

На правах рукописи



Рекстин Алексей Феликсович

**НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ И РЕАЛИЗАЦИЯ МЕТОДА ПЕРВИЧНОГО
ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ
КОМПРЕССОРОВ**

Специальность: 05.04.06 – «Вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы»

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени

доктора технических наук

Санкт-Петербург

2021

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность рассматриваемой проблемы.

Потребность в новых центробежных компрессорах увеличивается во всех отраслях промышленности. Соответственно растет количество нужных газодинамических проектов. Метод газодинамического проектирования – Метод универсального моделирования – эффективно применяется специалистами лаборатории «Газовая динамика турбомашин» СПбПУ, имеющими большой опыт проектирования и исследования, но в современном виде труден для специалистов промышленных предприятий.

Целью исследования является создание научно - обоснованной методики выбора рациональной схемы центробежного компрессора и первичного проектирования проточной части ступеней, обеспечивающей близкие к окончательному проекту результаты, реализация методики первичного проектирования в компьютерных программах. Сведение к минимуму корректировок проточной части методами математического моделирования сделает Метод универсального моделирования доступным для широкого круга пользователей.

Объектом исследования являются теоретические основы рационального выбора схемы многоступенчатых компрессоров, выбора основных размеров проточной части ступеней, формы проточной части в меридиональной плоскости, формы и числа лопаток рабочих колес, размеров безлопаточных диффузоров, лопаточных диффузоров, обратно-направляющих аппаратов.

Предметом исследования являются проточные части многоступенчатых и одноступенчатых компрессоров, вопросы выбора схемы и основных параметров многоступенчатых компрессоров, первичного газодинамического проектирования ступеней центробежных компрессоров в диапазоне безразмерных параметров и конструктивных ограничений, соответствующих требованиям проектирования современных компрессоров, компьютерные программы, реализующие анализ схем компрессоров и первичное проектирование ступеней.

Для достижения поставленных целей решены следующие задачи:

1. Проведен анализ современного состояния методов первичного проектирования.
2. Создана новая версия упрощенной математической модели для расчета КПД и основных размеров центробежных компрессоров и ступеней. Модель верифицирована сопоставлением рассчитанного по упрощенной модели КПД с КПД более 60 ступеней промышленных центробежных

компрессоров. Упрощенная модель КПД интегрирована в программы вариантного расчета и оптимального проектирования компрессоров простой схемы (рабочее название программы «ZZZ») и произвольной схемы (рабочее название «ZZZ 2»).

3. Проведен анализ эффективности центробежных ступеней в широком диапазоне параметров, показавший достоверный характер параметров проектирования ступеней на ожидаемый КПД.

4. Проведен анализ вариантов схем ряда центробежных компрессоров линейных ГПА и компрессора ПХГ, многочисленных вариантов воздушного компрессора, что указало на эффективность рационального выбора количества ступеней, соотношения диаметров и коэффициентов напора рабочих колес.

5. Для получения исчерпывающих рекомендаций первичного проектирования выполнены оптимизированные проекты 124 радиальных и осерадиальных рабочих колес в диапазоне параметров проектирования:

$\Phi_{\text{расч}}$ – условный коэффициент расхода 0,015 - 0,15;

$\psi_{\text{Трасч}}$ – коэффициент теоретического напора 0,40 – 0,70;

$\bar{D}_{\text{вт}}$ – втулочное отношение 0,25 – 0,40.

Основные размеры РК выбраны с учетом характеристик вариантов, рассчитанных по 8-й версии математических моделей Метода универсального моделирования. Форма лопаточных аппаратов оптимизирована анализом диаграмм скоростей невязкого квазитрехмерного потока (программа ЗДМ.023).

6. Выполнена корректировка стандартной методики оптимального проектирования применительно к малорасходным ступеням с условным коэффициентом расхода менее 0,030. На основании специального исследования установлено, что входной угол лопаток РРК не должен быть меньше $22,5^{\circ}$, выходной угол лопаток не должен быть меньше 16° , высоту лопаток следует выбирать из условия дозированного ударного обтекания с положительным углом атаки и обеспечения нужного коэффициента теоретического напора.

7. Выполнена аппроксимация геометрических размеров, количества и углов лопаток, коэффициентов формы лопаток 124-х рабочих колес. Алгебраические уравнения с параметрами проектирования в виде аргументов интегрированы в программы вариантного расчета и оптимального проектирования компрессоров простой схемы (рабочее название программы «ZZZ») и произвольной схемы (рабочее название «ZZZ 2»).

– Для первичного проектирования безлопаточных диффузоров использованы результаты CFD-расчетов серии диффузоров с относительной

шириной $b_3/D_2=0,014 - 0,100$, относительной радиальной протяженностью до $D_4/D_3=2,0$, с углами потока на входе $\alpha_3=10 - 90^0$, со скоростным коэффициентом $\lambda_{c3}=0,23 - 0,82$, с критерием Рейнольдса $Re_{b2}=53\ 000 - 1\ 030\ 000$.

8. Впервые для выбора ширины БЛД использован принцип отсутствия отрыва потока при минимальной производительности ступени (на границе помпажа). Минимальный угол потока в БЛД при отсутствии отрыва в зависимости от относительной ширины представлен в виде алгебраического уравнения по результатам CFD-расчетов. Для определения расхода с максимальным отношением давлений предложена эмпирическая формула. Угол потока на границе помпажа рассчитывается по соотношениям между компонентами выходного треугольника скоростей. Эмпирическая формула по результатам CFD-расчетов предложена для расчета оптимальной радиальной протяженности БЛД.

9. Методами вычислительной газодинамики определены оптимальные формы лопаток и нагрузка лопаток диффузоров и ОНА в широком диапазоне параметров проектирования. Эмпирические зависимости аппроксимированы алгебраическими уравнениями. Система уравнений интегрирована в программы вариантного расчета и оптимального проектирования компрессоров простой схемы (рабочее название программы «ZZZ») и произвольной схемы (рабочее название «ZZZ 2»).

10. Для верификации разработанного метода первичного проектирования характеристики тщательно испытанных модельных ступеней семейства 20СЕ с высокой точностью смоделированы 8-й версией математических моделей и сопоставлены с аналогами по методу первичного моделирования. Даже без окончательной оптимизации, КПД нескольких аналогов оказался выше. В других случаях, аналоги несколько уступили по максимальному КПД, но превзошли по эффективности в левой части характеристик. В этом проявился новый принцип выбора ширины БЛД (п. 9). Алгоритмы первичного проектирования интегрированы в компьютерные программы Метода универсального моделирования ЦКС-Г8Р, ППЦК-Г8Р и используются в проектной практике.

11. Возможности метода первичного проектирования для быстрого анализа ожидаемой эффективности ступеней с разными параметрами проектирования продемонстрированы результатами расчета. Рассчитанные характеристики качественно и количественно близки к известным аналогам.

Корректность Метода первичного проектирования подтверждена практикой проектирования ряда компрессоров по заданиям предприятий компрессоростроения.

Методы исследования.

Применены методы вычислительной газодинамики, расчета невязкого квазитрехмерного потока, математического моделирования.

Научная новизна состоит в том, что для решения задачи впервые поставлены и выполнены специальные исследования элементов проточной части методами вычислительной газодинамики, расчета невязкого квазитрехмерного потока, математического моделирования в сопоставлении с результатами практического проектирования и испытания центробежных компрессоров и ступеней.

Практическая значимость работы.

Значение результатов для теории. Впервые вопросы первичного проектирования были предметом научного анализа и расчетного исследования методами вычислительной газодинамики, расчета невязкого квазитрехмерного потока и математического моделирования.

Значение результатов для практики. Разработанная методика первичного проектирования и аппроксимирующие формулы для расчета коэффициентов потерь неподвижных элементов проточной части вошли в состав новой версии Метода универсального моделирования и реализованы в компьютерных программах. Программы для оптимального проектирования проточной части центробежных компрессоров и расчета газодинамических характеристик стали доступны для широкого круга специалистов компрессоростроительных предприятий и предложены на отечественном и зарубежном рынках.

Достоверность результатов. Достоверность результатов обеспечена применением совершенных, проверенных практикой проектирования методик расчетного исследования – методов вычислительной газодинамики, расчета невязкого квазитрехмерного потока, математического моделирования и сопоставлением с результатами экспериментального исследования ступеней центробежных компрессоров.

Апробация работы. Результаты работы были представлены на: международной конференции «International Conference on Compressors and their Systems» в Лондоне в 2015, 2017 гг.; международном симпозиуме «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования», в Санкт-Петербурге в 2015 г.; международной конференции «4th ASME Gas Turbine India Conference» в Индии в 2015 г.; VI международной научно-

технической конференции «Газотранспортные системы: настоящее и будущее». в Москве в 2015 г.; международной научной конференции «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства» в Омске в 2018, 2019 г.; международной конференции EECSE-2018: «International Scientific Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering» в Санкт-Петербурге в 2018 г.;

Личный вклад состоит в постановке задачи, определении направления совершенствования схемы первичного проектирования центробежных компрессоров и ступеней, выполнении расчетных исследований методами вычислительной газодинамики, расчетами невязкого потока, математическим моделированием, сопоставлении с экспериментальными данными, формировании рекомендаций.

