения (включая вторичные) и вихреобразования во всех элементах за счет выбора соответствующих размеров всех элементов.

С добавлением подпрограммы расчета лопаточных диффузоров (ЛД) выполнен проект шестиступенчатой **сменной проточной части СПЧ-Ц-16/30-3,0** с высоконапорными РК с отношением давлений 3,0. Специфика проекта – сильно ограниченные осевые и радиальные размеры, что потребовало особенно тщательного выбора оптимального варианта из многих десятков. По сравнению с аналогом, достигнуто увеличение КПД на 2 % и увеличен запас по помпажу, который равен 0,744, что является хорошим достижением для многоступенчатой СПЧ с высоконапорными РК и ЛД с малой радиальной протяженностью. У СПЧ-аналога запас по помпажу был недостаточен, чем в основном и была вызвана необходимость разработки новой ПЧ.

Разработанная 5-я версия модели расчета газодинамических характеристик использована в качестве научной основы при **разработке общей методологии создания высоконапорных компрессоров** по заказу ОАО «Климов». Расчетные алгоритмы разработанной 5-й версии были дополнены уравнениями, определяющими параметры газа и потери напора в косых и прямых скачках уплотнения. Газодинамические характеристики осерадиальных РК рассчитываются теперь в квазитрехмерной постановке.

По соответствующим компьютерным программам рассчитан предварительный газодинамический проект высоконапорного двухступенчатого центробежного компрессора. Работа с высокой оценкой принята генеральным заказчиком ОАО «Вертолеты России».

В рамках сотрудничества с Ганноверским университетом (Германия) была проведена работа в Институте турбомашин. Осуществлено моделирование газодинамических характеристик КПД при неадиабатном сжатии. Иностранные коллеги предоставили информацию по испытаниям ЦК для турбонаддува ДВС. Специфика работы ЦК - сильное влияние внешнего теплообмена с атмосферой, горячим смазочным маслом, деталями конструкции, нагретыми выхлопными газами. В данном случае подведенная механическая работа не может быть определена по повышению температуры сжимаемого воздуха. Новая модель расчета газодинамических характеристик была применена для расчета подведенной механической работы взамен использования измеренного повышения температуры. Значения КПД и отношения давлений были рассчитаны в диапазоне 104000-202000 об/мин.

В заключении представлены основные результаты работы.

1. Проведен анализ современного состояния российских и зарубежных методов математического моделирования.

2. С целью использования при создании базы данных модельных ступеней систематизирована, проанализирована и откорректирована информация о результатах испытания 37 компрессоров нового поколения.

3. Проведен анализ соответствия газодинамических характеристик компрессоров по результатам приемо-сдаточных испытаний и проектных характеристик по моделям 4-й версии. Отобрана информация по 16 компрессорам, характеристики которых соответствуют современным требованиям и могут быть использованы для разработки базы данных модельных ступеней семейства 21CV. Выявлены пути усовершенствования модели расчета газодинамических характеристик.

4. Разработаны теоретические основы для усовершенствования метода расчета газодинамических характеристик ступеней и компрессоров:

- предложена и введена в алгоритм расчета компрессоров и ступеней усовершенствованная схематизация диаграмм скоростей на поверхностях лопаток рабочего колеса более точно соответствующая реальным условиям

обтекания, в результате на 15-20 % более точно рассчитывается скорость в точке отрыва. Связанные с этим вихревые потери уточняются на 10-15 %.

- предложена новая схема учета формы рабочего колеса, определяющая площадь входного сечения. В результате уточняется расчет производительности ступени на режиме безударного обтекания (на 3-6 %).

- получена новая зависимость вихревых потерь от степени отклонения потока лопатками рабочего колеса, в результате повышена точность расчета характеристик ступеней с рабочими колесами разных типов (на величину порядка 1,5 %).

- теоретически исследовано изменение параметров потока во входном патрубке модельных ступеней в результате в процессе идентификации уточнен расчет КПД.

- исследован процесс учета влияния протечек в лабиринтных уплотнениях. В результате определение величины расхода газа через рабочее колесо уточнено на 0,5-3,0 % и величина начальной температуры на 1,0-2,5 %.

