

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ПЕТРА ВЕЛИКОГО

Институт энергетики

Высшая школа энергетического машиностроения

ТРУДЫ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКОЙ
НАУЧНОЙ ШКОЛЫ
ТУРБОКОМПРЕССОРОСТРОЕНИЯ
21 ВЕКА



ПОЛИТЕХ-ПРЕСС

Санкт-Петербургский
политехнический университет
Петра Великого

Санкт-Петербург

2023

Р е ц е н з е н т – почетный работник науки и техники РФ,
доктор технических наук, профессор, член экспертного совета ВАК РФ
по энергетике, электрификации и энергетическому машиностроению,
заведующий кафедрой «Теплотехника и гидрогазодинамика»
Сибирского федерального университета *В. А. Кулагин*

А в т о р ы:

Ю. С. Васильев, Ю. К. Петреня, К. В. Солдатова, А. Ф. Рекстин, А. А. Дроздов

Труды политехнической научной школы турбокомпрессоростроения 21 века /
Ю. С. Васильев [и др.]. – СПб. : ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023. – 384 с.

В 1930 г. в Ленинградском политехническом институте была создана единственная в мире компрессорная кафедра, в 1957 г. – Проблемная лаборатория компрессоростроения. Были проведены уникальные эксперименты и исследования, которые позволили Ю. Б. Галеркину и его команде создать не имеющий аналога комплекс программ оптимального проектирования центробежных компрессоров. По нашим проектам только в газовой промышленности РФ работают центробежные компрессоры с общей мощностью более 5,5 млн кВт. Новые проекты – в постоянной работе. Книга посвящена девяностолетию со дня рождения основателя и руководителя политехнической научной школы турбокомпрессоростроения. Собственно перу авторов принадлежит небольшая часть текста. В незначительно переработанном виде с согласия автора использованы материалы из публикаций Ю. Б. Галеркина. Почти полностью представлен текст из посвященной Ю. Б. Галеркину брошюры в библиографической серии «Выдающиеся ученые СПбГПУ» (2011 г.). Авторы не сумели полностью избежать некоторых повторов в текстовом и иллюстративном материале. Это связано с компилятивным характером книги. Рассчитываем на понимание читателей.

© Васильев Ю. С., Петреня Ю. К., Солдатова К. В., 2023
© Рекстин А. Ф., Дроздов А. А., 2023
© Санкт-Петербургский политехнический
университет Петра Великого, 2023

*К 90-летию со дня рождения создателя
политехнической научной школы
турбокомпрессоростроения 21 века
Юрия Борисовича ГАЛЕРКИНА*



ОГЛАВЛЕНИЕ

1	Предисловие - вступление	5
1.1	История и роль компрессорной техники.....	5
1.2	О компрессорной кафедре ЛПИ – СПбПУ	20
1.3	Проблемная лаборатория компрессоростроения.....	24
1.4	Политехническая научная школа турбокомпрессоростроения 21 века.....	26
2	Работы научной школы турбокомпрессоростроения на кафедре и в проблемной лаборатории компрессоростроения. Краткий обзор.....	32
3	Компрессорная кафедра в Политехническом. 1930-2013 гг.....	60
3.1	Отчетный доклад Ю.Б. Галеркина, 2013 г.	60
3.2	Дополнительная информация.....	90
4	Современное состояние компрессорного направления в СПбПУ	103
4.1	Количественные показатели.....	103
4.2	Возвращение научной школы в историческое помещение компрессорной кафедры	119
4.3	Научные сотрудники - преподаватели Политехнической научной школы турбокомпрессоростроения 21 века.....	123
4.4	Признание научной школы турбокомпрессоростроения профессиональным сообществом	132
5	Научные и проектные работы научной школы турбокомпрессоростроения в 2010 -2022 гг.....	139
5.1	Развитие приемов оптимального проектирования	139
5.2	Развитие математического моделирования. Версии №№ 5, 6, 7 математической модели	171
5.3	Развитие математического моделирования. Версии №№ 8, 9 математической модели.....	180
5.4	Реализованные проекты компрессоров и ступеней.....	200
5.5	Дозвуковые и сверхзвуковые осевые компрессоры	226
5.6	Первый положительный опыт CFD-моделирования характеристик центробежной компрессорной ступени.....	236

6	Краткая информация о работе кафедры и политехнической научной школы турбокомпрессоростроения по годам	271
6.1	Список событий по годам.....	271
6.2	Диссертационные работы сотрудников политехнической научной школы турбокомпрессоростроения	296
	Приложение А.....	300
	Приложение Б	368
	Приложение В.....	373

1 ПРЕДИСЛОВИЕ - ВСТУПЛЕНИЕ

Цель предисловия – дать представление о компрессорных проблемах, условиях, в которых формировалась научная школа. Более полное описание вопросов представлено в последующей основной части. Большинство представленных там материалов не принадлежит перу авторов. Это подборка из книг Ю.Б. Галеркина, из публикаций в журналах и докладов на Междугородних конференциях, отчетах о деятельности кафедры и Ассоциации компрессорщиков и пневматиков. В конце перепечатана подготовленная президентом СПбПУ академиком Ю.С. Васильевым, деканом Энергомашиностроительного факультета Г.П. Поршневым и доцентом кафедры КВХТ К.В.Солдатовой брошюра: Библиографическая серия: Выдающиеся ученые СПбГПУ ЮРИЙ БОРИСОВИЧ ГАЛЕРКИН. 2011 г.

1.1 История и роль компрессорной техники

О компрессорной технике люди не имеют, или почти не имеют представления, хотя она окружает нас в быту и играет важнейшую роль в экономике. В нашей квартире холодильники, пылесосы, вентиляторы в ванной и в компьютере – это все компрессоры или машины на их основе. Философы считают, что если бы не наш природный объемный компрессор – легкие, то люди не овладели бы огнем. Счастливая мысль взять в руки пальмовый лист и помахать им тоже помогла в освоении огня.

Во всяком случае, первым известным изображением технического устройства является рисунок мехов печи для выплавки благородных металлов — 1500 лет до н. э., настенная роспись захоронения в Египте.



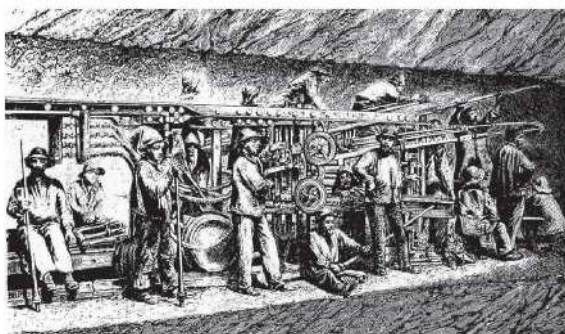
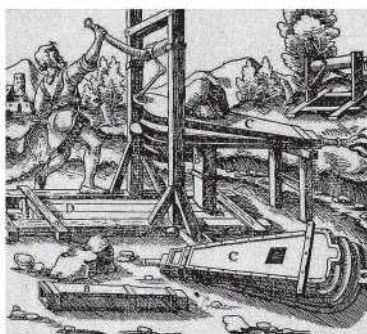
Первое историческое изображение технического устройства — применение объемного компрессора (ножные меха) в процессе плавки золота

В Древнем мире эти устройства были широко распространены.



Реконструкция печи для выплавки меди с ножными мехами. Пустыня Негев, 4 в. до н.э

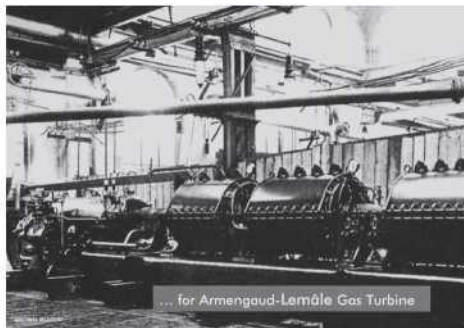
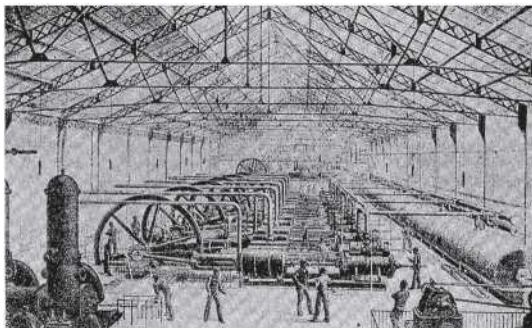
В средние века объемные компрессоры применялись для проветривания шахт при добыче руды “огневым” способом. Горное дело и в наше время требует применения самых разных компрессоров.



Проветривание шахты после разогрева рудного пласта открытым пламенем и охлаждением подачей воды. Европа, 16 в. Первый крупномасштабный опыт применения передачи энергии сжатым воздухом
Проходка железнодорожного туннеля в Швейцарских Альпах пневматическими сверлами. Середина 19 в.

С началом промышленной революции актуальной стала пневматическая техника — передача энергии сжатым воздухом. Успех строителей туннеля Монт-Сени в Швейцарии, проходка которого многократно ускорилась применением пневматических дрелей с приводом от компрессоров у порталов туннеля, имел огромный резонанс. В 1880-х

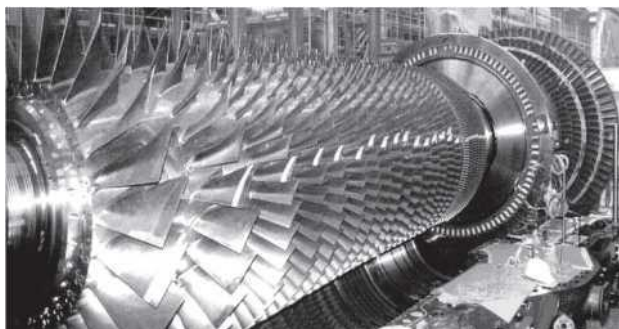
гг. в Париж была построена первая компрессорная станция, снабжавшая энергией промышленные и бытовые объекты всего города.



Компрессорная станция суммарной мощностью 1500 кВт, снабжающая энергией общегородскую пневматическую сеть Парижа, 1888г. и первый газотурбинный двигатель с низкоротными центробежными компрессорами и КПД порядка 5%. Франция 1906 г.

В эпоху до появления электроэнергетических цепей это имело огромное значение, но и сейчас машиностроительные и другие промышленные предприятия до 40 % энергии потребляют в виде сжатого воздуха.

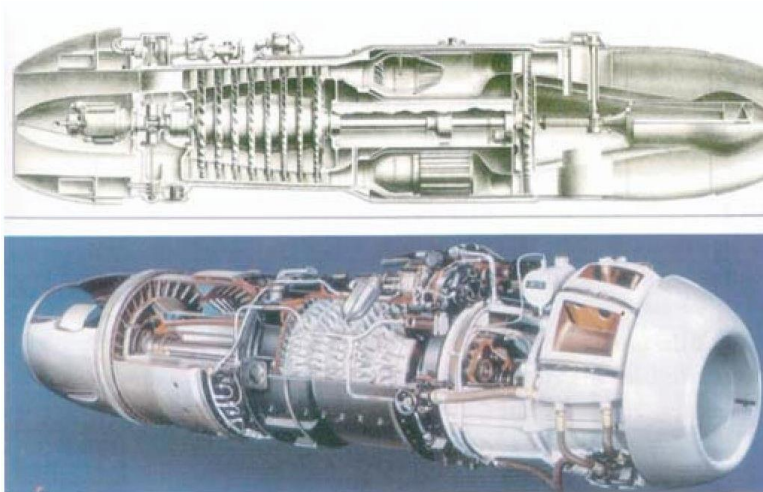
Развитие энергетики, химии, нефтехимии, холодильной техники, добыча и использование нефти и газа стимулировало разработку всех типов компрессоров с широчайшим диапазоном мощностей и давлений. Следующий шаг — бурно прогрессирующее применение компрессоров в газотурбинных двигателях. В конце 1930-х гг. появились первые практически работоспособные промышленные газовые турбины. Во Второй мировой войне у обеих сторон появились реактивные самолеты, для которых было произведено более 6000 газотурбинных двигателей только в Германии.



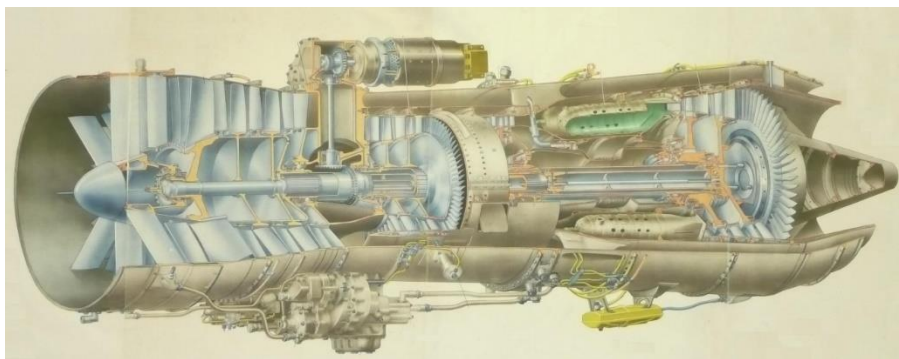
Ротор современной энергетической газовой турбины. Осевой компрессор на переднем плане

В современной экономике, по крайней мере, по установленной мощности, играют осевые и центробежные компрессоры – турбокомпрессоры. Их принцип действия основан на передаче механической энергии двигателя непрерывному потоку газа лопастями – лопатками вращающихся рабочих колес. Турбокомпрессоры применяются во всех базовых отраслях промышленности, энергетике, транспорте. Основные области применения:

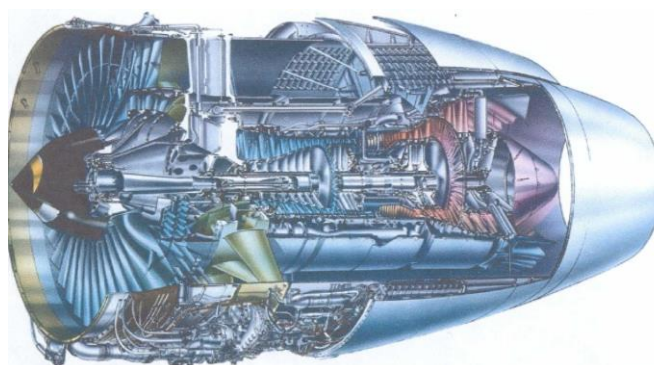
– **цикловые компрессоры газотурбинных двигателей**, подающие воздух в камеру сгорания. Потребляемая мощность значительно превышает мощность на валу газотурбинной установки и у крупных двигателей измеряется десятками и сотнями тысяч киловатт. Массовый расход в зависимости от мощности ГТД может достигать нескольких сотен кг/с при отношении давлений до двух – трех десятков в зависимости от типа и схемы ГТУ. У ГТУ большой мощности применяются исключительно осевые компрессоры, у ГТУ меньшей мощности могут применяться одно – двухступенчатые центробежные или многоступенчатые осевые компрессоры с центробежной ступенью на выходе. Традиционная область обширного применения ГТД – это двигатели летательных аппаратов, а в нашей стране также - приводные двигатели центробежных компрессоров газовой промышленности. Сейчас производство электроэнергии переориентируется на высокоэкономичные парогазовые установки с ГТД в качестве основного источника механической энергии;



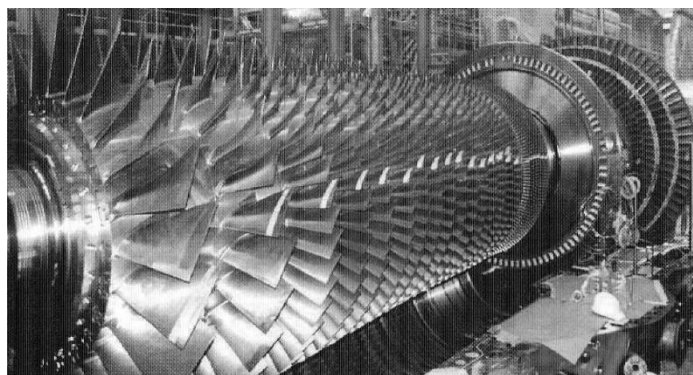
Первые реактивные двигатели боевых самолетов с осевыми компрессорами (1940-е гг. Германия).