Реализация работы в промышленности. Метод первичного проектирования включен в программы 8-й версии Метода универсального моделирования (рабочие названия программ ZZZ и OPTIM2) и использован при расчетном исследовании и проектировании компрессоров турбодетандерных агрегатов:

- компрессор ТДА ТК-18 670 кВт, конечное давление 5,398 МПа, договор №26-05/2018 от 08 мая 2018 г. Проект принят Заказчиком ОА «Турбохолод». ТДА изготовлен и испытан. Компрессор показал КПД и отношение давлений, выше заданных ТЗ. ТДА сдан зарубежному заказчику.

- компрессор ТДА ТК-19 2200 кВт, конечное давление 13,72 МПа, договор №18022019/1-ТБХ от 28 февраля 2019 г. Проект принят Заказчиком ОА «Турбохолод». ТДА в стадии изготовления, - компрессор агрегата турбонаддува ТРК140Э совместно с АО "НПО "ТУРБОТЕХНИКА".

Публикации. По теме диссертации автором опубликовано 39 печатных работ, из них 14 работ в журналах из перечня ВАК («Компрессорная техника и пневматика»), 11 работ в трудах, входящих в международную базу цитирования Scopus.

Основные положения, выносимые на защиту:

Теоретическое, подтвержденное результатами расчетного исследования и испытания компрессоров и модельных ступеней, обоснование выбора основных размеров проточной части, формы проточной части в меридиональной плоскости, формы лопаточных решеток рабочих колес, аппроксимирующие формулы расчета размеров проточной части, нужные для расчета невязкого квазитрехмерного течения и газодинамических характеристик.

Структура и объем диссертации. Структура диссертации обусловлена

последовательностью решения задач исследования и включает введение, 5 глав, заключение, список литературы, приложение. Работа изложена на 342 страницах, содержит 183 рисунка, 54 таблицы.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

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

В главе 1 изложены методы первичного проектирования в отечественной и зарубежной литературе. Показан выдающийся вклад отечественных научных школ, созданных В.Ф. Рисом, К.П. Селезевым, В.Б. Шнеппом. Указано на полезность рекомендаций по проектированию, но недостаточность их для создания алгоритма расчета с учетом специфики ступеней с разными коэффициентами расхода и напора. Приведен опыт автора по исследованию и обобщению размеров серии ступеней в десятикратном диапазоне производительности.

В главе 2 показана необходимость оценки КПД и габаритных размеров ступеней для выбора оптимального варианта компрессора из бесконечного многообразия. Представлена упрощенная математическая модель, решающая задачу оценки КПД на основании исходных параметров проектирования:

$$\eta_{\text{расч}}^* = 1 - X_1 K_{\Phi} K_{\psi_T} K_{D_{\text{вт}}} K_{M_u} + \Delta\eta_{\text{лд}} - \Delta\eta_{\text{вп}}, \quad K_{\Phi} = 1 + X_2 \left[X_3 (0,085 - \Phi_{\text{расч}}) \right]^{X_4},$$

$$K_{\Phi} = 1 + X_5 (\Phi_{\text{расч}} - 0,085)^{X_6} (1 + X_7 \bar{D}_{\text{вт}}^{X_8}), \quad K_{\psi_T} = 1 + X_9 (\psi_{\text{Трасч}} - 0,5)^{X_{10}},$$

$$K_{D_{\text{вт}}} = 1 + X_{11} \bar{D}_{\text{вт}}^{X_{12}} (1 + \Phi_{\text{расч}})^{X_{13}}, \quad K_{M_u} = 1 + X_{14} (M_u - 0,5)^{X_{15}} (\Phi - 0,01)^{X_{16}},$$

$$\Delta\eta_{\text{вп}} = X_{17} \frac{\Phi_{\text{расч}}^{X_{18}}}{\psi_{\text{Трасч}}}, \quad \Delta\eta_{\text{лд}} = X_{19} (\psi_{\text{Трасч}} - 0,50)^{X_{20}}.$$

Модель верифицирована сопоставлением рассчитанного КПД с КПД более 60 ступеней промышленных центробежных компрессоров. Выполнено исследование всех параметров проектирования на КПД ступеней – пример на рисунке 1.

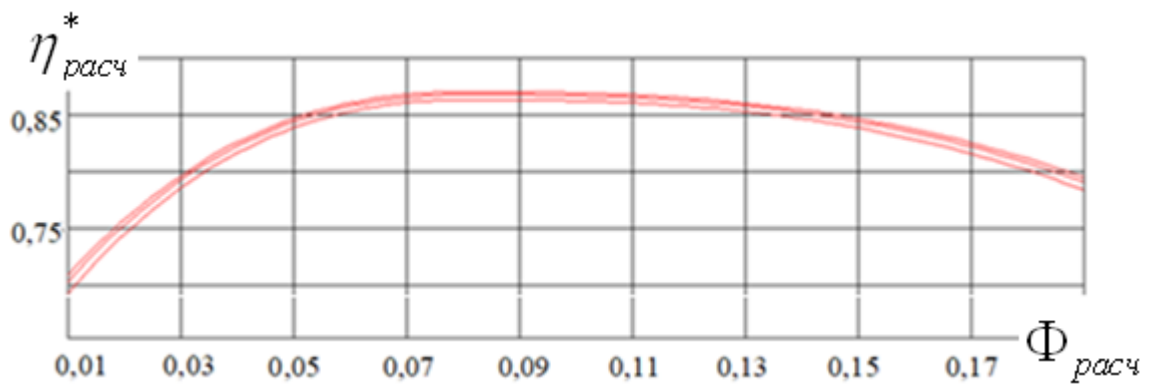


Рисунок 1 – Упрощенная ММ. КПД ступеней в зависимости от условного коэффициента расхода при коэффициенте теоретического напора 0,4, 0,5, 0,6, 0,7

Упрощенная модель КПД интегрирована в программы вариантного расчета одновалевых и многовалевых компрессоров.

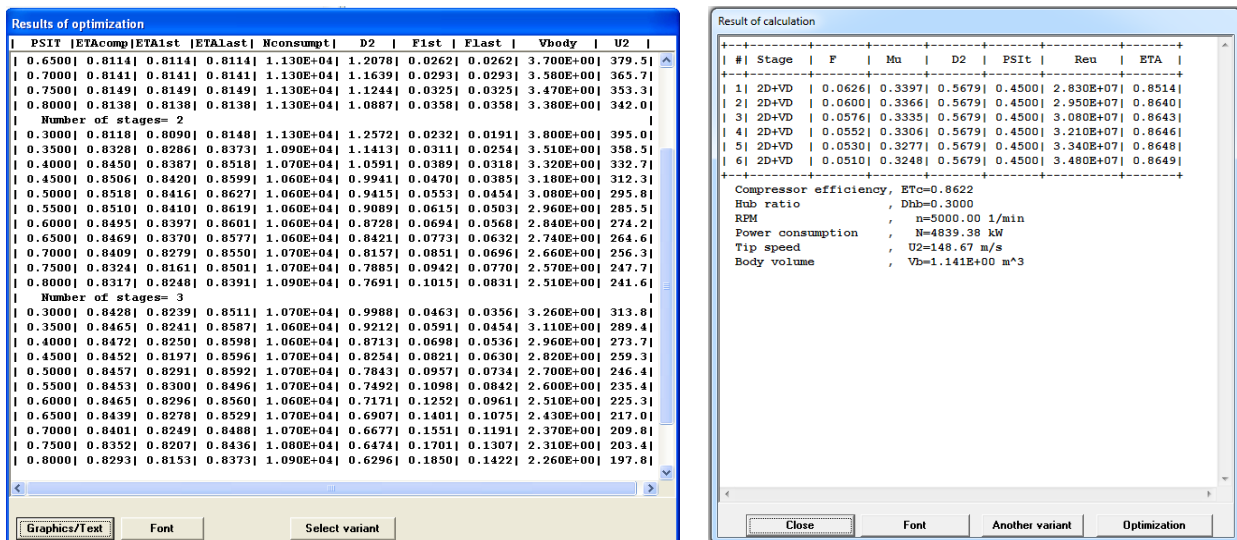


Рисунок 2 – Программа вариантного расчета. Слева – параметры автоматически рассчитанных вариантов шестиступенчатого компрессора. Справа – параметры выбранного пользователем варианта

Выполнены вариантные расчеты компрессоров турбодетандерного агрегата, линейных ГПА, подземных хранилищ газа, пневматических сетей с давлением 9 ата. Сформулированы оптимальные решения по количеству и типу ступеней для каждого из компрессоров. Программы вариантного расчета можно эффективно использовать и в проектной практике, и при формировании технических заданий на компрессоры компаниями-потребителями.

В главе 3 Методика первичного проектирования рабочего колеса сформулирована по результатам специально выполненного исследования и обобщения параметров 124 рабочих колес с параметрами проектирования

$\Phi_{\text{расч}} = 0,015 - 0,15$, $\psi_{\text{Трасч}} = 0,40 - 0,70$, $\bar{D}_{\text{BT}} = 0,25 - 0,40$. Оптимальное проектирование каждого колеса с сопоставлением 25 – 45 вариантов выполнено Методом универсального моделирования – рисунок 3.