- разработана математическая модель потерь процесса потерь связанных с поверхностным трением для гидравлически гладких и шероховатых поверхностей, в результате достигнута возможность корректного моделирования характеристик в практическом диапазоне критерия Рейнольдса.

- разработан метод расчета режима запираания лопаточных аппаратов при достижении скорости звука в минимальном входном сечении. В результате корректно определяется максимальный расход ступени при работе с условными числами Маха более 0,75, что было невозможно ранее.

- разработан и введен в алгоритм расчета компрессоров способ прогнозирования точки отрыва, в результате реализована схема расчета условий течения в рабочих колесах с небольшими коэффициентами напора. При едином наборе эмпирических коэффициентов погрешность в расчете КПД ступеней с разными коэффициентами напора уменьшилась с 2,5 % до 0,5 %.

- учтено различие между истинным КПД (расчет с переменным показателем политропы) и измеренным политропным КПД, определяемым по

начальным и конечным температурам и давлениям. В процессе идентификации разработанной модели используется КПД с постоянным показателем, который соответствует измеренному КПД.

- разработана новая версия программы «INDENT», в базу данных которой добавлена информация о шероховатости поверхностей ступеней и размеры выхода из обратно-направляющего аппарата, что позволило использовать данные для идентификации разработанной модели.

5. С учетом предложенных теоретических положений разработана модель расчета газодинамических характеристик реализованная в компьютерных программах для расчета ступеней и компрессоров.

6. Произведена идентификация математических моделей напора показавшая возможность точного описания характеристик испытанных компрессоров единым набором эмпирических коэффициентов.

7. Разработаны компьютерные программы расчета характеристик компрессоров ССРМ-G5E, расчета характеристик ступеней CSPM-G5E и версия программы расчета характеристик компрессоров для использования в учебном процессе РСХЦК-Г5.

8. Создана база данных нового семейства модельных ступеней 21CV из 68-ми штук (16 всасывающих, 36 промежуточных и 16 концевых) с оптимальными параметрами в диапазоне $\Phi_{onm} = 0,023-0,1$, $\psi_{Tonm} = 0,37-0,70$, $D_{em} / D_2 = 0,258-0,483$, $D_4 / D_2 = 1,23-1,72$, $\eta = 0,742-0,888$, $\Phi_{крит} / \Phi_{onm} = 0,376-0,731$, $M_u = 0,6$.

9. На основе созданной базы модельных ступеней и новой модели расчета газодинамических характеристик выполнены проекты по заказам промышленности объемом 15 500 000 рублей, а именно созданы:

- одноступенчатый полнонапорный линейный компрессор мощностью 32 МВт,
- шестиступенчатая сменная проточная часть мощностью 16МВт с высоконапорными рабочими колесами и лопаточными диффузорами,
- спроектирована серия модельных ступеней в диапазоне расчетных коэффициентов расхода 0,1 -0,015,

- разработана методология создания высоконапорных компрессоров на основе современных методов постановки и анализа экспериментов, в том числе отработана технология создания высоконапорного двухступенчатого центробежного компрессора для перспективных вертолетных двигателей,
- 5-я версия модели расчета газодинамических характеристик использована для создания способа определения КПД небольших компрессоров турбонагнетателей ДВС, работающих в условиях неадиабатного сжатия.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Статьи в журналах Перечня ВАК

1. **Галеркин, Ю.Б., Солдатова, К.В.** Расчетный анализ течения в зазоре «покрывающий диск – корпус» центробежной компрессорной ступени. / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова // Компрессорная техника и пневматика. – № 6. – 2007. – С. 20-27.

2. **Галеркин, Ю.Б., Боровков, А.И., Солдатова, К.В.** Анализ движения газа в зазоре покрывающий диск-корпус центробежной компрессорной ступени. / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова // Компрессорная техника и пневматика. – № 4. – 2010. С. 24-32.

3. **Галеркин, Ю.Б., Солдатова, К.В.** Новое поколение модельных ступеней для газодинамического проектирования центробежных компрессоров и сменных проточных частей. Часть 1. / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова // Компрессорная техника и пневматика.– 2010.– № 2.– С. 2-11.