Двухконтурный турбореактивный двигатель с двухкаскадным (два соосных ротора с разной скоростью вращения) осевым компрессором

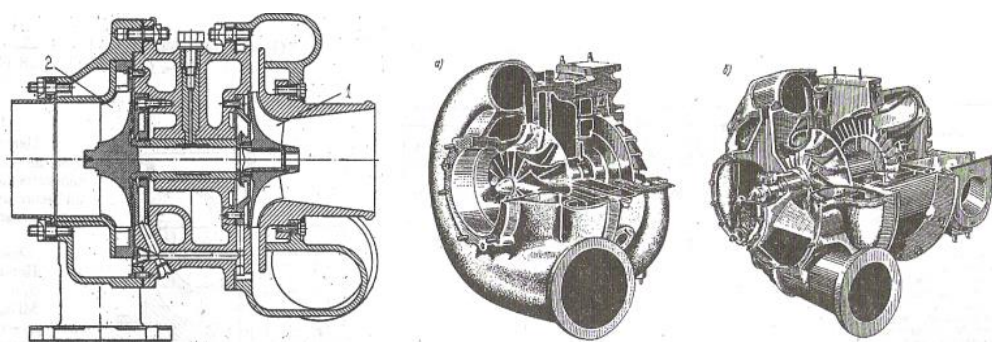


Двухконтурный турбореактивный двигатель пассажирского лайнера с турбовентилятором, создающим основную тягу двигателя



Ротор современной энергетической ГТУ мощностью 280 мегаватт

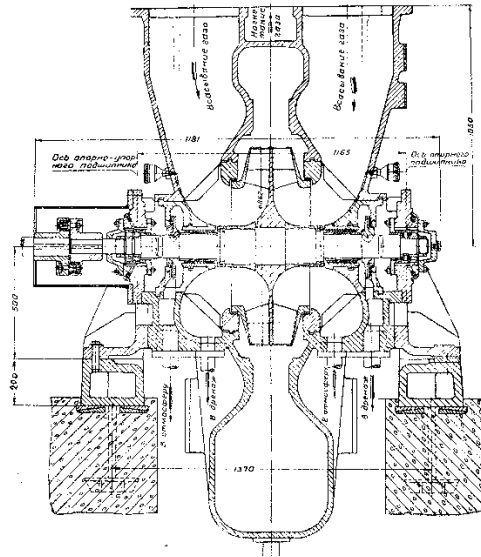
– **турбонаддув двигателей внутреннего сгорания.** Выхлопные газы ДВС приводят в действие турбину, вращающую одноступенчатый центробежный компрессор, сидящий с ней на одном валу.



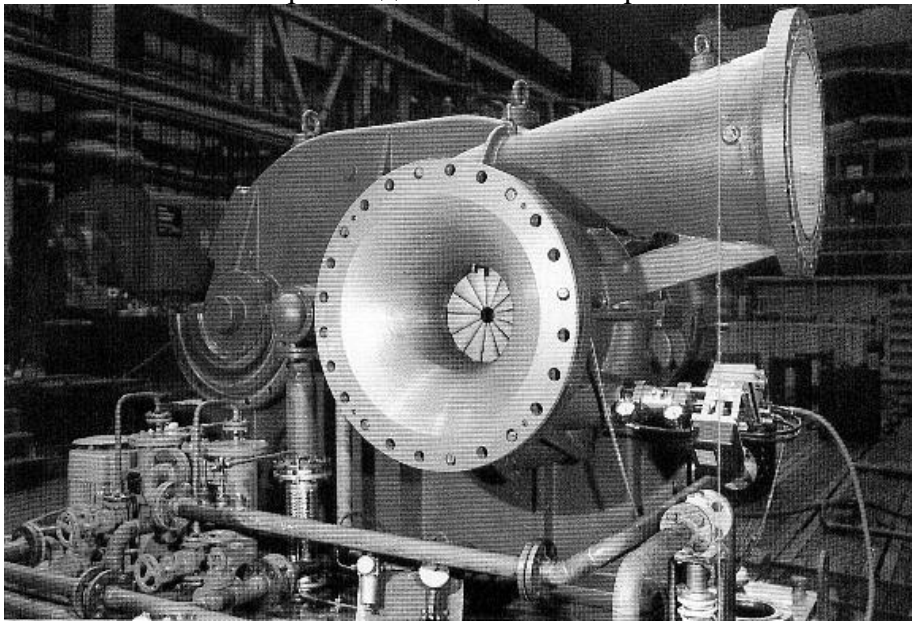
Продольный разрез агрегата турбонаддува двигателя внутреннего сгорания типа ТКР (радиальная турбина, вращающаяся выхлопными газами двигателя – слева) и агрегаты турбонаддува с радиальной и осевой турбинами

Турбокомпрессор увеличивает массу воздуха в цилиндрах, что позволяет сжигать больше топлива и увеличивает литровую мощность двигателя. Применение турбонаддува способствует увеличению КПД. Массовый расход определяется теоретически необходимым количеством воздуха для сжигания одного килограмма топлива (примерно 15 кг воздуха) и коэффициентом избытка воздуха, который может быть очень большим у дизельных двигателей. У сравнительно небольших двигателей легковых автомобилей массовый расход центробежного компрессора измеряется малыми долями килограмма в секунду, при этом диаметр рабочих колес может быть порядка 50 мм. Для получения необходимой окружной скорости число оборотов измеряется десятками тысяч в минуту. Наоборот, у крупных судовых дизелей центробежные компрессоры турбонаддува должны обеспечивать расход, измеряемый многими кг/с и имеют большие размеры;

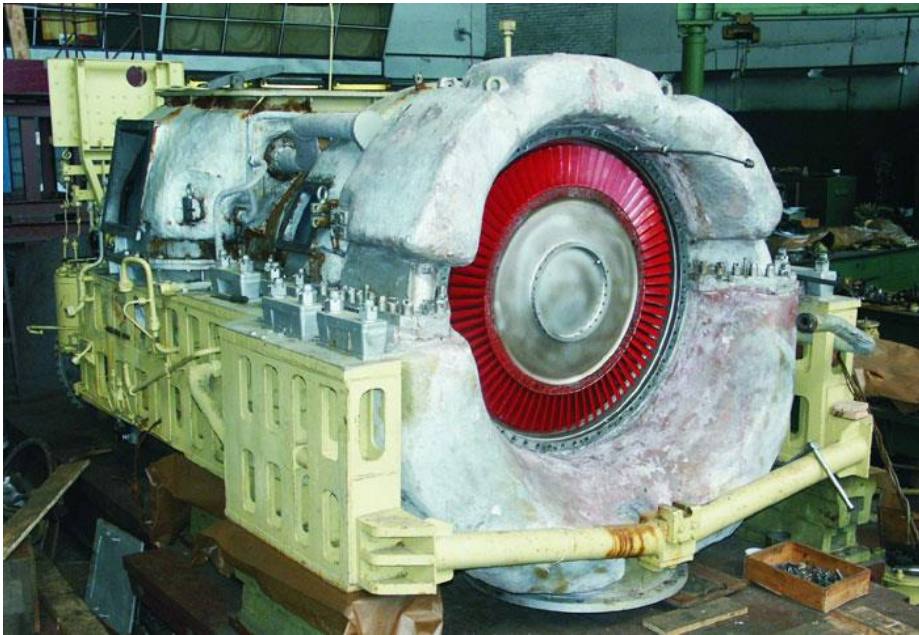
– **тягодутьевые машины** обеспечивают подачу необходимого количества воздуха в топку паровых котлов паровых турбин, и удаление продуктов сгорания. Это очень крупные по размерам осевые или центробежные машины с мощностью, измеряемой тысячами киловатт, и небольшим отношением давлений порядка 1,1 – 1,2. Турбокомпрессоры судовых парогенераторов создают в них давление до давления 3,5 бар с последующим расширением топочных газов в турбине, вращающей компрессор. Такая схема так же эффективно форсирует парогенератор, подобно тому, как это делают агрегаты наддува ДВС;



Типичный центробежный компрессор с небольшим повышением давления. Может применяться как тягодутьевой компрессор, в производстве цемента и пр.



Одноступенчатый центробежного нагнетатель, совмещенный с повышающей зубчатой передачей и регулируемым входным направляющим аппаратом



Агрегат наддува судового парогенератора с осевым компрессором ОАО «Киров – Энергомаш» (так же для антиобледенительных систем ледоколов, и пр.)

– **вентиляторы** – осевые или центробежные компрессоры, работающие на атмосферном воздухе и практически не сжимающие его. Их задача обеспечивать перемещение определенной массы воздуха практически без изменения давления.

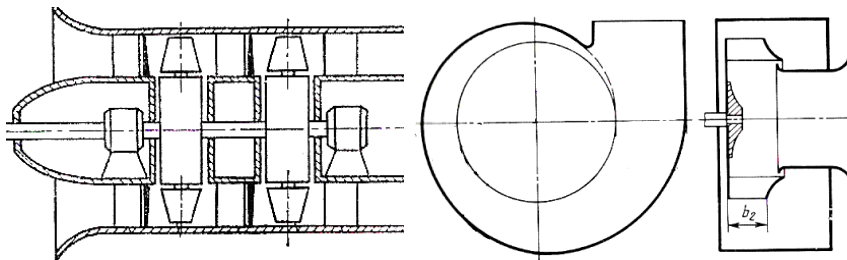
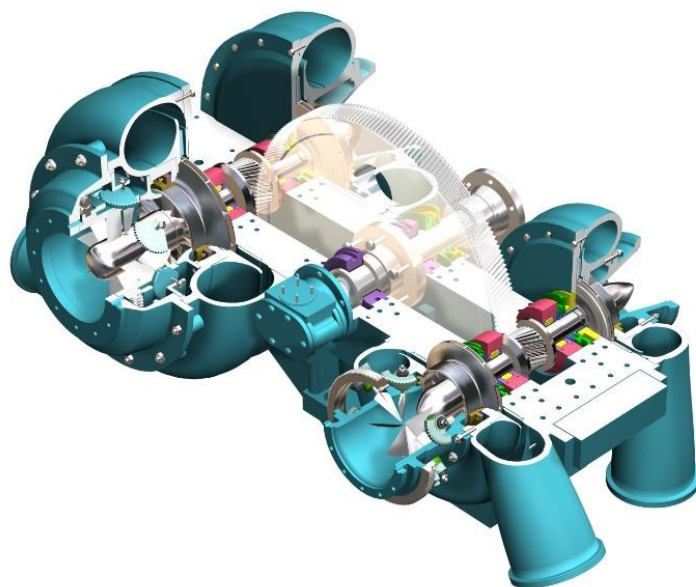


Схема двухступенчатого промышленного осевого вентилятора и одноступенчатого центробежного вентилятора (справа)

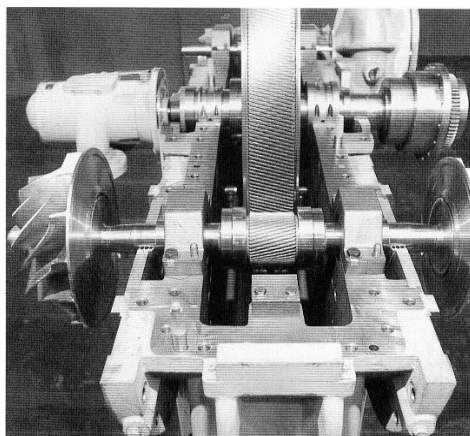
Хорошо известны бытовые вентиляторы, вентиляторы для проветривания промышленных помещений и общественных зданий. Аналогичные более крупные машины применяются для проветривания помещений и тоннелей метро и шахт. Вентиляторы применяются также для интенсификации теплообмена – обдув радиаторов систем охлаждения ДВС, охлаждение ЭВМ и т.п. Размеры и мощность вентиляторов лежат в

очень широких пределах. Характерным является небольшая окружная скорость (обычно менее ста метров в секунду) и упрощенная конструкция машин. Общая потребляемая вентиляторами мощность очень велика;

– **обслуживание пневматических систем.** Современные предприятия металлообработки, металлургии и др. до 40% потребляемой мощности используют в виде энергии сжатого воздуха. Разветвленная система трубопроводов подводит сжатый воздух к рабочим местам, где он используется в различных пневматических двигателях, штампах, прессах, приспособлениях ручных инструментов, автоматических линиях. Обслуживающие пневматические системы центробежные компрессоры обычно имеют отношение давлений в пределах от 8 до 12 и в зависимости от размеров системы имеют объемный расход от 30 до 500 кубических метров в минуту. Пневматическую систему обслуживают несколько параллельно работающих и резервных центробежных компрессоров;

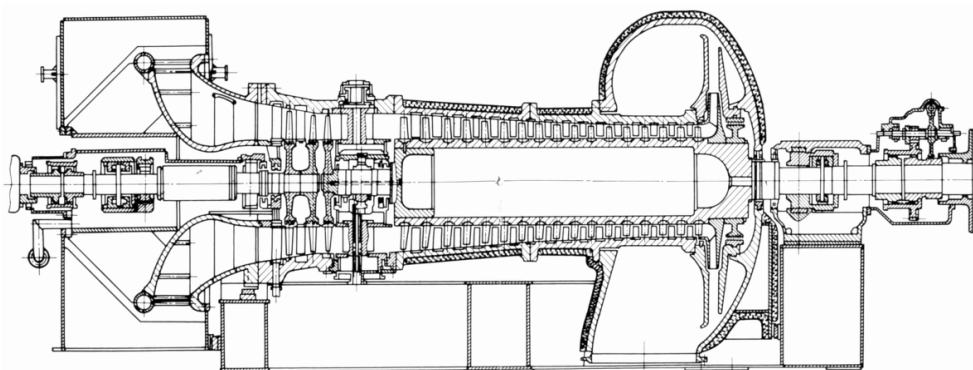


Двухвальный четырехступенчатый центробежный компрессор ОАО «Дальэнергомаш» для подачи воздуха в пневматические системы (корпуса ступеней и верхняя крышка корпуса повышающей зубчатой передачи сняты для наглядности)



Вид на быстроходный и тихоходный роторы многовального центробежного компрессора (корпуса ступеней и верхняя крышка корпуса повышающей зубчатой передачи сняты)

– **производство чугуна.** Для выплавки чугуна в доменную печь подается атмосферный воздух, обогащенный кислородом.

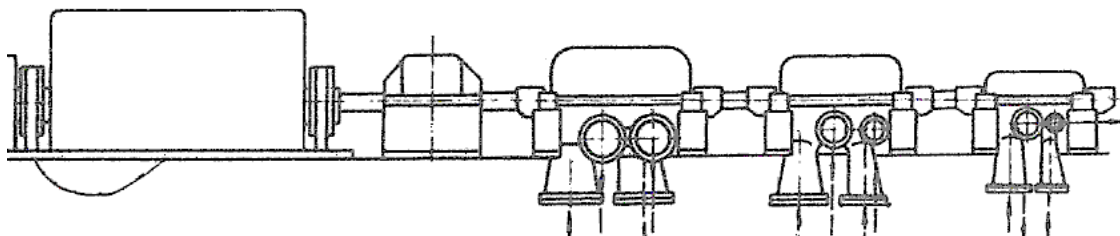


Двухкаскадный доменный осевой компрессор с встречным вращением валов и концевой центробежной ступенью мощностью 30 мВт («Невский завод»)

Для этой цели используются осевые, а иногда, центробежные компрессоры с отношением давлений порядка 3,4 – 5,5. Объемная производительность определяется размерами доменной печи и лежит в пределах 1500 – 7200 кубических метров в минуту. У крупных машин потребляемая мощность достигает 30 тысяч киловатт;

– **производство стали.** В настоящее время производство стали осуществляется, в основном, конверторным способом. Расплавленный чугун заливается в огнеупорную емкость – конвертор, через сопла в дне конвертора подается кислород под давлением, способным преодолеть гидростатическое давление столба жидкого чугуна. Кислород выжигает

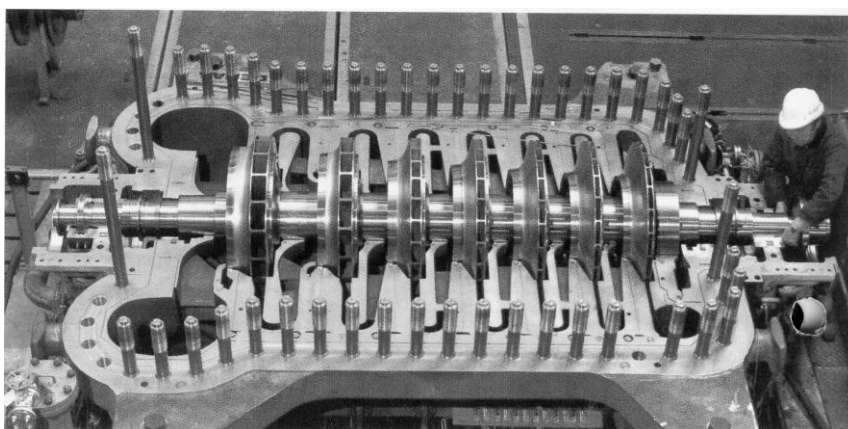
избыток углерода, превращая чугун в сталь. Подача кислорода осуществляется центробежными компрессорами с конечным давлением порядка 4 МПа и мощностью порядка 2000 кВт;



Компоновка кислородного центробежного компрессора ЦЦК-500 для производства стали (НИИТК – ККЗ). Производительность $500 \text{ м}^3/\text{мин}$, конечное давление 4,0 МПа, три корпуса, пять промежуточных охлаждений

– **производство удобрений.** Наиболее крупнотоннажным из химических производств является производство азотных удобрений на основе аммиака (соединение азота и водорода). Источником водорода является природный газ, коксовый газ, а азот берется из атмосферного воздуха. В производстве применяются различные компрессоры, среди которых можно выделить центробежные компрессоры для сжатия атмосферного воздуха с отношением давлений порядка 35 и мощностью 10000 кВт и компрессоры азотоводородной смеси с конечным давлением 32 МПа;

– **химия и нефтехимия.** Переработка нефти с получением высокосортных топлив и масел, получение разнообразных синтетических материалов основано на реакциях газообразных веществ под большим давлением. В этих производствах используется большое количество центробежных компрессоров различного назначения и различных параметров.