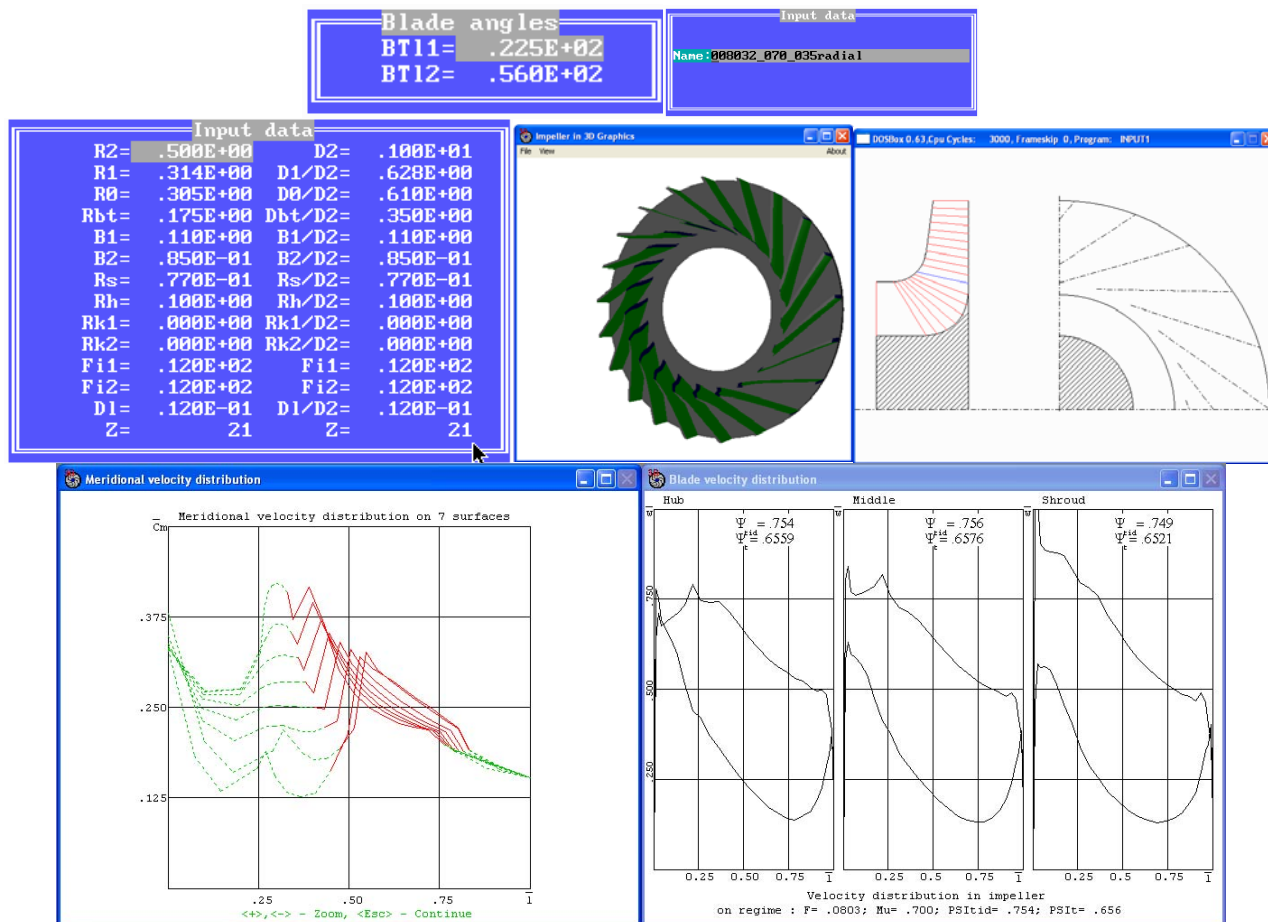


Рисунок 3 – Размеры, схема проточной части, вид лопаточной решетки и диаграммы скоростей оптимального варианта РРК 0080-070-035

Дополнительным результатом исследования явилась существенная корректировка Метода универсального моделирования в отношении малорасходных рабочих колес. Минимальный входной угол лопаток равен $\beta_{\text{л1}} = 22,5^{\circ}$ при дозированной величине угла атаки на расчетном режиме $\Phi_{\text{бу}} / \Phi_{\text{расч}} \leq 1,285$. Условие выполняется выбором высоты лопаток на входе. Минимально допустимое значение выходного угла лопаток 16° . Выбором величины относительной высоты лопаток \bar{b}_2 достигается нужное значение. Размеры осерадиального рабочего колеса в меридиональной плоскости для трех спроектированных РК показаны на рисунке 4.

ПК\ прмт р,	$\bar{D}_{вт}$	\bar{D}_0	\bar{R}_s	\bar{R}_h	\bar{L}_m	\bar{b}_2	z	$\left(\frac{\beta_{л1с}}{\beta_{л1h}}\right)^0$	$\beta_{л2}^0$
040-035	0,35	0,683	0,15	0,23	0,29	0,082	9	27/ 46,5	42
040-030	0,30	0,660	0,15	0,23	0,29	0,082	9	28,5/ 46,5	42
040-025	0,25	0,638	0,15	0,23	0,29	0,082	9	30,5/ 48,5	42

Рисунок 4 – Размеры осерадиального рабочего колеса в меридиональной плоскости и таблица с размерами трех из 124 спроектированных рабочих колес

Пример уравнений, обобщающий результаты исследования параметров рабочих колес (уравнения для осерадиальных рабочих колес):

$$\bar{b}_2 = 0,1517 \cdot \Phi_{расч} + 0,0624, \quad \bar{L}_m = 0,6206 \cdot \Phi_{расч} + 0,209,$$

$$\bar{R}_s = 0,5646 \cdot \Phi_{расч} + 0,0775, \quad \bar{R}_h = 0,25 + 0,615(\Phi_{расч} - 0,085),$$

$$\beta_{л1h}^0 - \beta_{л1с}^0 = 270 \cdot (\Phi_{расч} - 0,08)^{1,58} + 16, \quad \beta_{л2} = a \cdot \psi_{трасч}^2 + b \cdot \psi_{трасч} + c, \text{ где}$$

$$a = -64740 \cdot \Phi_{расч}^2 + 13621 \cdot \Phi_{расч} - 478,77, \quad b = 72444 \cdot \Phi_{расч}^2 - 15456 \cdot \Phi_{расч} + 673,35,$$

$$c = -20852 \cdot \Phi_{расч}^2 + 4747,2 \cdot \Phi_{расч} - 209,8, \quad \beta_{л1с} = a \cdot \Phi_{расч}^2 + b \cdot \Phi_{расч} + c, \text{ где}$$

$$a = -48458 \cdot \bar{D}_{вт}^2 + 32253 \cdot \bar{D}_{вт} - 4852,3, \quad b = 13107 \cdot \bar{D}_{вт}^2 - 8809,7 \cdot \bar{D}_{вт} + 1368,3,$$

$$c = -866,6 \cdot \bar{D}_{вт}^2 + 564,45 \cdot \bar{D}_{вт} - 56,992, \quad z = -27,789 \cdot \psi_{трасч}^2 + 60,494 \cdot \psi_{трасч} - 10,737.$$

Вместе со стандартным набором уравнений Метода универсального моделирования аппроксимирующие уравнения рассчитывают размеры рабочего колеса и форму лопаток, осуществляя полное газодинамическое проектирование.

Размеры проточной части 124-х оптимизированных рабочих колес аппроксимированы алгебраическими уравнениями с параметрами проектирования $\Phi_{расч}$, $\psi_{трасч}$, $\bar{D}_{вт}$ в качестве аргументов и включены в программу «ZZZ» для осуществления первичного проектирования рабочих колес. Корректировка высоты лопаток на выходе в зависимости от критериев сжимаемости M_u , k , осуществляется программой проектирования автоматически.

В главе 4 представлена методика первичного проектирования неподвижных элементов ступени на базе CFD-расчетов. Рассчитана структура потока и характеристики БЛД в широком диапазоне относительной ширины ($b_3/D_2=0,014 - 0,100$), радиальной протяженности ($D_4/D_3 \leq 2,0$), углов потока на входе ($\alpha_3=10 - 90^0$), скоростных коэффициентов ($\lambda_{c_3}=0,23 - 0,82$), критериев Рейнольдса ($Re_{b_2}=53\ 000 - 1\ 030\ 000$). Для первичного проектирования лопаточных диффузоров и ОНА использованы результаты исследования и рекомендации отечественных ученых и специально проведенные CFD-расчеты.

Для выбора относительной ширины БЛД предложен новый принцип, согласно которому расчетный угол потока $\alpha_{3,расч}$ должен быть таким, чтобы на границе помпажа угол потока $\alpha_{3,крит}$ соответствовал границе безотрывного течения. На рисунке 5 показана структура потока в БЛД на режимах с отрывом потока, а на рисунке 6 – значения $\alpha_{3,крит}$ для БЛД с разной относительной шириной.