4. **Галеркин, Ю.Б., Солдатова, К.В.** Новое поколение модельных ступеней для газодинамического проектирования центробежных компрессоров и сменных проточных частей. Часть 2./ Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова // Компрессорная техника и пневматика.– 2010.–№ 3.–С. 15-22.

5. **Солдатова, К.В.** Уточнение моделей потерь и напора в программах Метода универсального моделирования по результатам испытания промышленных центробежных компрессоров. / К.В. Солдатова // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2010. – № 4. – С. – 300-308.

6. **Галеркин, Ю.Б., Солдатова, К.В., Дроздов, А.А.** Уточнение алгоритма расчета параметров потока в центробежной компрессорной ступени. / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова, А.А. Дроздов // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2010. – № 4. – С. – 150-157.

7. **Галеркин, Ю.Б., Солдатова, К.В.** Разработка «виртуальных» модельных ступеней с помощью программ 5-го поколения Метода универсального моделирования. / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2011. – № 4. – С. 241-247.

8. **Галеркин, Ю.Б., Солдатова, К.В., Дроздов, А.А.** О применении и расчете КПД проточной части турбокомпрессоров. / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова, А.А. Дроздов // Компрессорная техника и пневматика. – 2011. – № 8. – С. 2-11.

9. **Васильев, Ю.С., Галеркин, Ю.Б., Солдатова, К.В.** Оптимизация проточной части турбомашин (на примере центробежных компрессоров). / Ю.С. Васильев, Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова // «Известия Высших Учебных Заведений. Проблемы Энергетики». – 2011. – № 9-10. – С.105-117.

10. **Солдатова, К.В., Рекстин, А.Ф.** Инженерные методы проектирования турбокомпрессоров. / К.В. Солдатова, А.Ф. Рекстин // Компрессорная техника и пневматика. № 5. – 2013. – С.18-22.

11. **Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В., А.А. Дроздов.** Моделирование газодинамических характеристик центробежных компрессоров при неадиабатном сжатии. / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова, А.А. Дроздов // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – № 3. – 2013. – С. 7-17.

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

Монографии

1. **Галеркин, Ю.Б., Солдатова, К.В.** Моделирование рабочего процесса промышленных центробежных компрессоров. Научные основы, этапы

развития, современное состояние. Монография. / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова // Изд-во Политехнического ун-та. – 2011. – С. 327.

Статьи в научных изданиях

1. **Галеркин, Ю.Б., Солдатова, К.В.** Новое поколение модельных ступеней для газодинамического проектирования центробежных компрессоров и сменных проточных частей. / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова // Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ. Под редакцией Галеркина Ю.Б. Изд. СПбГПУ. – 2010. – С. 419-432.

Доклады на конференциях

1. **Галеркин, Ю.Б., Боровков, А.И., Солдатова, К.В.** Расчет анализа течения в зазоре «покрывающий диск – корпус» центробежной компрессорной ступени. Труды 14 Международной научно-технической конференции по компрессорной технике. / Ю.Б. Галеркин, А.И. Боровков, К.В. Солдатова // Том 1. – Казань 2007. – С. 411-420.

2. **Солдатова, К.В.** Математическое моделирование газодинамических характеристик промышленных центробежных компрессоров с целью повышения их эффективности. / К.В. Солдатова // Наука и инновации в технических университетах. Материалы 4-го всероссийского форума студентов, аспирантов и молодых ученых. – 2010. – СПбГПУ.

3. **Галеркин, Ю.Б., Солдатова, К.В.** Математическое моделирование газодинамических характеристик промышленных центробежных компрессоров с целью повышения их эффективности. / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова // 2 Международная научно-практическая Интернет-конференция «Молодежь. Наука. Инновации». – Пенза. – 2010. – С. 247-253.

4. **Галеркин, Ю.Б., Солдатова, К.В.** Снижение энергопотребления при транспортировке газа за счет оптимизации газодинамических характеристик центробежных компрессоров газоперекачивающих агрегатов. / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова // Международный научно-технический конгресс «Энергетика в глобальном мире». – Красноярск. – 2010. – С. 241-242.