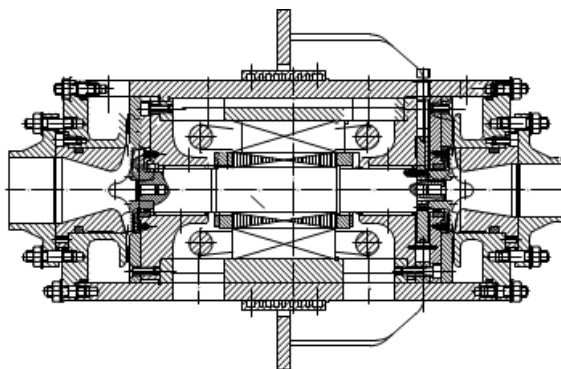
Семиступенчатый одновальный центробежный компрессор для одного из химических производств (верхняя часть корпуса снята)

– **холодильная техника.** Получение умеренного холода в системах кондиционирования, замораживание продуктов и т.п. основано на парокомпрессионном цикле. Специальные газы – хладагенты сжимаются в центробежном компрессоре, охлаждаются в теплообменнике – конденсаторе, переходя в жидкую фазу. При прохождении через дроссельный клапан снижение давления приводит к переходу хладагента в парообразное состояние. При этом температура понижается до нужного предела за счет теплоты парообразования. Центробежные компрессоры парокомпрессионных холодильных установок могут иметь мощность до 4-5 тысяч киловатт, развивая в замкнутой системе циркуляции хладагента отношение давлений около 10 - 15. Для глубокого охлаждения может быть выгоден воздушный цикл, применяемый в описанных выше установках разделения воздуха. В отечественных установках глубокого охлаждения применяются осевые компрессоры относительно небольшой мощности.

Центробежные компрессоры крупных холодильных установок конструктивно близки к другим промышленным компрессорам. На рис. ниже показан двухкорпусный центробежный компрессор холодильной установки. На заднем плане виден корпус повышающей зубчатой передачи (мультипликатор). Существенной проблемой холодильных турбокомпрессоров является обеспечение герметичности уплотнений, так как хладагенты очень текучи и представляют опасность для озонового слоя. На рис. ниже приведен пример компактного герметичного холодильного ЦК предельно малой хладопроизводительности, равной 32 кВт. Встроенный высокочастотный электродвигатель обеспечивает скорость вращения 45 000 об/мин, газодинамические подшипники не требуют смазки;

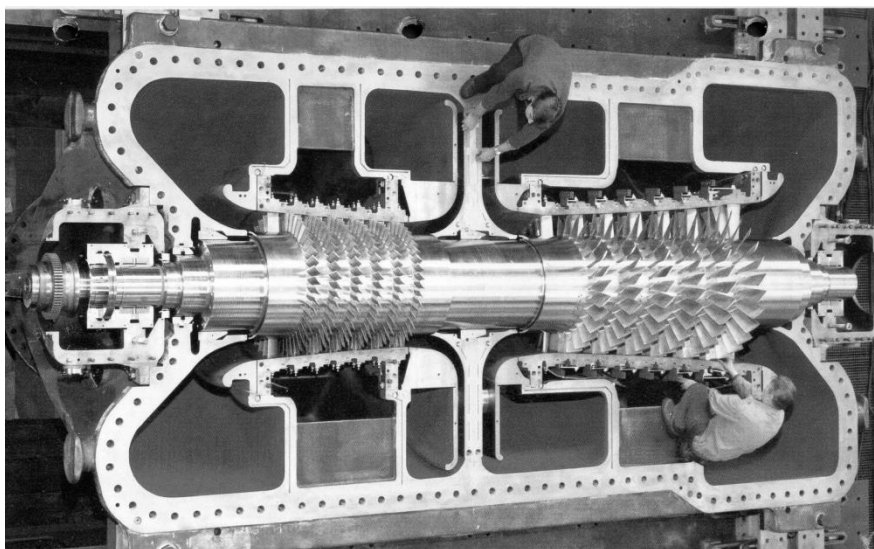


Фреоновый холодильных агрегат АЦ44.2-2-5



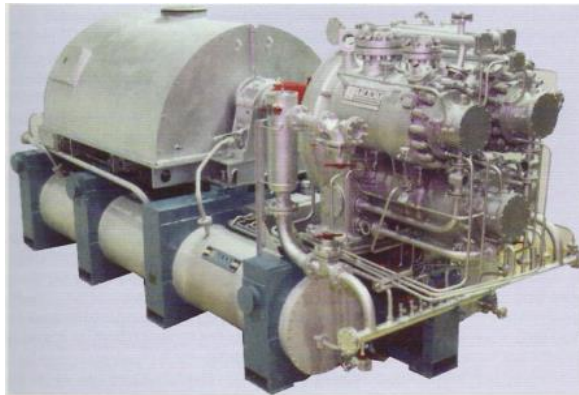
Двухступенчатый холодильный центробежный компрессор со встроенным электродвигателем и газодинамическими подшипниками
(ВНИИХолодмашхолдинг, г. Москва)

– **блоки разделения воздуха.** Атмосферный воздух сжимается осевыми или центробежными компрессорами и пропускается через турбину – детандер, в которой давление снижается, а температура становится значительно меньше начальной. При достижении температуры ожижения азота воздух разделяется на газообразный кислород и жидкий азот. Основной потребитель кислорода – названные выше металлургические производства. Кроме того, кислород и азот находят разнообразные промышленные применения. Отношение давлений компрессоров от 6 до 30, мощность от 360 до 2400 кВт;



Двухсекционный осевой компрессор промышленного назначения
(верхняя часть корпуса снята)

– **добыча нефти.** При добыче нефти с больших глубин, в том числе на морских месторождениях, необходимо принимать меры для увеличения расхода нефти через скважину. Для этой цели попутный нефтяной газ отбирается от нефти, сжимается центробежными компрессорами и закачивается обратно в пласт. Этим поддерживается пластовое давление, а поднимающийся вместе с нефтью попутный газ, уменьшая вязкость и плотность, способствует увеличению выхода нефти из скважины. Необходимое давление, развиваемое компрессором, может достигать 50 – 80 МПа в зависимости от глубины скважины и толщи воды на морских месторождениях.

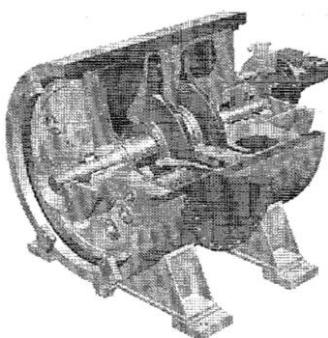


Установка с трехвальным многоступенчатым центробежным компрессором для газлифта нефти (НИИТК – ККЗ)

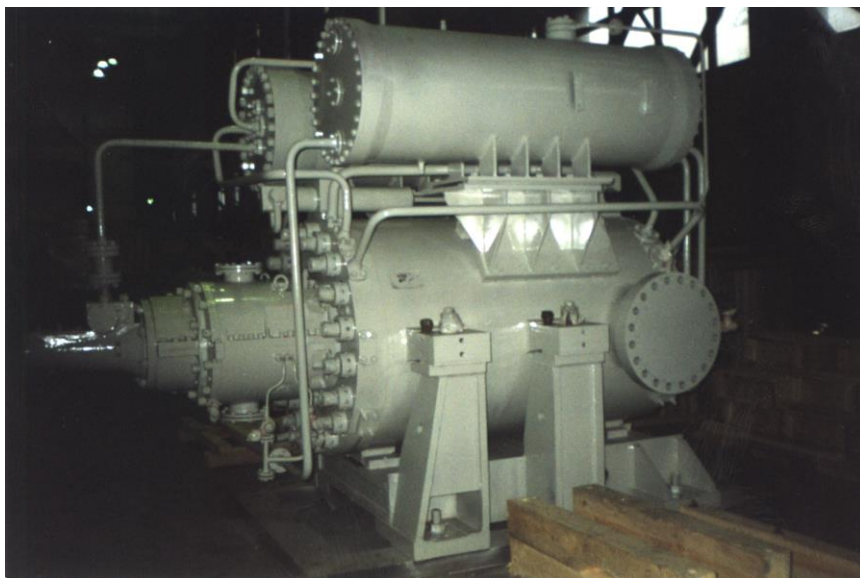
– **газовая промышленность** – крупнейший потребитель центробежных компрессоров. **Линейные центробежные компрессоры** (так же употребителен термин «нагнетатель») мощностью 6,3, 10, 16, 25, 32 МВт транспортируют газ по трубопроводам при давлении 76 – 10 ата, в ближайшей перспективе 150 ата при отношении давлений 1,35 – 1,5. Они располагаются на компрессорных станциях вдоль трубопроводов на расстоянии 100 – 120 км друг от друга. **Дожимные компрессоры** с отношением давлений до 1,7 – 3,5 устанавливают непосредственно около скважин, когда давление в пласте сильно падает. Их задача – поддерживать заданное давление в трубопроводе по мере истощения пласта.



Корпус нагнетателя газоперекачивающего агрегата в процессе сборки



Линейный двухступенчатый нагнетатель 16 мВт, (НПО «Искра» по г/д проекту кафедры КВХТ СПбГПУ)



Нагнетатель типа 108 для подземных хранилищ газа с конечным давлением 12,3 МПа. Сменные проточные части с 5 – 8 ступенями (ОАО «Компрессорный комплекс» по г/д проекту кафедры КВХТ СПбГПУ)

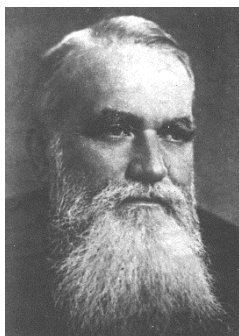
Компрессоры подземных хранилищ газа с конечным давлением до 125 – 150 ата закачивают газ в естественные подземные емкости, расположенные вблизи потребителей газа. Газ накапливается, а затем используется в период максимального потребления – зимой.

Всего организации ПАО «Газпром» используют около 5000 центробежных компрессоров (газотурбинный или электрический привод) с суммарной установленной мощностью, приближающейся к 60 млн. кВт (для сравнения – мощность всех АЭС в РФ составляет всего 30 млн. кВт). Ниже об этом сказано подробнее – практически каждый десятый центробежный компрессор в ПАО «Газпром» построен по газодинамическим проектам Ю.Б.Галеркина и его сотрудников на основе достижений политехнической научной школы.

Приведенные выше примеры не исчерпывают всех областей применения турбокомпрессоров. Турбокомпрессоры применяются в космической и оборонной технике, в электронике и т.д. Принцип действия и основы рабочего процесса всех этих машин одинаковы и подробно рассматриваются ниже.

1.2 О компрессорной кафедре ЛПИ – СПбПУ

Причина, по которой в Ленинградском политехническом институте (тогдашнее название – Индустриальный институт) в 1930 году была создана единственная в мире кафедра для подготовки специалистов и научной работы по всем типам компрессоров: «кафедра компрессорных машин» очевидно связана с началом индустриализации СССР. Следует высоко оценить предвидение той роли, которую компрессоры станут играть через пару десятилетий. Кафедру возглавил 26-летний тогда профессор Константин Иванович Страхович, в годы войны несправедливо репрессированный и вернувшийся потом на пост заведующего кафедрой теоретических основ теплотехники Энергомашиностроительного факультета. Среди преподавателей и выпускников кафедры довоенного периода были ставшие впоследствии известными деятелями науки и промышленности В.Ф. Рис, М.И.Френкель, Т.Ф. Кондратьева, Н.А.Доллежалъ, П.Г.Деев. Впоследствии К.И.Страхович проявил себя как ученый-энциклопедист, решивший сложные научные и прикладные задачи в разных областях мирной и оборонной техники. В 1930-г. К.И.Страхович написал первую в СССР книгу по центробежным компрессорам.



КОНСТАНТИН ИВАНОВИЧ СТРАХОВИЧ (1904-1968)
Первый заведующий кафедрой 1930 - 1941 гг.

Восстановленная после Великой отечественной войны в 1951 году усилиями профессора Семена Ефремовича Захаренко, кафедра компрессоростроения (новое название) всегда уделяла первостепенное внимание развитию научных исследований в тесной связи с промышленными предприятиями и организациями.



СЕМЕН ЕФРЕМОВИЧ ЗАХАРЕНКО (1906-1966)
Первый заведующий кафедрой после ее восстановления, 1951 - 1960 гг.

Основные направления научной работы С. Е. Захаренко - самодействующие клапаны и уплотнения поршневых компрессоров. Опубликовал ряд известных научных работ, в том числе в 1961 г. (в соавторстве) учебник "Поршневые компрессоры", по которому учились несколько поколений компрессорщиков. Под его руководством выполнили и защитили диссертационные работы 7 аспирантов. С 1954 г. по 1958 г. был деканом ЭНМФ. Семен Ефремович Захаренко сыграл очень большую роль в организации и становлении Проблемной лаборатории компрессоростроения.

В 1960 г. кафедру компрессоростроения возглавил доцент Константи Павлович Селезнев



КОНСТАНТИН ПАВЛОВИЧ СЕЛЕЗНЕВ (1920-1998)

Заведующий кафедрой 1960 - 1989 гг., ректор ЛПИ 1973 – 1983 гг.

В 1941 г. он ушел добровольцем на фронт. Демобилизован в 1946 г. и в 1949 г. окончил с отличием ЭнМФ ЛПИ по специальности «Турбиностроение». С 1960 г. и до 1989 г. заведовал кафедрой. В 1973 – 1983 гг. был ректором ЛПИ. По совместительству работал в ЦКТИ с (1948 – 1961 гг.) по проблемам аналогового моделирования теплового состояния турбин и атомных реакторов. По этой тематике в 1952 г. защитил кандидатскую, в 1963 г. – докторскую диссертацию.

Благодаря таланту ученого и выдающимся лидерским качествам, К.П. Селезнев стал, наряду с В. Ф. Рисом и В.Б. Шнеппом, одним из трех самых значимых компрессорщиков прошлого столетия. К.П. Селезнев сделал кафедру компрессоростроения научным и организационным центром отрасли.