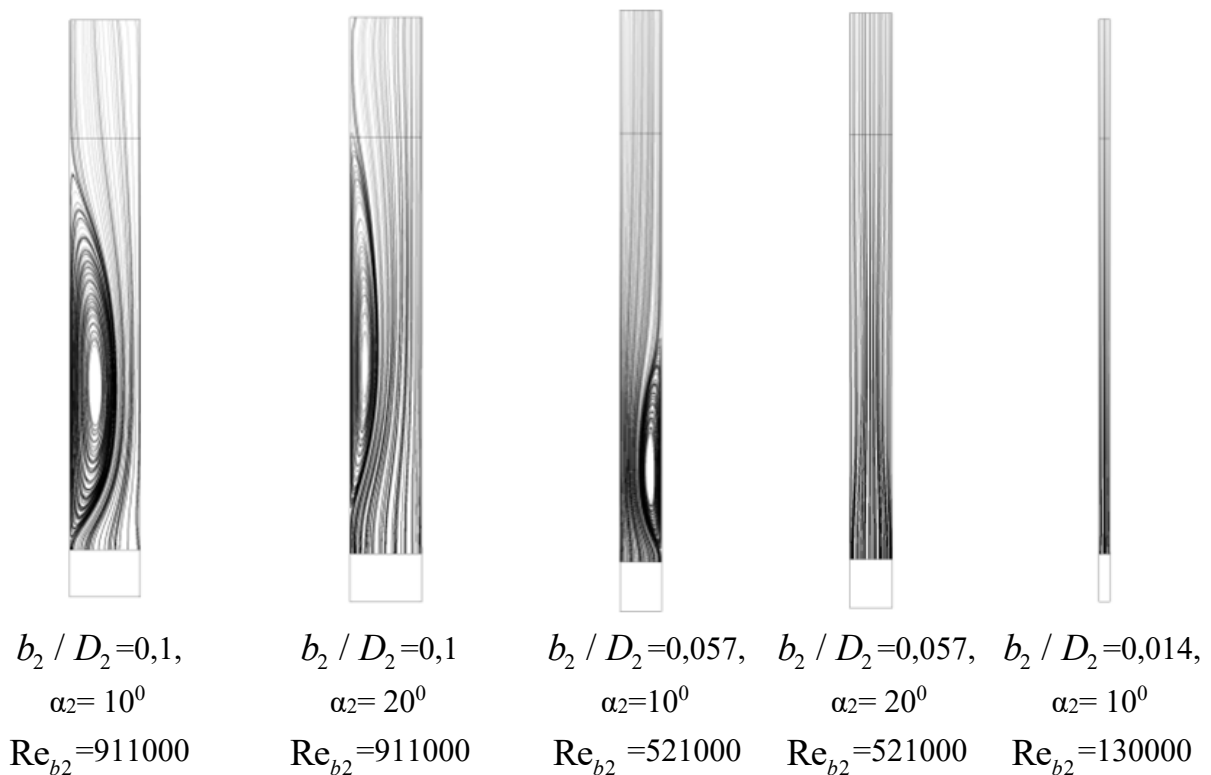


Рисунок 5 – ANSYS CFX. Линии тока в меридиональной плоскости БЛД при малых углах потока

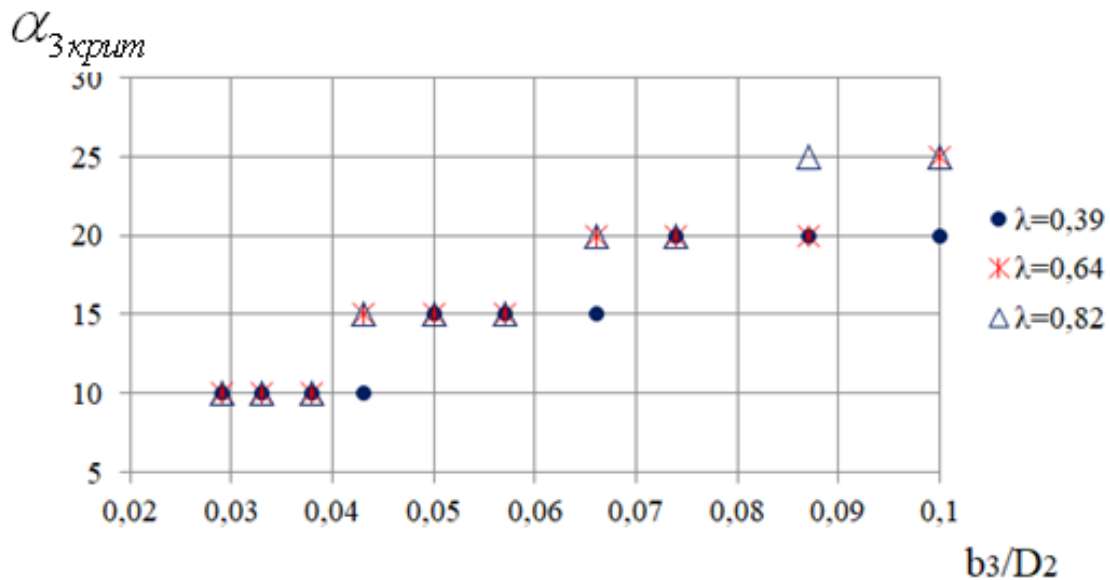


Рисунок 6 – Зависимость критического угла потока от относительной ширины безлопаточного диффузора

С учетом погрешности численного эксперимента удовлетворительную аппроксимацию данных на рисунке 6 дает следующая формула:

$$\operatorname{tg} \alpha_{3кр} = \operatorname{tg} 5^{\circ} + 3,5 \bar{b}_3 = 0,0875 + 3,5 \bar{b}_3$$

Для связи угла потока на расчетном режиме $\alpha_{2расч} = \operatorname{arctg} \frac{\varphi_{2расч}}{\psi_{Трасч}}$ с углом

потока на границе помпажа $\alpha_{3кр} = \operatorname{arctg} \frac{\varphi_{2кр}}{\psi_{Ткр}}$ следует установить соотношения

$\psi_{Ткрит} / \psi_{Трасч}$ и $\varphi_{2крит} / \varphi_{2расч}$. Соотношение ϵ между коэффициентами теоретического напора вытекает из введенной в практику расчетов Метода универсального моделирования линейной зависимости $\psi_T = f(\varphi_2)$ - рисунок 7:

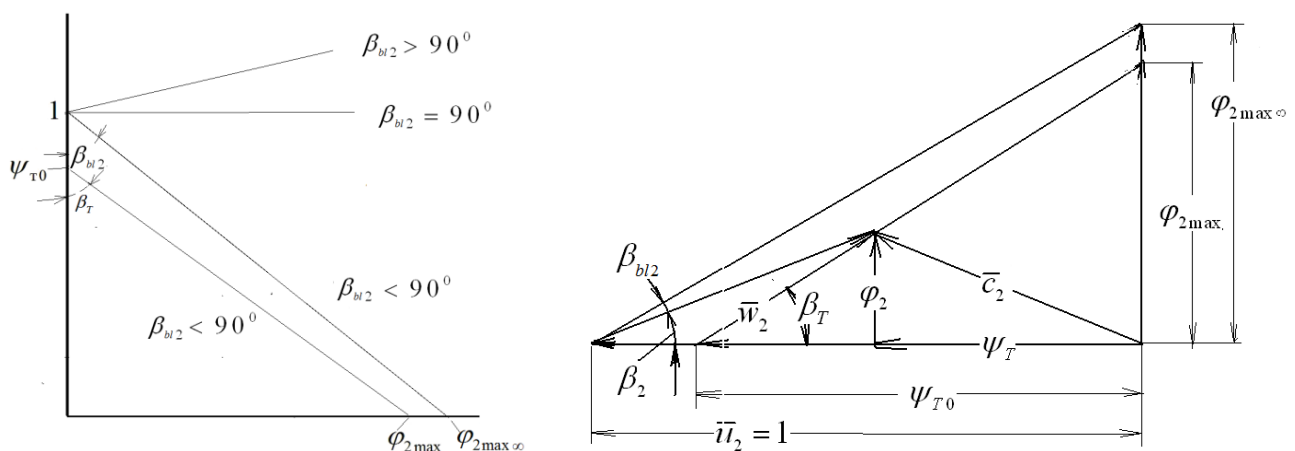


Рисунок 7 – Напорная характеристика и треугольник скоростей при линейной зависимости $\psi_T = f(\varphi_2)$

При линейной зависимости коэффициента напора от коэффициента расхода:

$$\psi_{T_{крит}} = \psi_{T0} - (\psi_{T0} - \psi_{T_{расч}}) \frac{\varphi_{2_{крит}}}{\varphi_{2_{расч}}}$$

Для коэффициента теоретического напора при нулевом расходе предложена эмпирическая формула:

$$\psi_{T0} = 0,84 + 0,27(\psi_{T_{расч}} - 0,40).$$

Как и во всех инженерных методах граница помпажа отождествляется с режимом максимального отношения давлений, он же режим максимального коэффициента политропного напора. С учетом предложенного проф. Ю. Галеркиным приближенного эмпирического соотношения

$$h_w / h_{w_{расч}} = 1 + 8,5 \left(1 - \Phi / \Phi_{расч}\right)^3:$$

$$\frac{\Phi_{крит}}{\Phi_{расч}} = 1 - \left[\frac{\frac{\psi_{T0}}{\psi_{T_{расч}}} - 1}{17(1 - \eta_{z_{расч}})} \right]^{0,5}$$