5. **Галеркин, Ю.Б., Солдатова, К.В.** Разработка модельных ступеней по результатам испытания промышленных центробежных компрессоров нового поколения. / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова // Труды 15 Международной научно-технической конференции по компрессорной технике. Том 1. – Казань. – 2011. – С.224-232.

6. **Галеркин, Ю.Б., Солдатова, К.В., Дроздов, А.А.** Развитие компьютерных программ Метода универсального моделирования 1-го уровня. / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова, А.А. Дроздов // Труды 15 Международной научно-технической конференции по компрессорной технике. Том 1. – Казань. – 2011. – С. 276-285.

7. **Галеркин, Ю.Б., Солдатова, К.В., Дроздов, А.А.** Развитие компьютерных программ Метода универсального моделирования 1-го уровня. / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова, А.А. Дроздов // 4 Международная научно-практическая Интернет-конференция «Молодежь. Наука. Инновации». Пенза. – 2011. – С. 194-200.

8. **Galerkin, Y.B., Soldatova, K.V.** Industrial centrifugal compressor model stages based on compressor tests results. / Y.B.Galerkin, K.V.Soldatova // Ciepłne maszyny PRZEPLYWOWE. Turbomachinery. – № 140. – 2011. С. 63-72.

9. **Солдатова, К.В.** Разработка модельных ступеней с помощью программ 5-го поколения Метода универсального моделирования на основе результатов испытаний промышленных центробежных компрессоров. / К.В. Солдатова // 6 Международная научно-практическая Интернет-конференция «Молодежь. Наука. Инновации». – Пенза. – 2012. – С. 1-12.

10. **Галеркин, Ю.Б., Солдатова, К.В., Дроздов, А.А.** Создание нового поколения компьютерных программ оптимального проектирования и семейства модельных ступеней по результатам промышленных испытаний центробежных компрессоров нового поколения. / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова, А.А. Дроздов // LIX Научно-техническая сессия по проблемам науки газовых турбин. – СПб. – 2012. – С. 184-191.

11. **Галеркин, Ю.Б., Солдатова, К.В., Дроздов, А.А.** Особенности моделирования потерь напора в осерадиальных колесах центробежных компрессорных ступеней. / Ю.Б. Галеркин, К.В. Солдатова, А.А. Дроздов // 9 Международная научно-техническая конференция молодых специалистов «Исследование, конструирование и технология изготовления компрессорных машин». – Казань. – 2012. – С. 145-148.

12. **Soldatova, K.V.** Universal modeling method application for development centrifugal compressor model stages. / K.V.Soldatova //Conference «Compressors and their Systems».– London. – 2013. – P. 477-487.

13. **Galerkin, Y.B., Soldatova, K.V.** Centrifugal compressor efficiency types and rational application. / Y.B.Galerkin, K.V.Soldatova //Conference «Compressors and their Systems». – London. – 2013. – P. 533-542.

14. **Galerkin, Y.B., Soldatova, K.V., Drozdov, A.A.** Modeling of small turbocharger compressors' performance curves./Y.B.Galerkin, K.V.Soldatova, A.A. Drozdov//Conference «Compressors and their Systems».–London.–2013.–P.707-716.

15. **Солдатова, К.В., Зойме, Й, Секстро, Т.** Моделирование газодинамических характеристик центробежных компрессоров при неадиабатном сжатии. / К.В. Солдатова, Й. Зойме, Т. Секстро // Молодежная научная конференция СПбГПУ. – СПб. – 2013. – С. 57-59.

16. **Солдатова, К.В., Дроздов, А.А., Рекстин, А.Ф.** Особенности моделирования газодинамических характеристик высоконапорных центробежных ступеней. / К.В. Солдатова, А.А. Дроздов, А.Ф. Рекстин // Международная научно-техническая конференция «Климовские чтения». Перспективные направления авиадвигателя строения. – СПб. – 2013. – С. 45-55.

17. **Солдатова, К.В., Рекстин, А.Ф.** Инженерные методы проектирования турбокомпрессоров. / К.В. Солдатова, А.Ф. Рекстин // 7 Международная научно-практическая Интернет-конференция «Молодежь. Наука. Инновации». Пенза. – 2013. – С. 169-174.