К.П.Селезнев - основатель научной школы компрессоростроения в ЛПИ – СПбГТУ прошлого столетия. Им подготовлено 15 докторов и около 100 кандидатов технических наук. Он внес большой вклад в разработку проблем высшей школы, совершенствование учебного процесса. Автор около 400 научных работ, около 50 изобретений и зарубежных патентов (США, ФРГ, Англия, Франция). Ряд трудов К.П.Селезнева опубликован за рубежом, учебное пособие «Теория и расчет осевых и центробежных компрессоров» переведено на китайский язык и издано в Китае (1961), на английский язык и издано в США (1969 г.). Принимал участие в создании кафедры «Компрессорные машины» в Китае (г. Сиань), где работал в 1956-1958 гг. Неоднократно выступал с научными докладами на международных конференциях в ГДР, ФРГ, Польше. Возглавлял многие научные советы, организовал и возглавил в 1989 г. Ассоциацию компрессорщиков и пневматков. Подробные сведения о жизни и деятельности К.П. Селезнева см. «Константин

Павлович Селезнев: Библиографический указатель. СПб; Издательство СПбГТУ, 1999”. Его профессиональная жизнь представлена в книгах Ю.Б.Галеркина «Труды научной школы компрессоростроения СПбПУ», выпущенных в 2000, 2005, 2010 и 2020 гг. (юбилейные годы К.П. Селезнева).

Когда в 1989 г. Ю.Б.Галеркин возглавил кафедру, по предложению ректора академика Ю.С.Васильева она была переименована в кафедру компрессорной, вакуумной и холодильной техники (кафедра КВХТ).



ЮРИЙ БОРИСОВИЧ ГАЛЕРКИН (р. 24.07. 1933 г.)

Заведующий кафедрой компрессорной, вакуумной и холодильной техники 1989 - 2013 гг.

Кафедра достигла пика развития с числом сотрудников 103, включая аспирантов и сотрудников Проблемной лаборатории компрессоростроения (бюджетное финансирование), о которой сказано ниже. В 1992 г. бюджетное финансирование прекратилось, и Проблемная лаборатория прекратила существование. Тем не менее, в последний год работы Ю.Б.Галеркина, на кафедре был прием в 3 студенческие группы, на 19.5 преподавательских ставках работали 18 преподавателей, из них 6 профессоров и 7 доцентов, работало 7 научных групп по разным направлениям компрессорной техники. По всем показателям кафедра занимала 1-е место на университетском конкурсе. Ю.Б.Галеркин в 2013 г. организовал в научной части СПбПУ НИЛ «Газовая динамика турбомашин» (ЛГДТМ). Куда перешла работать его научная группа и

другие преподаватели и сотрудники кафедры. В 2019 г. кафедра КВХТ на 88-м году деятельности прекратила существование, войдя в состав Высшей школы энергетического машиностроения (ВШЭМ) – наряду с другим кафедрами. В 2021 г. Ю.Б.Галеркин и другие сотрудники НИЛ «Газовая динамика турбомашин» вернулись к преподавательской работе в Высшей школе энергетического машиностроения. Научное направление «Исследование компрессоров, компрессорных агрегатов, установок и станций» ВШЭМ возглавил ст.н.с. ЛГДТМ д.т.н. А.А. Дроздов.



Руководитель научного направления «Исследование компрессоров, компрессорных агрегатов, установок и станций» ВШЭМ д.т.н. А.А.Дроздов.

1.3 Проблемная лаборатория компрессоростроения

В 1956 г. правительство СССР приняло решение усилить материальную базу вузов для работы по наиболее важным направлениям науки и техники. В ЛПИ были созданы 6 лабораторий, в том числе Проблемная лаборатория компрессоростроения. В марте 1957 г. выпускник кафедры Ю.Б.Галеркин приступил к работе в качестве первого сотрудника лаборатории. Еще в ранние годы обучения в ЛПИ он самостоятельно конструировал, контролировал изготовление и сдавал заказчикам сложные электромеханические приборы. Он разместил заказы на изготовление нужного оборудования, закупил стандартные приборы и элементы экспериментальных установок. Уже через год, вместе с опытным механиком высшей квалификации В.С.Серегиним он

запустил в 1958 г. первый стенд Проблемной лаборатории для испытания моделей центробежных компрессоров. По поручению К.П.Селезнева он разработал не имеющую аналогов систему измерения потока во вращающихся рабочих колесах турбокомпрессорах при числе оборотов до 18000 в минуту. Уникальные эксперименты с этой системой и другие уникальные эксперименты Проблемной лаборатории стали основой новых методов оптимального проектирования центробежных компрессоров. Как говорил один из зарубежных классиков «нет ничего практичнее хорошей теории».



Ст. инженер Проблемной лаборатории компрессоростроения ЛПИ
Ю.Б.Галеркин. 1957 г.

В 1960 г. Ю.Б.Галеркин организовал первую на кафедре научную группу “Рабочие процессы турбокомпрессоров”, которая в разном составе функционирует до сих пор. В разное время в его группе работали В.И.Зыков, Л.Я.Стрижак, И.П.Суслина, А.А. Данилов, А.С.Нуждин, А.В.Зуев, А.Г.Никифоров, Л.К.Чернявский, С.В.Локтаев, М.Р. Полес, Р. Набовани, А.Е.Козлов, В.В.Тихонов, В.А.Михайлов, А.Е.Костюченко, А.В. Балябин, А.Ф. Рекстин, С.Х.Муратов, В.П.Митрофанов, В.И.Хенталов, Э.И.Сергачева, М.Р.Полес, А.Ю. Прокофьев, К.А.Данилов, В.И.Зараев, Л.И.Козаченко, К.В.Солдатова. В настоящее время по этому направлению работают Ю.Галеркин, А.Рекстин, В. Семеновский, А. Дроздов, О.Соловьёва, Л.Маренина.

Ю.Б. Галеркин, участвуя со своим Методом универсального моделирования в программе «Урал – Газпром» в 1990 -2000 гг. повысил КПД компрессоров линейных ГПА на 4% за счет повышения максимального КПД, и, особенно, за счет расширения зоны работы с

высоким КПД. Сейчас на газотранспортных предприятиях работают более 400 ЦБК по проектам Ю.Б.Галеркина и его команды, к которой относятся и авторы текста. Их мощность колеблется от 2500 до 25000 кВт, а суммарная мощность превышает 15 млн. кВт. Работы Проблемной лаборатории решили практические вопросы, но и послужили базой для Политехнических компрессорных научных школ К.П.Селезнева и Ю.Б.Галеркина.

В 20 веке в области компрессорной техники для промышленности работали три признанных лидера. В.Ф.Рис – главный конструктор НЗЛ и В.Б.Шнепп – генеральный директор НИИТурбокомпрессор создали собственные системы проектирования и выдающиеся образцы компрессорной техники. При всей важности сделанного, их влияние, в основном, было ограничено местом работы. К.П.Селенев повлиял на всю компрессорную отрасль. Под его руководством кафедра и Проблемная лаборатория превратились в крупный центр подготовки кадров и научных исследований. 12 научных групп работали по разным аспектам прикладной науки и динамических, и объемных компрессоров. К.П.Селезнев давал направления работ и непосредственно контролировал их проведение. Но одновременно он инициировал развитие научных исследований во всех значительных НИИ и на заводах. Многие специалисты и руководители промышленности провели научные исследования под руководством К.П.Селезнева, защитили кандидатские и докторские диссертации. Образно выражаясь, компрессорная прикладная наука расцвела в СССР благодаря энергии и научному дару К.П.Селезнева. К сожалению, научная и научно – организационная работа К.П.Селезнева в том виде, в котором она проводилась, стала невозможной в современных социально – экономических условиях. Через научно – технические советы при министерствах и ГКНТ К.П.Селезнев доводил до исполнительной власти мнение научно – технической общественности и добивался решения важных вопросов. Можно сказать, что научная школа К.П.Селезнева была не системой научных взглядов и методов, но сообществом ученых и инженеров, воспитанных К.П.Селезневим, или получившим научный старт под его руководством. С момента кончины К.П.Селезнева прошло четверть века. Его непосредственные ученики, специалисты и руководители промышленности преподаватели вузов, ушли из жизни, или отошли от активной профессиональной работы.

1.4 Политехническая научная школа турбокомпрессоростроения 21 века

Когда в 1989 г. Ю.Б.Галеркин возглавил кафедру компрессоростроения, он не стал претендовать на научное руководство

всех научных направлений. В этом не было необходимости, так как их возглавляли опытные профессора и доценты – ученики К.П.Селезнева. Но, в отличие от К.П.Селезнева, у Ю.Б.Галеркина была своя научная группа по газодинамическим проблемам турбокомпрессоров. Группа существует и активно работает по сей день. Задача эффективного газодинамического проектирования турбокомпрессоров очень сложна. В наибольшей степени это относится к центробежным компрессорам. Методы теоретического анализа и экспериментальных исследований центробежных компрессоров более сложны, чем у компрессоров осевых (и других осевых турбомашин):

- из-за сильной диффузорности и большой аэродинамической нагрузки лопаточных аппаратов развитые вихревые зоны имеют место (к сожалению) даже на расчетном режиме. Широко распространенные в свое время методы анализа на основе теории пограничного слоя в этом случае неэффективны. Современные CFD-методы пока не дают надежного решения;

- неизбежные повороты потока на 180 градусов в меридиональной плоскости усложняют пространственную картину течения;

- малые удлинения лопаток увеличивают роль “концевых эффектов”, то есть течений на ограничивающих поверхностях, где из-за больших нормальных сил инерции возникают сильнейшие вторичные течения. Моделирование соответствующих трехмерных пограничных слоев долгое время представляло очень сложную задачу. В силу того же малого удлинения лопаток в ряде случаев отсутствует невязкое ядро потока, что являлось обычным для теоретического анализа упрощающим допущением;

- принципиально важное обстоятельство: во вращающихся рабочих колесах центробежных компрессоров картину течения определяет кориолисово ускорение, не моделируемое при продувках лопаточных решеток в аэродинамических трубах (статические продувки). Как известно, “классическая” теория осевых компрессоров целиком построена на обобщенных результатах статических продувок. Соответствующие эксперименты для центробежных компрессоров проводятся при испытаниях моделей ступеней, полностью имитирующих действительный рабочий процесс. Модельные испытания центробежных компрессоров более дорогие, а их результаты не могут быть в силу ряда причин обобщены для построения всеобъемлющей теории, как это сделано для осевых компрессоров.

Конечная цель развития газодинамической теории турбокомпрессоров конкретна и проста: нужен инструмент для создания проточной части такого компрессора, который без экспериментальной доводки разовьет нужное отношение давлений $\pi_{\text{расч}} = p_k / p_n$ при

заданном массовом расходе $\bar{m}_{\text{расч}}$ и минимальной затраченной мощности, т.е. при максимально возможном КПД $\eta_{\text{расч}}$. Нужно также, чтобы в диапазоне расходов $\bar{m} < \bar{m}_{\text{расч}} < \bar{m}$ КПД оставался возможно более высоким, а граница помпажа $\bar{m}_{\text{кр}} \ll \bar{m}_{\text{расч}}$ находилась как можно дальше от расчетного режима. Другие требования зависят от назначения компрессора. Например, для центробежных компрессоров ГПА с газотурбинным приводом требуется, чтобы максимальная потребляемая мощность была на расчетном режиме компрессора $\bar{m}_{\text{расч}}$, $\bar{m}_{\text{расч}}$.

Ю.Б. Галеркин исследовал все аспекты проблемы и создал способы их решения. Базовый принцип оптимизации проточной части компрессора известен и прост. В отличие от турбины, при движении газа навстречу повышающемуся давлению возникают зоны, где газ движется в обратном направлении – отрывы потока. Это снижает КПД. Нужно, чтобы на расчетном режиме сумма потерь отрыва и потерь трения газа о поверхности проточной части была минимальной. Ю.Б. Галеркин ввел понятие о коэффициенте расхода $\Phi_{\text{расч}}$, который определяет соотношение между потерями трения и отрыва. Максимум КПД возможно достичь при $\Phi_{\text{расч}} = 0.06 - 0.10$, причем при $\Phi_{\text{расч}} > 0.08$ следует применять пространственные осерадиальные рабочие колеса, а в других случаях эффективны традиционные радиальные рабочие колеса с непроточными лопатками. Коэффициент расхода $\Phi_{\text{расч}}$ – один из двух главных параметров проектирования центробежной компрессорной ступени.

Второй главный параметр проектирования центробежной ступени – коэффициент напора $\Psi_{\text{Трасч}} = c_{u2} / u_2$. Чем больше коэффициент напора, тем меньше окружная скорость и диаметр рабочего колеса, нужные для получения заданного отношения давлений $\pi_{\text{расч}}$. Но КПД больше при небольших коэффициентах напора, граница помпажа отстоит дальше от расчетного режима, а максимальная мощность ближе к расчетному режиму. Например, для компрессоров ГПА Ю.Б. Галеркин рекомендует $\Psi_{\text{Трасч}} \approx 0.5$. Для расчета основных размеров проточной части при принятых проектировщиком значений $\Phi_{\text{расч}}$ и $\Psi_{\text{Трасч}}$ предложена система алгебраических уравнений.

Для оптимизации числа ступеней и оборотов ротора Ю.Б. Галеркин ввел параметр – безразмерное число оборотов:

$$K_n = 3.545 \frac{\bar{V}_n^{0.5}}{(H_i / Z)^{0.75}} n (\text{об} / \text{с}) \approx \frac{\Phi_{\text{расч}}^{0.5}}{\Psi_{\text{Т расч}}^{0.75}}. \text{Выбрав параметры проектирования}$$

ступеней $\Phi_{\text{расч}}$ и $\Psi_{\text{Т расч}}$ проектировщик может выбрать нужное число оборотов ротора компрессора n , или число ступеней Z .

Есть три принципиальных вопроса проектирования рабочего колеса, которые необходимо решить:

- как выбрать форму проточной части, чтобы получить максимальный КПД,

- как рассчитать выходной угол лопаток, чтобы обеспечить выбранную величину коэффициента напора $\Psi_{\text{Т расч}}$,

- как рассчитать входной угол лопаток, чтобы обеспечить наиболее высокий КПД именно при заданном расходе $\Phi_{\text{расч}}$.

Физическая модель потерь напора в рабочем колесе основана на результатах измерения потока во вращающемся рабочем колесе и результатах визуализации. Ю.Б.Галеркин установил, что сила Кориолиса продавляет отрыв потока на всех поверхностях проточной части колеса на всех режимах работы по расходу, кроме задней поверхности лопаток. Выбирать форму и число лопаток надо так, чтобы уменьшить замедление потока вдоль задней поверхности лопаток. В частности, следует сделать как можно меньше скорость потока в начале задней поверхности лопатки. Применительно к промышленным центробежным компрессорам в 1960-х гг. идея контроля скорости на поверхности лопаток за счет изменения формы средней линии была абсолютно новаторской и долго не получала признания¹.

Изменение формы средней линии лопаток для перераспределения нагрузки привело к необходимости создать новую модель для расчета входных и выходных углов лопаток. Прежние полуэмпирические формулы стали неточны. Ю.Б.Галеркин предложил идею учета влияния нагрузки лопатки на перестройку потока влиянием вихря с циркуляцией $\Gamma = \pi D_2 c_{u2} / Z$, равной циркуляции лопатки и разработал соответствующие уравнения с эмпирическими коэффициентами.

Физическая модель для лопаточного диффузора примечательна тем, что отрыв потока происходит не на задней стороне лопатки, как в рабочем колесе. Отрыв происходит на передней стороне, где давление больше, а скорость потока меньше. Это хорошо, так как при небольшой скорости в точке отрыва вихревые потери невелики. Физическая и построенная на ее основе математическая модель объясняют, почему не

¹ Ф.С.Рекстин, старший товарищ Ю.Б.Галеркина, высказал идею выбора числа лопаток двухъярусных рабочих колес с учетом влияния на эту местную скорость в кандидатской диссертации 1961 г. Вопрос изменения формы лопаток им не ставился.

следует увеличивать замедление и поток излишним увеличением угла потока лопатками диффузора. При изменении их кривизны на противоположную, поток отрывается на задней поверхности, где скорость потока больше, и потери напора в диффузоре резко возрастают.

Долгое время в расчетах безлопаточных диффузорах использовалась, казалось бы, логичная идея аналогии с прямоосным диффузором. Для такого диффузора экспериментально определен угол раскрытия, при котором сумма потерь трения и вихревых потерь минимальна. Ю.Б.Галеркин установил принципиальную непригодность такой аналогии и разработал собственную эффективную модель.