и угол потока на границе помпажа:

$$\alpha_{2_{кр}} = \arctg \left[\frac{\varphi_{2_{расч}} \frac{\Phi_{крит}}{\Phi_{расч}}}{0,84 + 0,27(\psi_{T_{расч}} - 0,40) - (0,84 + 0,27(\psi_{T_{расч}} - 0,40) - \psi_{T_{расч}}) \frac{\Phi_{крит}}{\Phi_{расч}}} \right]$$

Соответствующая принятому условию проектирования относительная ширина БЛД:

$$\bar{b}_3 = \frac{-0,0875 + \sqrt{0,00766 + 14 \operatorname{tg} \alpha_{2_{кр}} \bar{b}_2}}{7}.$$

С учетом опыта и расчетов ступеней с разными параметрами проектирования предлагается эмпирическая формула выбора радиальной протяженности БЛД ступени:

$$\bar{D}_4 = 1,45 + 1,4 \Phi_{расч}^{0,5}.$$

Для первичного проектирования лопаточных диффузоров в большей степени использованы результаты отечественных ученых и специально

проведенные CFD-расчеты. На рисунке 8 для примера показаны рассчитанные характеристики ЛД с разным числом лопаток.

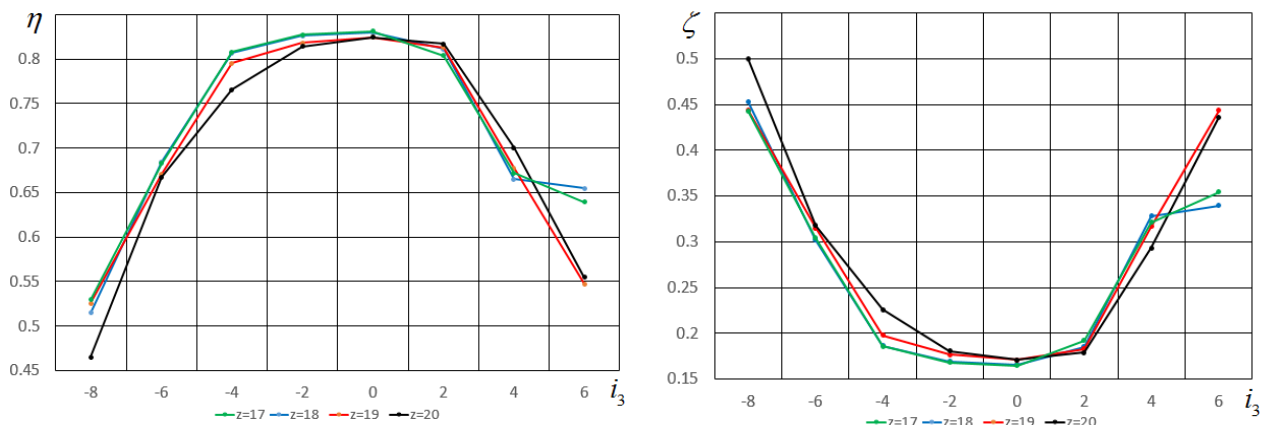


Рисунок 8 – ANSYS CFX. Характеристики ЛД с $D_3 / D_2 = 1,1$, $D_4 / D_2 = 1,5$, $\bar{b}_3 = 0,060$, $\alpha_3 = 20^\circ$, $\alpha_4 = 35^\circ$, $z_\partial = 17, 18, 19, 20$ шт.

Первичное проектирование выполняется в следующем порядке:
радиальная протяженность безлопаточного участка:

$$\bar{D}_3 = 1,10,$$

– максимально допустимое отношение b_3 / b_2 , при котором поток полностью растекается в безлопаточном пространстве перед ЛД:

$$\left(\frac{b_3}{b_2} \right)_{\text{макс}} = 1 + \frac{0,01625}{\bar{b}_2},$$

– оптимальная радиальная протяженность ЛД по результатам CFD-анализа

$$\bar{D}_4 = 1,50,$$

– минимальный принимаемый при первичном проектировании угол входа лопаток:

$$\alpha_{\text{л3мин}} = 12^\circ,$$

– оптимальный угол атаки по результатам CFD-анализа:

$$i_{3\text{опт}} = -2,5^\circ.$$

– угол потока на входе в ЛД:

$$\alpha_{3\text{мин}} = \arctg \left[\text{tg} \alpha_2 / \left(\frac{b_3}{b_2} \right)_{\text{макс}} \right];$$

– если $\alpha_{3\text{мин}} \geq \alpha_{\text{л3мин}} - i_{3\text{опт}}$, то:

$$\left(\frac{b_3}{b_2}\right) = \left(\frac{b_3}{b_2}\right)_{\text{макс}}, \quad \alpha_{\text{л3}} = \alpha_{\text{3мин}} + i_{\text{3опт}}.$$

– УГОЛ ВЫХОДА ЛОПАТОК ДИФфуЗОРА:

$$\alpha_{\text{л4}} = \alpha_{\text{л3}} + 0,62(\alpha_{\text{л4макс}} - \alpha_{\text{л3}}),$$

где $\alpha_{\text{л4макс}} = \arccos\left(\frac{D_3}{D_4} \cos\alpha_{\text{л3}}\right)$ - угол выхода прямых лопаток,

– ЧИСЛО ЛОПАТОК ЛД:

$$z_{\text{лд}} = 2,73 \frac{\left(1/t_{\text{ср}}\right)_{\text{опт}} \sin(\alpha_{\text{л3}} + \alpha_{\text{л4}})/2}{\lg D_4/D_3}$$

где $\left(1/t_{\text{ср}}\right)_{\text{опт}} = 2,0$.

На стадии первичного проектирования форму ОНА определяют такие параметры лопаточной решетки: $\bar{b}_5, \bar{b}_6, \alpha_{\text{л5}}, \alpha_{\text{л6}}, \bar{D}_6, z_{\text{лд}}$.

Для диапазона ступеней $\Phi_{\text{расч}} = 0,015 - 0,15$ рекомендуются эмпирические формулы:

$$\alpha_{\text{л5}}^{\circ} = 25^{\circ} + 21,6^{\circ} (\Phi_{\text{расч}} - 0,015)^{0,35}.$$

$$\frac{\bar{b}_5}{\bar{b}_4} = 1,45 - 0,5 (\Phi_{\text{расч}} - 0,015)^{0,4}.$$

$$z_{\text{она}} = 20 + 12 (\Phi_{\text{расч}} - 0,015)^{0,35}.$$

Угол атаки на расчетном режиме для высокорасходных ступеней равен +4-5 градусов. Для малорасходных ступеней этот угол атаки увеличивается до +10 градусов.

Высота лопаток на выходе определяется из условия обязательного ускорения потока в выходном кольцевом конфузоре (ВКК) не менее 15% и необходимости плавного поворота потока в ВКК. Высота лопатки на диаметре D_6 определяется по формуле:

$$\bar{b}_6 = 0,417 \left[\left(\bar{D}_{0'}^2 + 1,38 (\bar{D}_{0'}^2 - \bar{D}_{\text{см}'}^2) \right)^{0,5} - \bar{D}_{0'} \right].$$

Диаметр окончания лопаток ОНА равен:

$$\bar{D}_6 = \bar{D}_{0'} + 2\bar{R}_{\text{с6}} = \bar{D}_{0'} + 2 \frac{R_{\text{с6}}}{b_6} \bar{b}_6 = \bar{D}_{0'} + 1,2\bar{b}_6.$$

Алгоритмы первичного проектирования из глав 3 и 4 интегрированы в компьютерные программы Метода универсального моделирования ЦКС-Г8Р, ППЦК-Г8Р, результаты которого передаются в программу РХЦК-Г8Р.

В главе 5 представлена верификация и проектная практика Метода первичного проектирования.

На параметры пяти модельных ступеней в диапазоне расчетных коэффициентов расхода 0,0326 – 0,070 семейства 20СЕ Проблемной лаборатории компрессоростроения по программе ППЦК-Г8Р сделаны первичные проекты, рассчитаны характеристики по программе ЦКС-Г8Р и сопоставлены с характеристиками модельных ступеней – пример на рисунке 9.