Эти и ряд других идей Ю.Б.Галеркина воплощены в его Методе универсального моделирования (далее – Метод). Дело в том, что конечная цель газодинамического проекта – расчет газодинамических характеристик в диапазоне расходов, чисел оборотов, давлений и температур газа на входе несложен, если известен коэффициент теоретического напора и КПД для каждого из режимов. В безразмерном виде характеристики зависят \bar{F} (символическое обозначение размеров и формы проточной части), критериев подобия и коэффициента расхода Φ :

$$\Phi, \psi_T = f(\bar{F}, k, M_u, Re_u, \Phi)$$

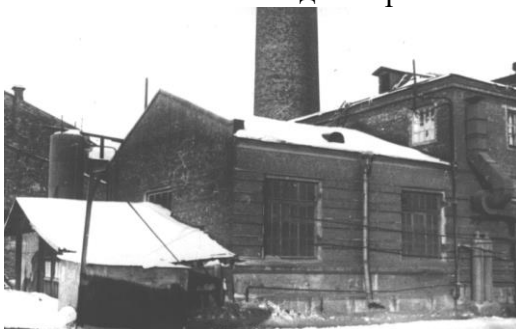
Описание потерь напора в проточной части, как суммы отдельных составляющих – это классический подход для осевых компрессоров, например. Принципиально важная идея Ю.Б.Галеркина заключается в том, чтобы заменить влияния на потери формы элементов влиянием продольного и поперечного градиентов скоростей в этих элементах. От идеи до практического применения прошло много времени и затрачено много усилий. В кандидатской диссертации А.Г.Никифорова (1973 г.) была подтверждена возможность корректного моделирования КПД на основе предложенной Ю.Б.Галеркиным идеи. Затем сотрудники возглавленной А.Г.Никифоровым кафедры в Смоленском филиале МЭИ В.В.Тихонов (1981 г.), В.А.Михайлов (1984 г.), В.М.Костюченко (1987 г.) и сотрудник Проблемной лаборатории компрессоростроения А.Ф.Рекстин (1990 г.) искали пути совершенствования модели КПД и пробовали использовать Метод для оптимизации проточной части. Модель КПД приобрела более или менее близкий к современному вид в работе Е.Ю.Попровой (1992 г.) (во всех перечисленных работах моделировался только расчетный режим). Автор оптимизировала размеры 2000 центробежных ступеней в широком диапазоне $\Phi_{расч}$, $\psi_{Трасч}$, M_u и обобщила результаты $\Phi_{расч}$, $\eta_{расч} = f(\Phi_{расч}, \psi_{Трасч}, M_u)$ несложной системой алгебраических уравнений. Эта статистическая модель КПД широко используется в Методе на стадии вавриантных расчетов. Читатель

может обратить внимание на 20-летний период работы над Методом до получения первого значимого результата. Напомним, персональные компьютеры появились повсеместно значительно позже. Расчеты делались в вычислительных центрах вне ЛПИ с временем ожидания несколько дней. В середине 1900-х гг. на кафедре появились ПК, и процесс развития Метода резко ускорился. Так называемая 4-я версия (К.А.Данилов, кандидатская диссертация 2000 г.) решила вопрос расчета характеристик и была эффективно использована для создания нового поколения компрессоров ГПА 1990 – 2000 гг. (упомянуто выше). Программы Метода для решения прямой и обратной задачи газодинамики приобрели удобный для пользователей вид, позволяли решать разные задачи проектирования и исследования, были внедрены в учебный процесс. Но в 4-й версии для корректного расчета компрессоров разных типов нужны были разные наборы эмпирических коэффициентов в уравнениях модели КПД. Путем устранения ряда упрощений, что сильно усложнило расчеты из-за множества дополнительных итераций, К.В.Солдатов получил модель КПД с единым набором эмпирических коэффициентов для расчетного режима (5 – 8-я версии модели, докторская диссертация 2017 г.). На основании работ О.А.Соловьевой (кандидатская диссертация 2018 г.) в модель КПД была введена новая модель для безлопаточного диффузора. А.А.Дроздов создал 9-ю версию модели с квазитрехмерным расчетом осерациальных рабочих колес и единым набором эмпирических коэффициентов для расчета характеристик, а не только расчетного режима (докторская диссертация 2020 г.). А.Ф.Рекстин выполнил обширнейшее расчетное исследование, обобщил результаты и представил их в виде рекомендаций первичного проектирования (докторская диссертация 2021 г.). Уравнения первичного проектирования включены в программу вариантного расчета Метода, что позволяет оценить не только ожидаемый КПД варианта на расчетном режиме, но и его газодинамические характеристики.

Авторы привели краткое описание последовательности создания Метода, чтобы показать, что Научная школа турбокомпрессоростроения не только система взглядов и способа их реализации. Это также десятки кандидатов и докторов наук – воспитанников школы, перечисленные выше и занимавшиеся физическими экспериментами на стендах и проектированием. Все участники процесса вместе перечислены ниже. Ю.Б.Галеркин почти столетия излагал свои взгляды студентам – компрессорщикам и сейчас возобновил учебную работу. Это тоже носители его идей.

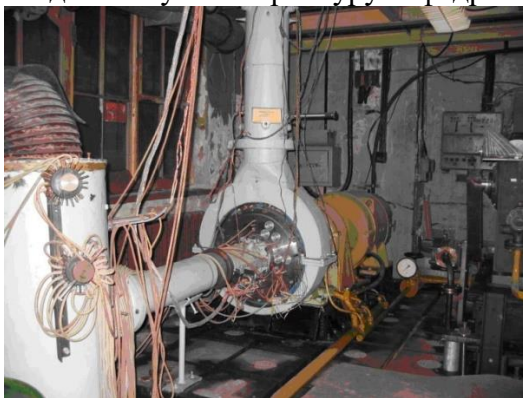
2 РАБОТЫ НАУЧНОЙ ШКОЛЫ ТУРБОКОМПРЕССОРОСТРОЕНИЯ НА КАФЕДРЕ И В ПРОБЛЕМНОЙ ЛАБОРАТОРИИ КОМПРЕССОРОСТРОЕНИЯ. КРАТКИЙ ОБЗОР

Воссозданная в 1951 г. кафедра получила в свое распоряжение одно из неиспользуемых помещений котельной ЛПИ, который стал главным машинным залом Проблемной лаборатории компрессоростроения. Тогда это была высокая пустая коробка с полом на уровне нулевой отметки. Для персонала была сделана фанерная выгородка, начались создаваться лабораторные установки. Чуть позже под потолком было сделано перекрытие, на нем – несколько комнат для персонала.



Вид на кафедру компрессоростроения 1957 г. (кафедра – правая двухэтажная часть снимка)

Первый экспериментальный стенд для испытания модельных ступеней центробежных компрессоров получил название ЭЦК-1. Он был создан в 1956 г. Ф.С.Рекстиным с помощью Невского машиностроительного завода. Ф.С.Рекстин, работавший в конструкторском бюро НЗЛ (выпускник кафедры парогенераторостроения ЭнМФ), поступил тогда в очную аспирантуру кафедры.



Стенд ЭЦК-1 для испытания модельных ступеней центробежных компрессоров

Стенд имел электропривод от двигателя постоянного тока мощностью несколько десятков киловатт. Для питания двигателя переменным напряжением использовалась небольшая мотор-генераторная установка с трехфазным двигателем напряжением 380 вольт. Экспериментальная модель, изготовленная НЗЛ, монтировалась на торце корпуса подшипников скольжения, а рабочее колесо – на консольном конце вала. Консольное размещение (в отличие от размещения между опорами) упрощает монтаж модели, позволяет вести осевую сборку, не требуя горизонтального разъема корпуса. В условиях серийных экспериментов с разными объектами и при ограниченных возможностях вузовской лаборатории – это серьезные преимущества.

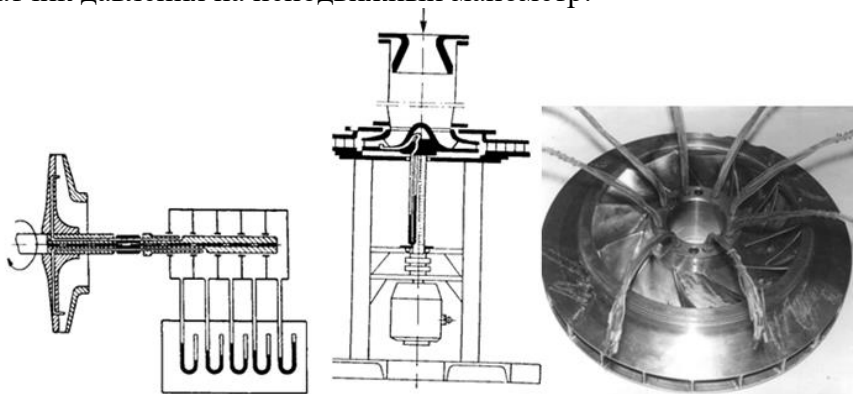
По аналогичной схеме созданы все другие, гораздо более крупные стенды для модельных испытаний. В марте 1957 г. с началом работы постоянного штата Проблемной лаборатории компрессоростроения (Ю.Б.Галеркин, Л.И.Белова, В.С. Серегин) началась практическая деятельность по созданию экспериментальной базы и организации исследований. Решение об организации Проблемной лаборатории компрессоростроения - как и еще пяти Проблемных лабораторий в ЛПИ - было принято Правительством в 1956 г. Общее руководство работой осуществляли доц. С.А.Анисимов, доц. В.А.Дмитревский и асс. С.Н.Шкарбуль (выпускник кафедры компрессоростроения, ранее работал на НЗЛ). Затем, по возвращении из КНР в 1958 г., научное руководство по центробежным компрессорам принял на себя К.П.Селезнев. Первым заведующим Проблемной лаборатории стал защитивший кандидатскую диссертацию Ф.С.Рекстин.

Экспериментальная база по центробежным компрессорам Проблемной лаборатории создавалась заново. Имеющийся стенд ЭЦК-1 мощностью несколько десятков киловатт, с диаметром рабочих колес 275 мм не подходил для проведения экспериментов, результаты которых можно было бы использовать в практике проектирования. Для исследовательских работ предполагалось создать стенд мощностью несколько сотен киловатт, с максимальной окружной скоростью, превышающей 300 м/с. Имелась в виду возможность работы при различной частоте работы ротора. Для приобретения необходимого оборудования, материалов и приборов на все объекты Проблемной лаборатории был выделен 1 млн. руб. (цены 1957 г.) и соответствующие фонды. Как известно, все сколько-нибудь значительное оборудование и материалы, даже при наличии средств, можно было приобрести только получив от Госплана СССР заказ - наряды, выдаваемые один раз в год. На начальном этапе была проделана очень большая организационная работа. Необходимое обеспечение работ в рамках ЛПИ осуществлял заведующий кафедрой профессор С.Е.Захаренко (он же был и деканом ЭнМФ). Очень большую помощь в размещении заказов на тяжелое

оборудование и металлические конструкции оказал авторитетнейший профессор – турбинист П.Н.Бушуев. Ранее работавший на ЛМЗ.

Для размещения первого мощного экспериментального стенда и мотор-генераторной установки была выделена кирпичная пристройка (72 м²) к механическому корпусу, примыкающая к лаборатории кафедры ДВС. Ранее там располагалась газогенераторная, дающая топливо из древесных отходов для испытания двигателей трелевочных тракторов. Пристройка была частично разрушена в результате взрыва газогенератора. Размещением заказов стандартного оборудования на НЗЛ (мультипликатор, корпус подшипников, маслбак, фундаментные плиты, элементы трубопроводов) занимались С.Н.Шкарбуль и Ф.С.Рекстин. Контроль за проектированием, монтажом и изготовлением нестандартного оборудования, впускных фильтров, шумоглушителей, электрических систем и прочего сторонними организациями и мастерскими ЛПИ осуществлял Ю.Б.Галеркин. Он же размещал заказы на крупное фондируемое оборудование, приборы и материалы (приводной двигатель стенда ЭЦК-3 на Харьковском электромеханическом заводе, мотор - генераторная установка на «Электросиле», кабельная продукция, металлоконструкции и пр.).

Параллельно с созданием крупного экспериментального оборудования шла работа над специализированными установками для решения различных исследовательских задач. В частности, специально для измерения параметров потока в центробежных рабочих колесах был построен небольшой стенд ЭЦК-2. По разработанной С.Н.Шкарбулем схеме стенд был сконструирован Ю.Б.Галеркиным в 1957 г. и вскоре изготовлен НЗЛ. Вращающиеся манометры на вертикальном валу ограничивали скорость вращения. Для их тарировки требовался передатчик давления на неподвижный манометр:

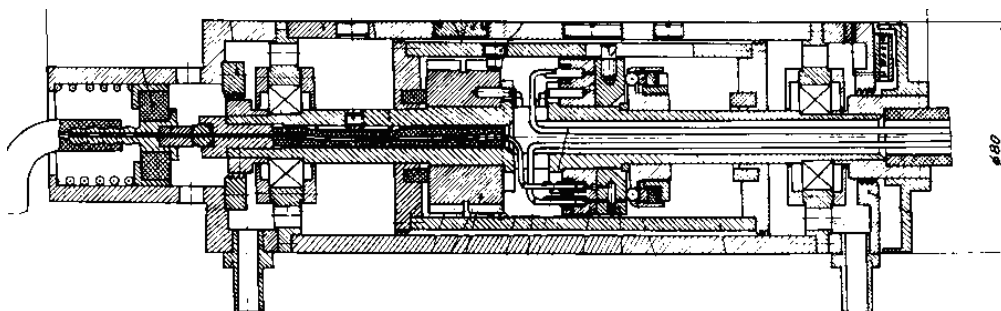


Слева – схема измерения в РК с передатчиком давления на неподвижный манометр. В центре ЭЦК-2 с вращающимися на вертикальном валу U-образными манометрами. Справа – экспериментальное рабочее колесо с дренажными трубками к передатчику давления

ЭЦК-2 - тихоходная установка (до 2000 об/мин) с вертикальным валом имела на его образующей U - образные манометры, регистрирующие давления от приемников, расположенных в исследуемых рабочих колесах. Регистрация показаний вращающихся манометров – визуально, с помощью стробоскопа. Позже стенд был оборудован передатчиком давления с переключающим устройством по схеме Ю.Галеркина. С начала 60-х годов на стенде был выполнен большой объем экспериментов, в том числе по измерению параметров потока в пограничных слоях. Для теоретического анализа использовались приемы теории пограничного слоя (Л.К.Чернявский, А.С.Герасимов).

По заданию К.П.Селезнева Ю.Б.Галеркин подоробно изучил проблему передачи давления из вращающегося рабочего колеса на неподвижный регистрирующий прибор – манометр. Испытания разных передатчиков давления проводились на сконструированном Ю.Б. Галеркиным стенде испытания передатчиков давления с оборотами до 18000 об/мин – это максимальное число оборотов стендов Проблемной лаборатории для испытания модельных ступеней. Стенд имел регулируемый электропривод с повышающей передачей ($n \leq 18\ 000$ об/мин), системы управления и контроля за герметичностью передатчика. Стенд был изготовлен мастерскими ЛПИ в 1958 г.

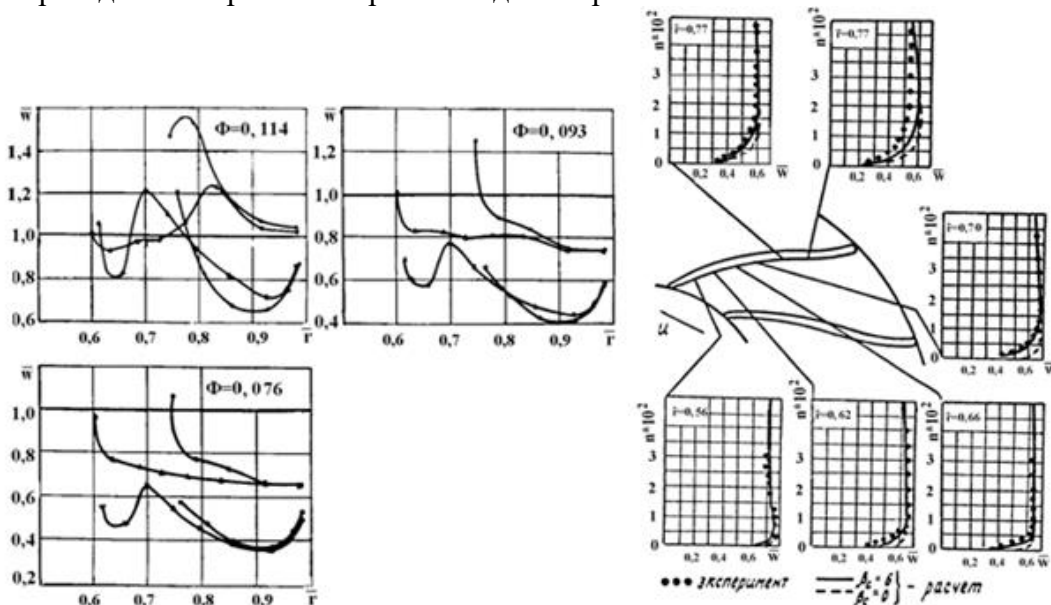
Многоточечные передатчики по схеме ЦИАМ на рисунке выше оказались неработоспособными при больших оборотах. Ю.Б.Галеркин и бригадир механиков Проблемной лаборатории В.С.Серегин изобрели одноточечный передатчик давления с переключающим устройством для измерения в 33 точках в рабочем колесе.



Одноточечный передатчик давления для измерения в рабочих колесах до 18000 об/мин с переключающим устройством на 33 точки

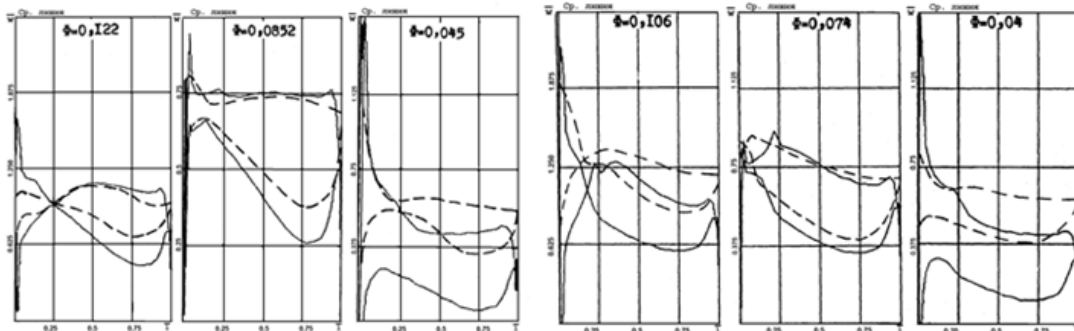
Создание аппаратуры для измерения параметров потока во вращающихся рабочих колесах при натуральных окружных скоростях (основной прибор - передатчик давления от точек измерения в РК к неподвижным манометрам) началось параллельно с созданием экспериментальной базы. Задача исследований в относительном движении

была сформулирована К.П. Селезевым, как первое конкретное научное направление работы Проблемной лаборатории. К началу шестидесятых годов эта сложная проблема была решена. До 1970 – х гг. было создано несколько поколений приборов, не имеющих аналогов в мировой практике по техническим характеристикам. Проведенные эксперименты с измерением потока во вращающихся рабочих колесах дали результаты, которые до сих пор не повторены нигде в мире.



Результаты измерений во вращающихся рабочих колесах.

Слева – диаграммы скоростей демонстрируют отрицательный эффект от применения двухъярусных лопаток. Справа – измеренные и рассчитанные (теория пограничного слоя) профили скорости в пограничном слое

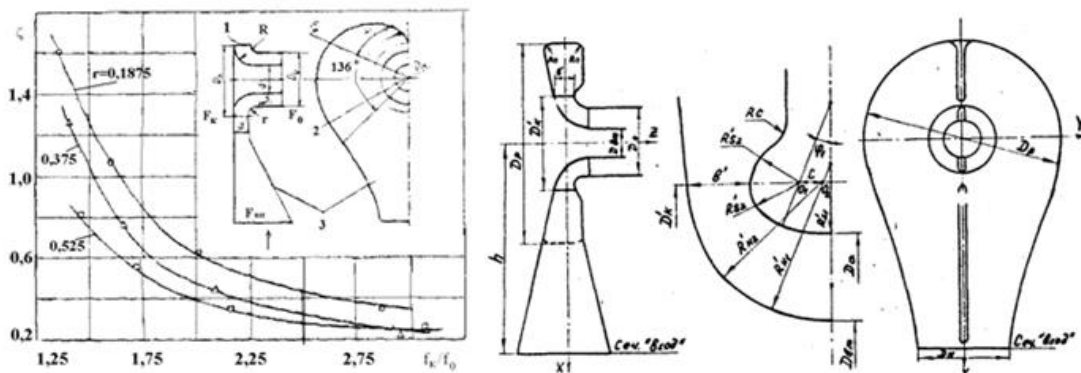


Результаты измерений в двух разных вращающихся рабочих колесах. Диаграммы скоростей при расходе больше расчетного, при расчетном расходе, при расходе меньше расчетного.

Штриховые линии – измерение, сплошные линии – невязкий расчет

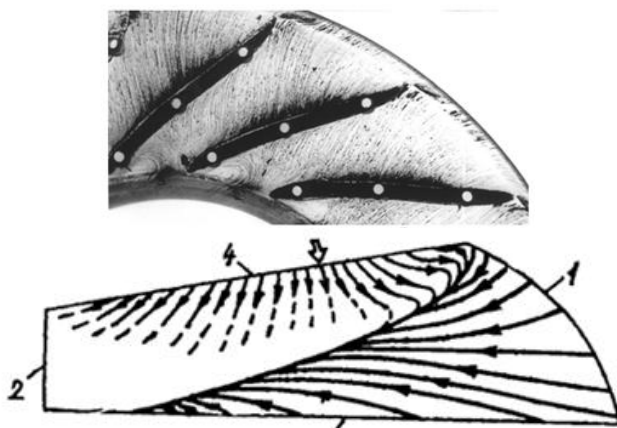
В дальнейшем были построены многочисленные стенды и установки для решения отдельных задач:

- стенды статической продувки входных патрубков и других элементов (А.А.Никитин, В.И.Зыков - группы С.Н. Шкарбуля и Ю.Б.Галеркина),



Объект исследования – входной патрубок – и результат его статической продувки

- “водяной” стенд для визуализации течения в рабочих колесах (группа С.Н.Шкарбуля),



Визуализация течения на «жидкостном» стенде. Слева – донные линии тока на основном диске. Справа – донные линии тока на задней поверхности лопатки (зарисовка). Расход вблизи границы помпажа

- установки и жидкостные ванны для электро - и электромагнитного моделирования (В.И.Зыков, А.А.Никитин, В.А.Шерстюков, В.В.Россель),

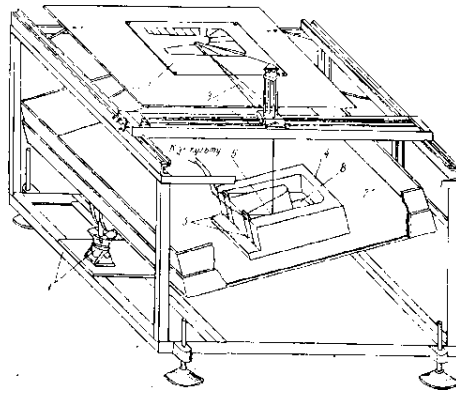
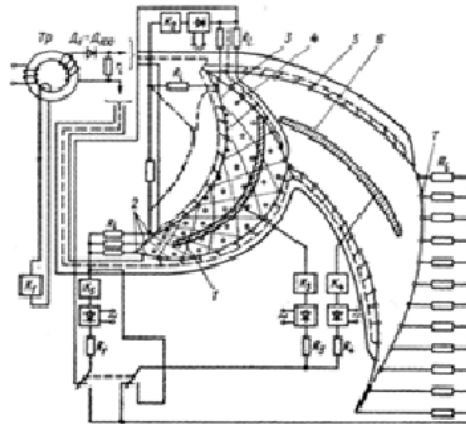


Схема электролитической ванны для исследования структуры меридионального потока в переходных каналах РК—ОНА



Установка ВЭГА-В1 для моделирования течения в рабочем колесе

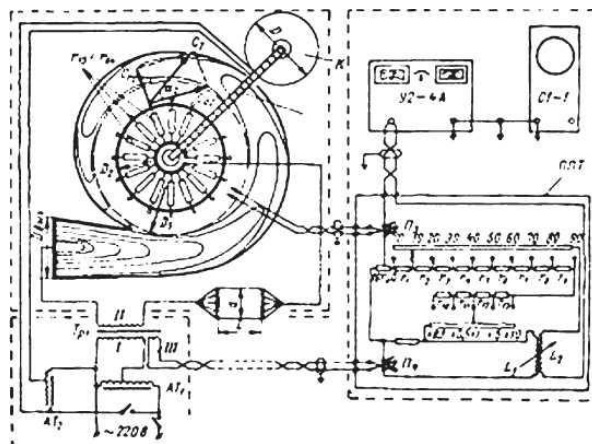


Схема установки для электромагнитного моделирования циркуляционных и вихревых полей в неподвижных элементах концевой ступени

- экспериментальный двухвальный центробежный компрессор (А.М.Симонов), и многие другие.

Однако вернемся к хронологии создания основной экспериментальной базы. Мотор-генераторная установка в составе трехфазного двигателя 6000 вольт и генератора постоянного тока мощностью 800 киловатт была заказана Ю.Б.Галеркиным на заводе “Электросила”, поставлена и смонтирована в конце 1958 г. К этому времени помещение бывшей газогенераторной было отремонтировано, машинный зал отделен от комнаты наблюдателей прочной стеной. С помощью Невского завода были изготовлены основные узлы стенда, получившего название ЭЦК-3. На бетонной подушке были установлены чугунные фундаментные рамы, корпус подшипников и повышающая зубчатая передача, воздушные трубопроводы и элементы масляной системы.

Проблема возникла с приводным двигателем постоянного тока. Ю.Галеркин заказал в 1957 г. на Харьковском электромеханическом заводе балансирный (качающийся в подшипниках статор позволяет измерять крутящий момент) электродвигатель мощностью 600 кВт. Прибыв за его притемкой, Ю.Галеркин узнал, что по требованию Военно-промышленной комиссии двигатель передан на один из оборонных объектов. С огромным трудом удалось получить заказ-наряд на изготовление этого же двигателя на следующий год. Трудность заключалась в том, что действие постановления Правительства о выделения фондов уже закончилось, а сам по себе факт выделения фондов для высшей школы прецедентов не имел. Помогло обращение Ю.Галеркина за помощью в отдел науки, имевшей тогда большое влияние газеты “Известия”. Поддержка руководителя этого отдела помогла получить фонды на следующий год и возобновить заказ-наряд.

В результате описанного затруднения штатный двигатель хоть и был поставлен, но на год позже запланированного. Проблема своевременного пуска стенда была решена установкой временного асинхронного двигателя мощностью 200 кВт. Его мощность была достаточной для привода стенда, но проблема заключалась в невозможности изменения частоты вращения. После пуска стенд сразу же выходил на максимальные обороты и окружную скорость рабочего колеса модельной ступени 315 м/с. Обычные проверочные и наладочные работы, проводимые при постепенном повышении частоты вращения, оказались невозможны. Однако, благодаря мастерству механиков (В.С.Серегин, А.И.Дмитриев), стенд был сразу же запущен и успешно работал вплоть до поставки штатного двигателя постоянного тока.

Впоследствии, в 70-х годах стенд ЭЦК-3 был передан научной группе Л.Я.Стрижака для работ в области компрессоров высокого и сверхвысокого давления и переделан для работы в замкнутом контуре с

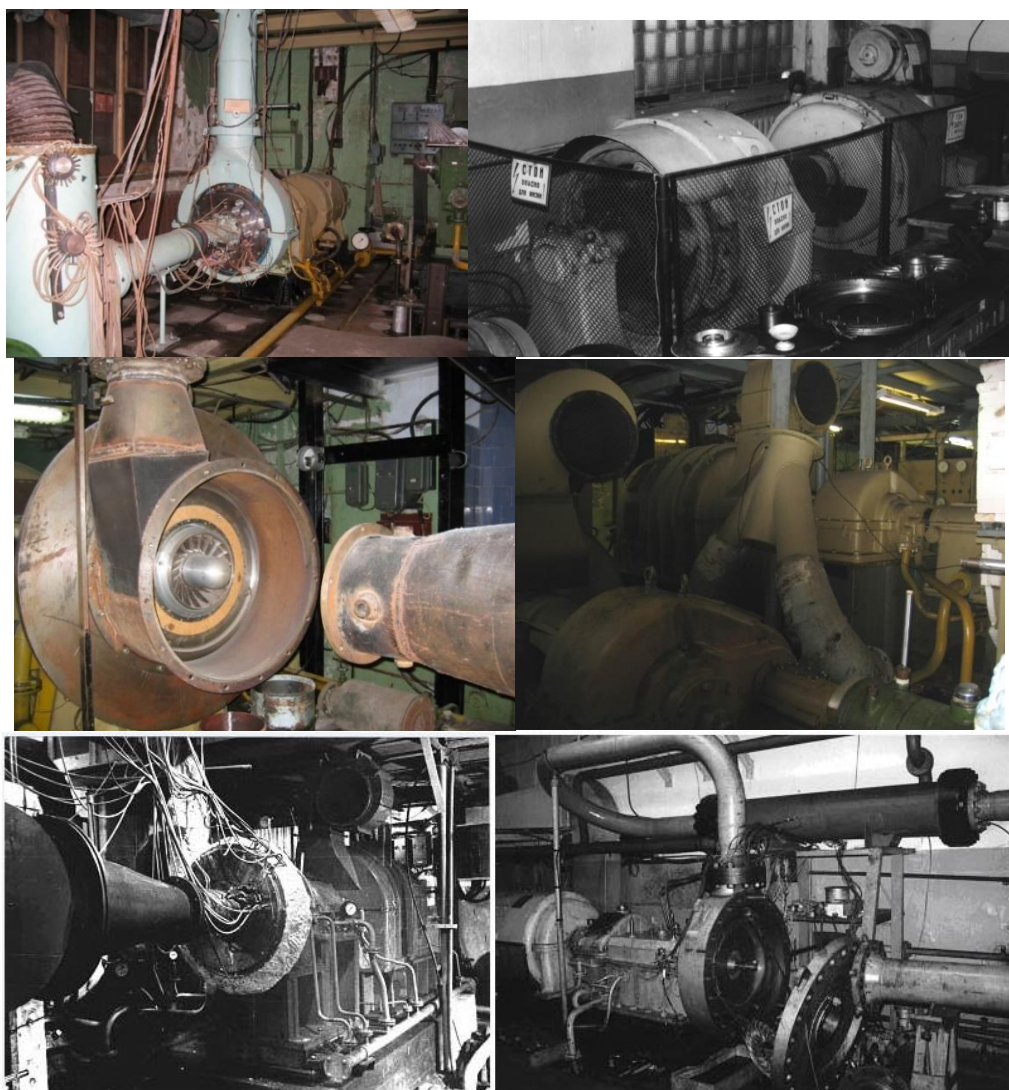
давлением до 100 бар. Сложная и дорогостоящая работа была сделана при большой поддержке Сумского НПО им .М.В.Фрунзе (г. Сумы).

Расширение фронта экспериментальных работ Проблемной лаборатории потребовало создания еще одной установки, подобной ЭЦК-3. Стенд ЭЦК-4 был построен научной группой Ю.Б.Галеркина в 1965 - 66 гг. Наибольший вклад внес А.А.Данилов (выпускник кафедры, поступивший в аспирантуру после работы на НЗЛ). Стенд расположен в главном машинном зале, на нем выполнены основные исследования в интересах промышленности - отработка проточных частей новых компрессоров, доводка и испытания рядов модельных ступеней.

Аналогичный по параметрам и схеме стенд ЭЦК-5 так же расположен в главном машинном зале. Он построен научной группой доц. В.И.Зыкова. Во время обучения в аспирантуре он работал в группе Ю.Б.Галеркина. В конце 60-х годов группа активно исследовала различные способы изменения характеристик ступеней - входные направляющие аппараты различного типа, в том числе с разрезными лопатками, поворот лопаток диффузора и ОНА, изменение ширины БЛД и т.п. На этом же стенде ЭЦК-5 проведены испытания ступеней с различными типами входных патрубков.