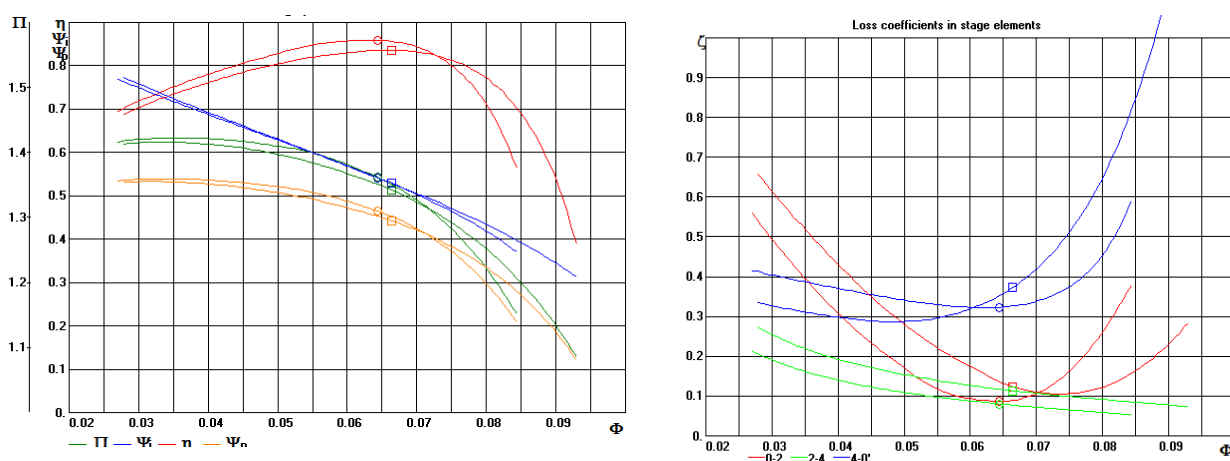


Рисунок 9 – Газодинамические характеристики модельной ступени 048 (круг) и ее аналога по методу первичного проектирования (квадрат)

Аналоги модельных ступеней имеют более узкий диффузор, выбранный из условия безотрывного течения на границе помпажа. На стадии окончательного проектирования следует или применить более широкий БЛД для повышения КПД, или обезопасить компрессор от нестационарного вращающегося срыва на режимах, удаленных от расчетной точки.

Предварительное проектирование серии ступеней с $\Phi_{\text{расч}} = 0,015, 0,025, 0,045, 0,0625$ и $0,080$ показало ожидаемый вид характеристик, величины КПД и коэффициентов потерь – рисунок 10. После окончательного проектирования КПД ступеней может быть повышен.

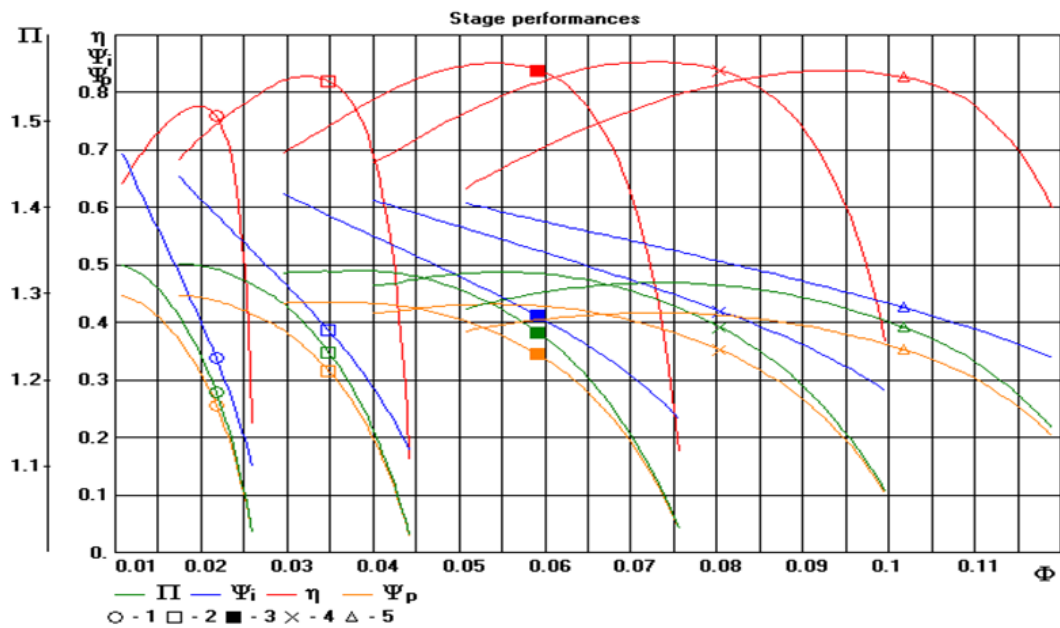


Рисунок 10 – Характеристик серии ступеней, спроектированных методом первичного проектирования

Компрессор ТК-18 турбодетандерного агрегата был спроектирован на базе вариантного расчета с применением упрощенной математической модели и предложенного диссертантом метода первичного проектирования. На рисунке 11 показан разрез компрессора и его проектные характеристики в сопоставлении и результатами испытаний.

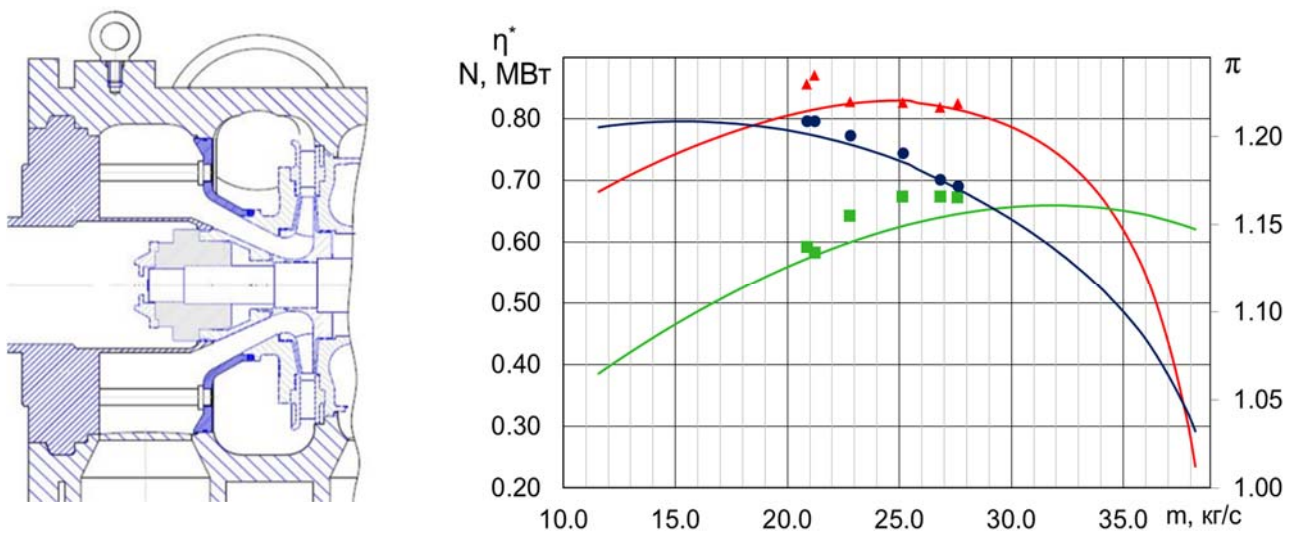


Рисунок 11 – Компрессор ТК-18. Продольный разрез, проектные характеристики и результаты испытаний.

На базе вариантного расчета с применением упрощенной математической модели и предложенного диссертантом метода первичного проектирования спроектированы компрессор ТК-19 турбодетандерного агрегата

(изготавливается заказчиком) и компрессор ТКР 140Э совместно с НПО «Турботехника» (испытания подтвердили высокий КПД и хорошую зону работы).

Разработанный автором Метод первичного проектирования использован при реализации проекта «Создание современного высокотехнологичного производства по проектированию, изготовлению и испытаниям установок, компримирующих газообразные продукты для эффективного использования в транспортных системах и технологиях» (грант Минобрнауки).

Были выполнены газодинамические проекты двух серий модельных ступеней в диапазоне проектных значений коэффициентов расхода $\Phi_{расч} = 0,015 - 0,15$ (20 ступеней). Для проверки принципов проектирования малорасходных ступеней были испытаны две ступени на одинаковые параметры $\Phi_{расч} = 0,015$, $\psi_{Трасч} = 0,50$, отличающиеся типом рабочих колес:

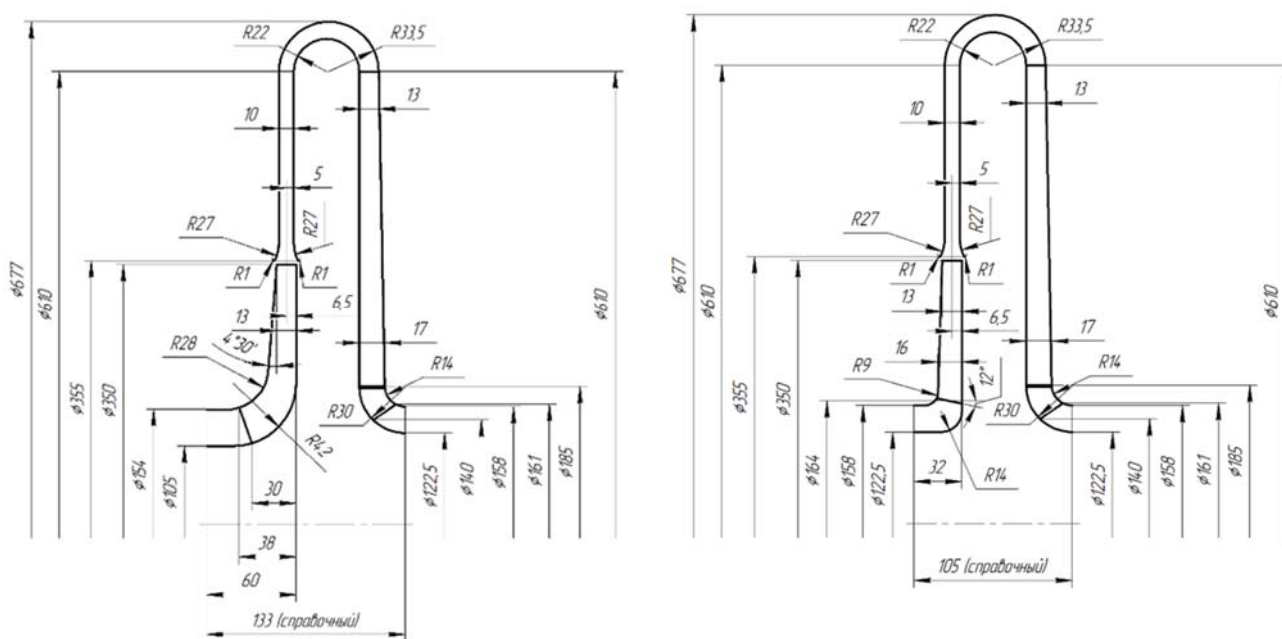


Рисунок 12 – Слева – меридиональные размеры ступени с $\Phi_{расч} = 0,015$, $\psi_{Трасч} = 0,50$ и осерадиальным пространственным рабочим колесом (ОРК)

Справа – меридиональные размеры ступени с $\Phi_{расч} = 0,015$, $\psi_{Трасч} = 0,50$ и радиальным непространственным рабочим колесом (РРК)

В рамках работ, выполняемых в Центре Национальной технологической инициативы «Новые производственные технологии» федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра

Великого» был сконструирован и построен экспериментальный стенд ЭЦК-55 с прямым высокочастотным приводом экспериментальной модели (рисунок 13).

На рисунке 13 показаны компоновка стенда и расположение измерительных сечений.

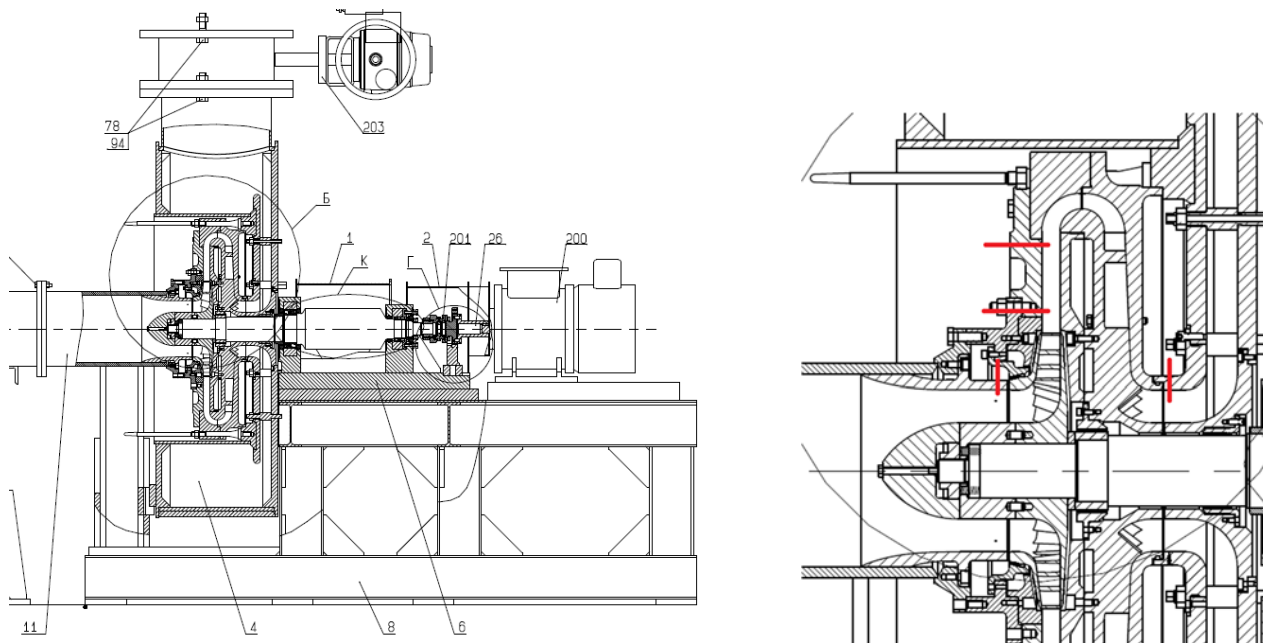


Рисунок 13 – Слева компоновка стенда ЭЦК-55. Справа измерительные сечения в проточной части промежуточной ступени.

Испытания подтвердили проектные характеристики, что верифицирует Метод первичного проектирования. На рисунке 14 – безразмерные газодинамические характеристики ступеней 01.2 РРК-0,015-0,50-0,35 и 01.1 и 01.1У ОРК-0,015-0,50-0,30.

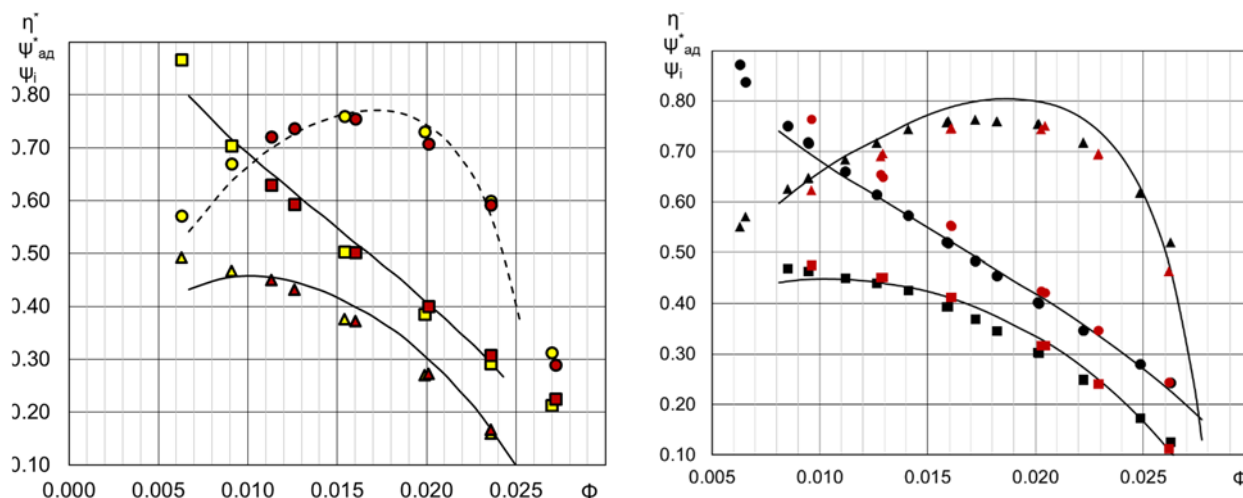


Рисунок 14 – Безразмерные газодинамические характеристики ступеней: слева - 01.1У ОРК-0,015-0,50-0,30, справа 01.2 РРК-0,015-0,50-0,35.

В заключении представлены основные результаты работы. Конкретные результаты описаны в начале автореферата в разделе, посвященном решенным задачам. Поставленные задачи решены на основе специально проведенных обширных вычислительных экспериментов с использованием современных методов. Предлагаемый метод вариантного расчета и первичного проектирования прошел верификацию и продемонстрировал полезность в проектной практике лаборатории «Газовая динамика турбомашин» СПбПУ. Два компрессора изготовлены и успешно испытаны, еще один – на стадии изготовления.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Статьи в рецензируемых научных изданиях ВАК

1. Солдатова К.В., Рекстин А.Ф. Инженерные методы проектирования турбокомпрессоров. Компрессорная техника и пневматика. № 5. – 2013. - С. 18-22.
2. Кулагин А.В., Рекстин А.Ф. Эффективное газодинамическое проектирование при создании и модернизации центробежных компрессорных установок. Компрессорная техника и пневматика. – 2014. - № 5. – С. 18-22.
3. Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А. Высокоэффективный одноступенчатый полнонапорный компрессор ГПА (газодинамический проект, результат модельных испытаний). Компрессорная техника и пневматика. – 2014. - № 8. – С. 19-25.
4. Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А. Верификация новых версий Метода универсального моделирования центробежных компрессоров по результатам экспериментов. Компрессорная техника и пневматика. – 2015. - № 4. – С. 21-31.
5. Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А. Особенности газодинамического проектирования центробежных компрессоров для газовой промышленности. Компрессорная техника и пневматика. – 2015. - № 5. – С. 4-12.
6. Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А. Радиальные и осерадиальные рабочие колеса центробежных компрессоров – преимущества, недостатки, область применения. Компрессорная техника и пневматика. – 2015. - № 7. – С. 23-32.
7. Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А. Альтернативный способ расчета характеристики коэффициента теоретического напора центробежного компрессорного колеса. Компрессорная техника и пневматика. – 2016. - № 6. – С. 11-19.

8. Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А. Анализ геометрических и газодинамических параметров центробежных компрессорных ступеней в десятикратном диапазоне расчетного коэффициента расхода. Компрессорная техника и пневматика. – 2016. - № 7. – С. 32-43.
9. Рекстин А.Ф., Семеновский В.Б., Солдатова К.В., Галеркин Ю.Б., Соколов К.К. Особенности моделирования газодинамических характеристик центробежных компрессоров турбодетандерных агрегатов. Компрессорная техника и пневматика. – 2018. - №1. – С. 13-20.
10. Рекстин А.Ф., Попова Е.Ю., Уцеховский А.А. Анализ эффективности центробежных компрессорных ступеней с помощью приближенных алгебраических уравнений. Компрессорная техника и пневматика. – 2018. - №1. – С. 33-40.
11. Рекстин А.Ф., Галеркин Ю.Б. Особенности первичного проектирования малорасходных центробежных компрессорных ступеней. – Вестник пермского национального исследовательского политехнического университета. 2018. Т. 20, № 2. С. 43-54. DOI: 10.15593/2224-9877/2018.2.06
12. Рекстин А. Ф., Бакаев Б.В. Вариантные расчеты промышленных центробежных компрессоров на основе упрощенной математической модели. // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24, № 4. С. 24–38. DOI: 10.18721/JEST.24403
13. Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Галеркин Ю.Б. Верификация упрощенной математической модели центробежных компрессорных ступеней. Известия высших учебных заведений - #9(702)/2018 - Москва, МГТУ им. Баумана – 2018.- DOI: 10.18698/0536-1044-2018-9-44-56
14. Рекстин А.Ф., Дроздов А.А., Соловьёва О.А., Галеркин Ю.Б. Сравнение двух математических моделей безлопаточного диффузора центробежной. – Компрессорная техника и пневматика. – 2019. - №1. – С. 2 - 10.
15. Дроздов А.А., Рекстин А.Ф. Анализ диаграмм скоростей рабочих колес центробежных компрессорных ступеней после первичного проектирования. // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25, № 1. С. 79–91. DOI: 10.18721/JEST.25108
16. Семеновский В.Б., Рекстин А.Ф., Галеркин Ю.Б., Соколов К.К. Экспериментальные и расчетные исследования серии центробежных компрессоров турбодетандерного агрегата. Известия высших учебных заведений - #1(706)/2019 - Москва, МГТУ им. Баумана – 2019.- DOI: 10.18698/0536-1044-2019-1-37-47

Доклады на международных конференциях

1. Galerkin Y., Rekstin A., Soldatova K., Aerodynamic designing of supersonic centrifugal compressor stages. International Conference on Numerical Methods in Industrial Processes. World Academy of science, engineering and technology. Paris 2015 Conference. - Vol: 9 No:01 2015. – № 216.
2. Galerkin Y., Rekstin A., Soldatova K. Gas dynamic design of the pipe line compressor with 90% efficiency. Model test approval. International Conference on Compressors and their Systems. London. City University. - UK. - 2015. - DOI: 10.1088/1757-899X/90/1/012044.
3. Y. Galerkin, A. Rekstin, K. Soldatova, A. Drozdov. Gas dynamic designs of centrifugal compressors for gas industry. Specific features. ASME Gas Turbine India Conference. – 2015. – GTINDIA2015-1215. DOI: 10.1115/GTINDIA2015-1215.
4. Galerkin Y., Rekstin A., Soldatova K., Drozdov A. Universal modeling method – the instrument for centrifugal compressor gas dynamic design. [text] // ASME Gas Turbine India Conference. – 2015. - GTINDIA2015-1202. DOI: 10.1115/GTINDIA2015-1202
5. Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф, Солдатова К.В., Дроздов А.А. Высокоэффективный центробежный компрессор для агрегата ГПА-Ц-32/76-1,35 линейных компрессорных станций магистральных газопроводов газовой промышленности. 19 Международный симпозиум «потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования». – СПб. – 2015. – С. 21-31.
6. Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф, Солдатова К.В., Дроздов А.А. Радиальные и осерадиальные рабочие колеса центробежных компрессоров: преимущества, недостатки, область применения. VI Международная научно-техническая конференция «Газотранспортные системы: настоящее и будущее». – Москва. – ВНИИГАЗ. – 2015. – С. 244-265.
7. Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф, Солдатова К.В., Дроздов А.А. Газодинамические особенности проектирования центробежных компрессоров для газовой промышленности: специфика и особенности. VI Международная научно-техническая конференция «Газотранспортные системы: настоящее и будущее». – Москва. – ВНИИГАЗ. – 2015. – С. 229-243.
8. Galerkin Y., Rekstin A., Drozdov A. 2D and 3D impellers of centrifugal compressors – advantages, shortcomings, field of application. International Conference on Compressors and their Systems. London. City University. - UK. - 2017. DOI: 10.1088/1757-899X/232/1/012040.

9. Galerkin Y., Drozdov A., Rekstin A., Soldatova K. An alternative method of centrifugal compressor loading factor modeling. International Conference on Compressors and their Systems. London. City University. - UK. - 2017. - DOI: 10.1088/1757-899X/232/1/012039.

10. Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А., Попов Ю.А. Развитие научной школы турбокомпрессоростроения ЛПИ-СПбПУ Петра Великого, результаты сотрудничества с компрессоростроителями. 17 Международная научно-техническая конференция. – Казань. – 2017. - Май. – С. 19-29.

11. Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А. Лаборатория «Газовая динамика турбомашин». Развитие научной школы турбокомпрессоростроения ЛПИ – СПбПУ Петра Великого, результаты сотрудничества с компрессоростроителями. VII международная научно-техническая конференция и выставка «Газотранспортные системы: настоящее и будущее». - Москва. – 2017. –С.45

12. Бакаев Б.В., Писарев Ю.Н., Лысякова А.А., Ленцман М.М., Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А., Выбор параметров центробежных компрессоров перспективных ГПА и пример проекта компрессора. VII международная научно-техническая конференция и выставка «Газотранспортные системы: настоящее и будущее». - Москва. – 2017. –С.44

13. Galerkin Y., Soldatova K., Rekstin A. Mathematical modelling and analysis of an axial compressor supersonic stage impeller ICCMS 2018: 10th International Conference on Computer Modeling and Simulation. – Australia. - Sydney. –Paper ID: 009. - 2018. P. 197-201.

14. Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А., Соловьёва О.А. Сравнение двух математических моделей безлопаточного диффузора центробежной компрессорной ступени. Международная научная конференция «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства». – Омск. -2018. с. 84-85

15. Войнов И.Б., Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А. Опыт оптимизации проточной части сверхзвукового циклового центробежного компрессора. Международная научная конференция «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства». – Омск. -2018. с. 96-97

16. Семеновский В.Б., Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Соколов К.К. Анализ проектных и измеренных газодинамических характеристик центробежного компрессора турбодетандерного агрегата. Международная

научная конференция «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства». – Омск. -2018. -с. 144-145

17. Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А. Способы расчета напорной характеристики рабочего колеса центробежного компрессора. Международная научная конференция «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства». – Омск. -2018. с. 154

18. Рекстин А.Ф., Попова Е.Ю., Уцеховский А.А. Алгебраические уравнения оценки эффективности центробежной компрессорной ступени. Международная научная конференция «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства». – Омск. -2018. с. 133-134

19. Galerkin Y., Drozdov A., Rekstin A., Soldatova K. Methods of calculating loading factor characteristic of a centrifugal compressor impeller. - Oil and Gas Engineering (OGE-2018). - AIP Conf. Proc. 2007. – Omsk. – Russia. – 2018. 030037-1–030037-9; <https://doi.org/10.1063/1.5051898>

20. Rekstin A., Popova Y., Ucehovscy A. Centrifugal compressor stages efficiency analysis by means of the approximate algebraic equations. - Oil and Gas Engineering (OGE-2018). - AIP Conf. Proc. 2007. – Omsk. – Russia. – 2018. - 030036-1–030036-11; <https://doi.org/10.1063/1.5051897>

21. Rekstin A.F., Drozdov A.A., Solovyeva O.A., Galerkin Y.B. Two mathematical models centrifugal compressor stage vaneless diffuser comparison. - Oil and Gas Engineering (OGE-2018). –AIP Conf. Proc. 2007. - Omsk. – Russia. – 2018. - 030035-1–030035-12; <https://doi.org/10.1063/1.5051896>

22. Rekstin A.F., Semenovskiy V.B., Galerkin Y.B., Sokolov A.A. The analysis of design and measured gas-dynamic characteristics of the centrifugal compressor within turboexpander aggregate. - Oil and Gas Engineering (OGE-2018) - AIP Conf. Proc. 2007. – Omsk. – Russia. – 2018. 030028-1–030028-11; <https://doi.org/10.1063/1.5051889>

23. Aleksandr Drozdov and Alexey Rekstin Analysis of the velocity diagrams of impellers of centrifugal compressor stages after the preliminary design. – MATEC Web Conf. Volume 245, 2018. - International Scientific Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering (EECE-2018). DOI 10.1051/mateconf/201824504004