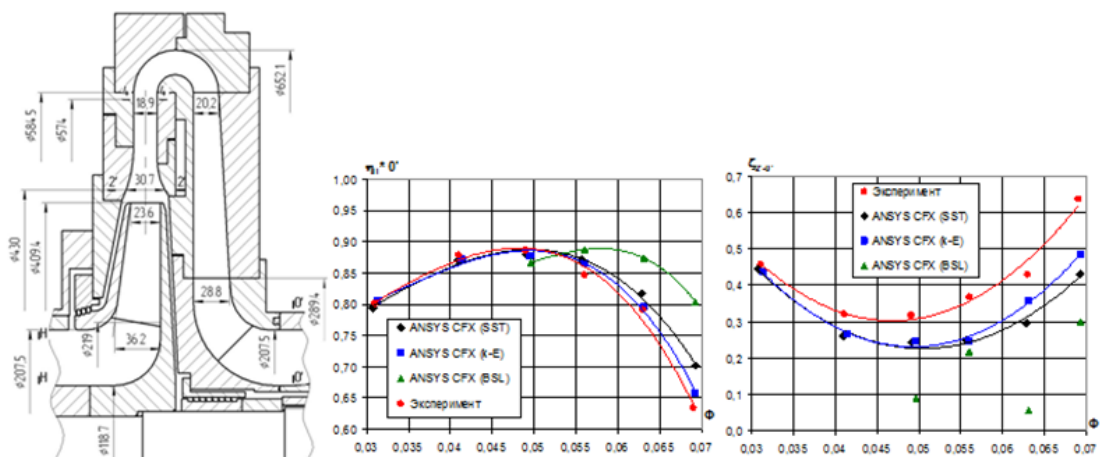
Наконец, специально для исследования ступеней с пространственными высокорасходными колесами группой Ю.Б.Галеркина построен стенд ЭЦК-6. Стенд использует механические системы, безвозмездно переданные НИИТурбокомпрессор (И.Г.Хисамеев). Он так же расположен в главном машинном зале и имеет близкие к остальным параметры (конец 70-х гг.).

В создании экспериментальной базы сыграли большую роль предприятия компрессоростроения - Невский машиностроительный завод, СКБ-К (ныне НИИТурбокомпрессор) - ККЗ, ВНИИКомпрессормаш, Сумское НПО им. М.В.Фрунзе.



Экспериментальные стенды и вспомогательное оборудование для испытания модельных ступеней. Мощность до 600 кВт, обороты до 18000 в минуту, диаметр рабочих колес до 420 мм

К.П.Селезнев ввел в практику модельных испытаний измерение параметров потока на границах элементов проточной части. Это позволило рассчитывать характеристики рабочих колес, диффузоров, ОНА по отдельности наряду с характеристиками ступени в целом.



Модельная ступени, суммарные и поэлементные характеристики в сравнении с CFD-расчетом

Развитие экспериментальной базы, учебной лабораторной базы и рост численного состава были невозможными в прежнем помещении кафедры. В Проблемной лаборатории к концу 80-х годов работало 25 сотрудников, а всего на кафедре - около ста и более (включая 20 - 25 аспирантов). На рубеже 60 - 70-х годов вся кафедра во главе с К.П.Селезевым занималась реконструкцией - расширением прилегающих к помещениям кафедры частей Механического корпуса.



Достроенный в историческом стиле угол Механического корпуса для кафедры компрессоростроения (1969 – 70 гг.). Сейчас – подразделения ВШЭМ и ЛГДТМ. Три угловых окна 2-го этажа с лета 2020 г. – снова рабочее место Ю.Б.Галеркина и мемориальный кабинет К.П.Селезнева

Наибольшая заслуга в строительстве принадлежала доц. В.И.Зыкову, обеспечившему “легализацию” работ и привлечение внешних строительных организаций. Напомним, что в те годы существовал запрет на промышленное строительство в Ленинграде, а строительные работы фондировались, как и все остальное. В результате надстройки второго

этажа над помещением кафедры КГМ и бывшей газогенераторной, сооружения помещения учебной лаборатории и их соединения арочным пролетом, юго-западный угол Механического корпуса приобрел законченный вид, соответствующий его историческому облику. Помещения кафедры увеличились на несколько сотен квадратных метров.

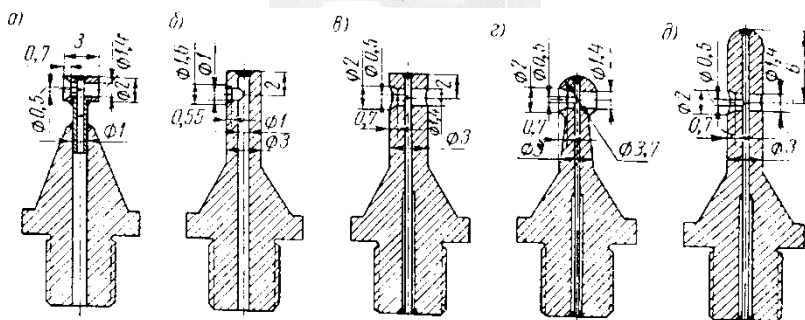
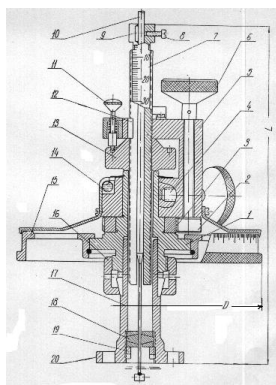
В дальнейшем для размещения экспериментальных стендов поршневых компрессоров и некоторых центробежных стендов (группа А.М.Симонова) поблизости от основного было сооружено одноэтажное помещение ("бокс"). В 4-м учебном корпусе до 2002 г. работал специально оборудованный для занятий по турбокомпрессорам учебный класс кафедры.

Первая исследовательская работа по центробежным компрессорам после восстановления кафедры и до начала работы Проблемной лаборатории была посвящена изучению и сопоставлению методов экспериментального исследования модельных ступеней, разработке некоторых новых приборов для этой цели (стенд ЭЦК-1, заказчик - НЗЛ). Ответственным исполнителем работы был Ф.С. Рекстин, научным руководителем - С.А.Анисимов (К.П.Селезнев в 1956 - 1958 гг. находился в командировке в Китайской Народной Республике). В работе по созданию измерительной техники принимал участие В.С.Давыдов. Работа была поставлена очень основательно. Исследовались и разрабатывались новые типы приемников полного и статического давления, аэродинамические угломеры, координатники для перемещения приемников при траверсировании потока в контрольных сечениях. Изучались различные способы измерения температуры потока с помощью ртутных термометров в контрольных сечениях с низкими скоростями потока, во всех сечениях - с помощью термопар и интегральных терморезисторов (проволочная сетка, перекрывающая контрольное сечение). Изучались различные способы измерения расхода газа, частоты вращения ротора, крутящего момента. Для измерения последнего был разработан специальный фотоэлектрический торсиометр (автор - В.С.Давыдов).

Результатом работы явился выбор определенной системы измерений параметров потока в контрольных сечениях для расчета интегральных характеристик ступени, ее элементов, определения структуры потока в контрольных сечениях. Были разработаны малогабаритные приемники давления, производство которых было освоено мастерскими Политехнического института, а затем и кафедрой компрессоростроения (В.С.Серегин).

Следует отметить, что в 60 - 80-е годы приборные мастерские ЛПИ выполняли довольно многочисленные заказы на изготовление приемников давления и координатников конструкции Ф.С.Рекстина по заказам десятков организаций. Популярности разработок кафедры в этом

направлении способствовало, в частности, издание Ю.Галеркиным и Ф.Рекстиным монографии по методике исследования центробежных компрессоров.



Слева – координатник (прибор для траверсирования контрольных сечений приемниками давления) конструкции Ф.С.Рекстина. Справа – варианты приемников полного давления для установки во вращающихся рабочих колесах. Конструкция Ю.Б.Галеркина по аэродинамическим схемам Ф.С. Рекстина

Первое исследование собственно газодинамических проблем было выполнено также на стенде ЭЦК-1 Ф.С. Рекстиным в 1958 - 59 гг. Изучалось влияние на газодинамические характеристики числа лопаток рабочего колеса. Объектами исследования были рабочие колеса так называемого “компрессорного” типа по тогдашней терминологии. Сейчас бы мы сказали, что речь идет о колесе с умеренным коэффициентом напора и умеренной быстроходностью. Число лопаток рабочего колеса варьировалось в очень широких пределах, от 4 до 32. Впервые детально исследовались и сопоставлялись одноярусные и двухъярусные лопаточные решетки (лопатки через одну “подрезались”, то есть укорачивались со стороны входной кромки). Диаметр “подрезки”, то есть диаметр начала укороченных лопаток, менялся в широких пределах - вплоть до их полного удаления. Экспериментальной работе

предшествовал расчетно-теоретический анализ, базировавшийся в основном на одномерной схеме течения, что было естественно для того времени. Однако Ф.С.Рекстиным впервые была высказана идея целесообразности минимизации местной максимальной скорости в начале задней поверхности лопатки. Эта идея носила явно новаторский характер.

Очень большая ценность этой работы для последующих исследований заключалась в том, что К.П.Селезнев, С.А.Анисимов и Ф.С.Рекстин фактически разработали канон для представления результатов исследований подобного рода:

- тщательный обзор состояния проблемы (анализ публикаций по теме) с выводами о нерешенных проблемах и вытекающих отсюда задачах исследования,

- планирование эксперимента (в том числе численного),

- подробное описание и обоснование методов теоретического анализа и физического эксперимента (особый упор был сделан на анализ возможных погрешностей),

- собственно содержательная часть работы, анализ результатов с сопоставлением теоретических и экспериментальных данных, выводы общетеоретического и прикладного характера.

К моменту пуска стенда ЭЦК-3 (с временным электродвигателем) кафедра получила заказ на испытание модельной ступени для нового центробежного компрессора от ЛенНИИхиммаша. Обычной областью применения центробежных компрессоров в то время была подача сжатого воздуха в пневматические системы, в доменные печи и т.п. Это были крупные или очень крупные машины, ступени которых имели умеренные параметры. В отличие от них, компрессор Л-5-20 был сравнительно малорасходным и высоконапорным, относительная высота лопаток модели первой ступени была по тем временам необычно малой (порядка 2%) при необычно больших выходных углах лопаток 90 градусов. Окружная скорость 315 м/с заметно превышала обычные значения для промышленных компрессоров.

Для проведения испытаний была спроектирована модельная ступень. Диаметр рабочего колеса, равный 351.8 мм, был выбран таким, чтобы получить на модели «натурную» окружную скорость. Напомним, что в временном приводе стенд работал на постоянной скорости вращения. Следует отметить, что в течение многих последующих лет большинство модельных рабочих колес Проблемной лаборатории по традиции имели диаметр 352 мм.

Испытания модельной ступени Л-5-20 показали, что малорасходные высоконапорные ступени могут обладать вполне приемлемыми аэродинамическими характеристиками. В какой-то степени эти результаты предопределили дальнейший интерес к ступеням с высоконапорными рабочими колесами, а также к ступеням с

пониженными коэффициентами расхода. В целом же эта работа решила задачу создания необычного для того времени компрессора и давала опыт проведения экспериментальных исследований при высоких окружных скоростях, соответствующих условиям работы реальных компрессоров.

К моменту установки основного двигателя на стенд ЭЦК-3 была приурочена большая работа по исследованию ступеней с малой и очень малой высотой лопаток (Ю.Б. Галеркин, 1960 - 61 гг.). Три исходных рабочих колеса (разные выходные углы лопаток и наружные диаметры обеспечивали одинаковую быстроходность) испытывались при относительной высоте лопаток на выходе уменьшавшейся от 0,04 до 0,0025 (минимальная высота лопаток менее одного миллиметра) в ступенях с безлопаточными и лопаточными диффузорами. Поставленная по инициативе К.П. Селезнева, эта работа предвосхитила последующий большой интерес к малорасходным ступеням, необходимым для создания компрессоров высокого давления.

В 1963 - 1964 гг. на стенде ЭЦК-1 было выполнено обширное исследование влияния числа лопаток и их “подрезки” на характеристики рабочих колес с разными выходными углами (исполнитель работы - выпускник кафедры колесно-гусеничных машин А.М.Симонов вернулся в ЛПИ после работы на Кировском заводе). Таким образом, были получены сравнительные данные по работе ступеней с рабочими колесами различной напорности и уточнены рекомендации по оптимальному числу лопаток и применению двухъярусных решеток.

К последней работе начального периода можно отнести исследование рабочих колес с различными входными углами (аспирант А.А.Данилов, научная группа Ю.Б.Галеркина). Экспериментальные исследования были проведены на построенном при активном участии А.А. Данилова стенде ЭЦК-4. Вообще говоря, при общепринятой практике входной угол лопаток следует выбирать, обеспечивая безударное обтекание лопаток на расчетном режиме. Появились, однако, некоторые экспериментальные данные (ЦКТИ), указывающие на целесообразность “завышения” входного угла лопаток. Одномерный численный анализ показал, что при небольших числах Маха максимальный КПД может получиться при некотором положительном угле атаки. Испытания нескольких типов рабочих колес позволили дать рекомендации по проектированию. Следует отметить, что в работе уже был применен качественный метод анализа на установке электро моделирования, анализировался характер нагрузки лопаток, были проведены первые измерения распределения давлений на лопатках рабочих колес при “реальных” окружных скоростях (аппаратура разработана Ю.Б.Галеркиным и его научной группой).

Общим для исследовательских работ начального этапа можно считать преобладание одномерного теоретического анализа и очень

большой объем экспериментальных исследований. Несмотря на преобладание и, казалось бы, достаточность в то время одномерных приемов, К.П.Селезнев с самого начала сделал упор на развитие более сложных подходов. Как указывалось, сразу была поставлена и быстро реализована задача измерения параметров потока внутри вращающихся рабочих колес. Детальное измерение поля параметров потока естественно предполагает анализ его пространственной структуры.

Следующий шаг был сделан в начале 60-х годов. По заданию К.П.Селезнева пришедшие в аспирантуру кафедры выпускник ЛПИ В.И.Зыков (группа Ю.Б.Галеркина) и выпускник КХТИ А.А.Никитин (группа С.Н.Шкарбуля) создали и освоили установки электро моделирования плоских двухмерных течений (на электропроводящей бумаге) и пространственных трехмерных (водяная ванна). Параллельно были созданы стенды статических продувок входных патрубков (А.А.Никитин) и моделей межступенчатых каналов многоступенчатых компрессоров (В.И.Зыков).

Наряду с детальными измерениями на установках проводилась визуализация течений (метод нитей). Модельными испытаниями ступеней проверялась правильность предварительного анализа. Следует отметить плодотворность нового подхода. Работы не только решили конкретные задачи, поставленные промышленностью, но и позволили в дальнейшем сформулировать новые приемы профилирования.

Метод электро моделирования получил дальнейшее развитие и широко применялся для исследования и разработки диффузоров с двухъярусными и двухрядными лопаточными решетками (группа С.А.Анисимова), выходных устройств (ККЗ, А.А. Мифтахов). Обнаруженная четкая зависимость потерь в переходных каналах от местной диффузорности на поверхности разрежения (В.И.Зыков, Ю.Б.Галеркин) оказала влияние на формирование схем течения, применяющихся для всех элементов проточной части. Здесь следует отметить, что по мере расширения возможностей вычислительной техники численные методы заменяли решения, полученные на аналоговых установках.

В середине 60-х годов была поставлена обширная работа по исследованию безлопаточных диффузоров (БЛД) - группа Ю.Б.Галеркина, исполнители Л.Я. Стрижак и зам. директора НИИТК (г. Казань) А.С.Нуждин, бывший тогда в очной аспирантуре кафедры, до и после этого - хорошо известный и авторитетный работник промышленности и науки. Попытка анализировать проблему меридионального профилирования БЛД на основе понятия об эквивалентном угле раскрытия, не была успешной. Обширные экспериментальные данные не соответствовали выводам одномерного анализа. Успех принесла двухмерная схема процесса смешения высоко- и низкоэнергетических зон

потока, выходящего из рабочего колеса (разработана А.С.Нуждиным), и анализ особенностей трехмерных обратных течений в БЛД.

В освоении численных методов на кафедре большую роль сыграл В.И.Зыков, возглавивший собственную научную группу в конце 60-х годов. Вначале он сумел привлечь специалистов ЦКТИ (Б.С.Раухман) и ЦИАМ (В.С.Сальников) и с их помощью создал программу для расчета невязкого квазитрехмерного течения в рабочих колесах, затем была решена задача расчета пространственного невязкого потока в неосесимметричных элементах методом конечных элементов (Г.И.Рухамин). В применении этих методов кафедра опережала другие научные центры, в том числе и зарубежные. С помощью программы МКЭ были спроектированы многие эффективные входные патрубки для центробежных и осевых компрессоров. Программа расчета невязкого квазитрехмерного потока сразу стала широко применяться для исследовательских и проектных работ. Ее современная версия является основным инструментом профилирования лопаточных аппаратов РК. В прошлом столетии с ее использованием Ю.Б.Галеркиным и его сотрудниками создано, в частности, новое поколение модельных ступеней семейства 20СЕ с безлопаточными диффузорами, созданы компрессоры и сменные проточные части (СПЧ) газоперекачивающих агрегатов и других промышленных установок, превосходящие аналоги по газодинамическим характеристикам.

Процесс развития трехмерных подходов к анализу течения и практики проектирования наиболее ярко иллюстрируется на примере лопаточных аппаратов, особенно лопаточных аппаратов рабочих колес. Основы теории промышленных центробежных компрессоров в рамках одномерных представлений ко времени начала исследовательской деятельности на кафедре компрессоростроения были заложены работами Невского машиностроительного завода. Эти работы до сих пор играют исключительно важную роль. Первым этапом проектирования и анализа всегда являются одномерные расчеты - вне зависимости от того, сколь сложным и совершенным может быть инструмент последующего анализа. Господство одномерной теории в то время отчасти объясняется отсутствием у инженеров и исследователей вычислительной техники для более или менее сложных расчетов. Вплоть до 60-х годов практически не было и значительных побудительных причин для дальнейшего развития теории. Область применения промышленных центробежных компрессоров ограничивалась умеренными давлениями, ступени компрессоров работали в диапазоне оптимальной быстроходности и коэффициентов напора, значения критерия сжимаемости Маха были умеренными. Это облегчало задачу проектантов, поэтому в рамках одномерной теории были созданы и создаются поныне весьма

совершенные машины. Тем не менее, вскоре появились и возможности, и потребности дальнейшего прогресса.

Для иллюстрации сказанного выше можно привести пример, относящийся к началу 60-х годов. По предложению и при активном участии К.П.Селезнева для хабаровского завода “Энергомаш” группой Ю.Б.Галеркина был выполнен проект воздушного компрессора общего назначения с четырьмя ступенями сжатия, вместо обычных в то время шести ступеней. Повышение напорности каждой из ступеней на 50% достигалось за счет повышения окружной скорости и коэффициента напора - выходные углы лопаток были приняты необычно большими. Средняя линия лопаток представляла дугу окружности, как это было принято при “геометрическом” профилировании, не принимавшем во внимание пространственный характер потока. На основании имевшихся одномерных представлений ступени могли иметь несколько пониженный, но вполне приемлемый КПД. Действительно, при небольшой окружной скорости модель первой ступени компрессора работала удовлетворительно, но при рабочей окружной скорости порядка 300 м/с КПД снизился более чем на 10 процентов. В рамках одномерной теории этому не могло быть объяснения.

В дальнейшем задача создания работоспособной проточной части была решена, но для этого пришлось разобраться в действительном характере течения и развить метод проектирования, учитывающий этот характер. Помогло начавшееся применение ЭВМ и накопление представлений о сути рабочего процесса. Важные детали метода и компьютерные программы совершенствуются до сих пор. В процессе создания метода принимали участие ряд членов научной группы Ю.Б.Галеркина - Л.Я. Стрижак, В.П.Митрофанов, В.И.Хенталов. В проектировании ряда компрессоров и разработке модельных ступеней первых поколений принимали участие С.В.Локтаев, С.Х.Муратов, ряд аспирантов кафедры.

Отметим следующие основные черты метода проектирования, разработанного в научной группе Ю.Б.Галеркина:

- при проектировании приоритет отдается выбору газодинамических, а не геометрических параметров. Параметрами проектирования считается условный коэффициент расхода, а не относительная высота лопаток, коэффициент теоретического напора, а не выходной угол лопаток, безразмерная газодинамическая нагрузка лопаток, а не их число, и т.п.;
- оптимизация формы лопаточной решетки ведется на основании анализа распределения поверхностных скоростей (в квазитрехмерной постановке). Экспериментами в относительном движении и сопоставлением газодинамических характеристик проверены рекомендации по оптимальному распределению скоростей;

- для обеспечения заданного напора и минимальных потерь в расчетной точке анализируется перестройка потока по шагу вблизи входной и выходной кромок.

Для первичного проектирования предложен ряд рекомендаций и полуэмпирических формул. Проверка и корректировка ведется по результатам расчетов обтекания. В настоящее время для этого используется программа ЗДМ.023, разработанная Ю.Б.Галеркиным и К.А.Даниловым на базе программы для вычислительных машин серии ЕС, заказанной кафедрой у ЦКТИ и переложенной для ПЭВМ ВНИИХолодмашем (И.Я.Сухомлинов, А.Д.Славуцкий).

Особенно заметен положительный эффект от анализа обтекания при проектировании рабочих колес с увеличенными коэффициентами напора и (или) работающих при высоких числах M . В диапазоне традиционных для промышленных компрессоров параметров так же получены положительные результаты. Целиком на применении этого метода базируется разработка высокорасходных ступеней с пространственными осерадиальными колесами. Этому направлению уделялось большое внимание в 70-х - 80-х годах, когда были отработаны ступени с условным коэффициентом расхода вплоть до 0.2 (группа Ю.Б.Галеркина, В.П.Митрофанов, М.Р.Полес, Э.И.Сергачева). По заданиям отечественных и зарубежных производителей были разработаны модельные ступени с пространственными осерадиальными рабочими колесами.

Ценность доступного по трудоемкости и достаточно точного для практического применения метода расчета характеристик проектируемой ступени трудно переоценить. Не располагая таким методом, оптимизацию проточной части можно сделать только сопоставлением небольшого количества вариантов, испытанных на моделях. При наличии метода такую оптимизацию можно выполнить путем численного эксперимента. Расчеты вязкого пространственного потока пока слишком трудоемки для глобальной оптимизации проточной части многоступенчатых машин. Их точность в смысле расчета ожидаемых характеристик также вызывает сомнения у специалистов. Поэтому и в настоящее время инженерный метод представляет ценность.

Мысль о своевременности поиска некоторого способа обобщения достаточно обширных уже в то время экспериментальных данных была высказана К.П.Селезевым на одном из совещаний руководителей научных групп в 1968 году. Видимо, идея “витала в воздухе”, так как чуть позже о своих попытках отыскания некоторого обобщающего критерия (критериев) сообщил Ю.Б.Галеркину в одной из бесед В.Ф.Рис.

Наибольшая сложность при расчете характеристик произвольной проточной части представляет расчет потерь напора. В результате размышлений у Ю.Б.Галеркина появилась идея описать потери на

отдельных участках проточной части алгебраическими уравнениями, в которых в качестве аргументов выступают определяющие газодинамические параметры. Например, теоретические соображения и результаты опытов показывают, что на ограничивающих поверхностях лопаточных аппаратов рабочих колес поток никогда не отрывается, но течение сопровождается развитием сильных вторичных течений. В этом случае потери трения в трехмерном пограничном слое определяются шероховатостью и числом Рейнольдса, продольным и поперечным градиентами скорости. Соответствие действительным потерям достигается присутствием в уравнениях эмпирических коэффициентов. Сумма уравнений для различных участков проточной части образует математическую модель. Идентификация модели, то есть, поиск значений коэффициентов, позволяющих рассчитать потери с приемлемой погрешностью, осуществляется путем статистической обработки экспериментальных данных.

Проверка “работоспособности” идеи и разработка методологии были выполнены А.Г. Никифоровым в его дипломной работе и кандидатской диссертации в конце 60-х - начале 70-х годов. Затем он работал в этом направлении в Смоленском филиале МЭИ и защитил докторскую диссертацию по этой тематике, а в научной группе Ю.Б.Галеркина развили направление и получили практические результаты в виде действующих проектно - оптимизационных программ В.В.Тихонов, А.Е.Козлов и другие. Этот подход заинтересовал и другие организации (КХТИ - А.А. Мифтахов, ВНИИХолодмаш - И.Я. Сухомлинов, А.С. Нуждин). Однако современное развитие и свое название “Метод универсального моделирования” он получил после распространения ПЭВМ в последнее десятилетие. В работах участвовали Е.Ю.Попова, К.А.Данилов - научная группа Ю.Б.Галеркина. Разработана четвертая версия программных комплексов для решения обратной задачи - выбор оптимальных основных размеров компрессоров и их ступеней, программные комплексы для решения прямой задачи - расчет характеристик (семейств характеристик) ступеней и многоступенчатых компрессоров. Объектами проектирования и расчета могут быть все типы ступеней (радиальные или осерадиальные РК, лопаточные, комбинированные и безлопаточные диффузоры) и многоступенчатых компрессоров. На заключительной стадии проектирования лопаточных аппаратов применяется упомянутая выше программа расчета невязкого пространственного потока.

Постоянно развиваясь, комплекс программ (включая программу ЗДМ.023 для оптимизации формы лопаточных аппаратов) применяется в практике проектирования с середины 1980-х гг. В период с 1993 года по настоящее время метод активно используется при реализации программы модернизации и развития компрессорного хозяйства газовой

промышленности. По заданию ОАО “Газпром” и промышленных предприятий сделаны десятки предпроектных предложений новых машин, спроектированы и отработаны высокоэффективные модельные ступени, выполнены десятки газодинамических проектов компрессоров и сменных проточных частей для ОАО “Компрессорный комплекс”, НПО “Искра”, ОАО «Турбохолод», а так же для СМПО им. М.В.Фрунзе и других зарубежных производителей. Некоторые организации приобрели программные комплексы для собственного проектирования. Проектная практика 4-й версии Метода универсального моделирования получила высокую оценку руководства Газпрома и промышленных партнеров [11]. Исполнителями работы над еще более совершенными 5 – 9-й версиями Метода стали К.В.Солдатова, А.А.Дроздов, А.Ф.Рекстин. Об этом подробнее сказано ниже.

В 1997 - 1999 гг. создана новая серия модельных ступеней с безлопаточными диффузорами, полностью удовлетворяющая специфическим требованиям работы компрессоров в газовой промышленности. При необычайно широкой зоне работы достигнут КПД 87.6%, не уступающий эффективности лучших ступеней с ЛД. Испытания более двух десятков типов машин нового поколения показали, что они превосходят зарубежные аналоги по максимальному КПД и зоне устойчивой и экономичной работы. Общее количество центробежных компрессоров, созданных по газодинамическим проектам научной группы Ю.Б.Галеркина, на 2010 г. превосходило 350 шт. с установленной мощностью более 4 млн. кВт.

Вопросами расширения зоны работы центробежных компрессоров за счет изменения проточной части занималась научная группа под руководством В.И.Зыкова. После работы в группе Ю.Б.Галеркина он организовал в 1967 г. свою научную группу. В короткие сроки был построен стенд ЭЦК-5 и начаты экспериментально-теоретические работы. Сначала была изучена выдвинутая ранее Ю.Б.Галеркиным идея об изменении характеристик изменением ширины безлопаточного диффузора. При сужении БЛД получено значительное смещение границы помпажа в область малых расходов. Наиболее подробно изучены различные типы входных направляющих аппаратов - осевых и радиальных, со сплошными и разрезными лопатками, показаны преимущества последних. Изучены эффекты от поворота лопаток диффузора и обратно - направляющего аппарата, некоторые другие способы. Сформулированы рекомендации по проектированию, нашедшие хорошее практическое воплощение. К сожалению, деятельность группы прекратилась после безвременной кончины В.И.Зыкова в 1990 году.

Понятно, что результаты деятельности многих исследователей в течение десятилетий трудно охватить всеобъемлющей классификацией. Ниже перечислены некоторые работы, о которых не упоминалось ранее.

В середине 60-х годов и позднее научная группа Ю.Б. Галеркина при активном личном участии К.П.Селезнева работала над путями модернизации воздушных центробежных компрессоров общего назначения. Одним из перспективных направлений тогда казалось создание машин с воздухоохладителями после каждой ступени, расположенными внутри корпуса. Расположение воздухоохладителей внутри корпуса приводит к появлению специфических элементов - переходных каналов, оригинальная методика проектирования которых была разработана Л.К.Чернявским. По предложению В.Б.Шнеппа, тогдашнего руководителя СКБ по компрессоростроению (г. Казань), такой компрессор производительностью 160 м³/мин был построен по газодинамическому проекту кафедры. В частности, там нашли применение пространственные осерадиальные рабочие колеса, разработанные научной группой Ю. Галеркина. К сожалению, из-за конструктивной ошибки (недостаточная жесткость стенки корпуса, на которой был расположен корпус подшипников) компрессор не был до конца испытан, а затем СКБК приступило к выпуску многовалвных компрессоров на эти параметры.

Большое внимание К.П. Селезнев уделял созданию ряда одноступенчатых воздушных нагнетателей общего назначения. Значительные исследования в этой области были выполнены научными группами С.А.Анисимова и А.М.Симонова.

Был также выполнен цикл работ по созданию малорасходных центробежных компрессоров для обслуживания пневматических сетей. Цикл исследований завершился разработкой и изготовлением опытного образца двухвального компрессора, выполненного по соосной схеме. Компрессор был построен кафедрой компрессоростроения с помощью промышленности (научная группа А.М. Симонова).

Позже в 80-е годы кафедра (группа Ю.Б.Галеркина) совместно с ЛенНИИХиммашем (лаборатория д.т.н. Ф.С.Рекстина) работала над модернизацией тихоходных компрессоров завода Узбекхиммаш. Были выполнены газодинамические исследования, предложен ряд новых конструктивных решений и изобретений. К сожалению, результаты работы оказались не востребованными в изменившихся условиях 1990-х гг.

использования водородных реакторов при добыче ресурсов мирового океана. В этой области реакторы могут использоваться для обогрева водолазных костюмов и давать энергию для подъема грузов (например, марганцевых конкреций) с глубин, измеряемых тысячами метров. Эти разработки доведены до стадии практического применения и испытаны в реальных условиях. В 1990 – х гг. эти работы на кафедре были прекращены.

К началу 90-х годов кафедра насчитывала около 100 сотрудников и аспирантов. В тогдашних ценах суммарный годовой объем НИР имел порядок 1 млн. рублей, большая часть которого выполнялась по контрактам с промышленностью (остальное - бюджет Проблемной лаборатории). В результате прекращения финансирования Проблемная лаборатория прекратила существование, но до начала 1992 года хозяйственная деятельность, вероятно, была наиболее активной за все время существования кафедры. Среди заказчиков исследований были НЗЛ, ЛенНИИХиммаш, завод “Компрессор”, НИИ “Турбокомпрессор”, Казанский компрессорный завод, СМПО им. М.В.Фрунзе, для которого выполнялся особенно большой объем работ по газодинамическому проектированию и исследованиям.

В период 1992-1993 гг. работа по хозяйственным договорам практически прекратилась. Сократилось количество научных групп, состав кафедры стал менее 40 человек. Особенно болезненным оказалось резкое уменьшение количества аспирантов. С 1994 года ситуация начала улучшаться, что в большой степени связано с участием кафедры к реализации программы модернизации и развития компрессорного хозяйства ОАО “Газпром”. В результате организации ежегодного Международного симпозиума “Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования” (первый проведен в 1994 г.) укрепились связи с управлениями Газпрома, промышленными предприятиями, всеми основными зарубежными производителями. Кафедра привлекалась к решению задач поискового характера и к выполнению газодинамических проектов компрессоров и сменных проточных частей нового поколения. Среди партнеров кафедры – заказчиков проектов и исследований следует назвать управления ОАО “Газпром”, предприятия компрессоростроения ОАО “Компрессорный комплекс”, НПО “Искра”, СМПО им. М.В.Фрунзе, ОАО «Турбохолод». По объему хозяйственных договоров кафедра на рубеже столетий была на одном из первых мест в СПбГТУ.

Сотрудничество с университетами Германии и Польши в ряде случаев имело вполне конкретный характер. Постоянные контакты с ведущими западными производителями компрессоров также привели к нескольким небольшим контрактам (завод Nuovo Pignone компании GE) с суммарным объемом 36 000 евро.

После решения проблемы создания компрессоров нового поколения, с 2006 – 2007 гг. активность проектирования новой техники на кафедре несколько снизилась. В тот период постоянные объекты проектирования – центробежные компрессоры турбодетандерных агрегатов («Турбохолод», Москва, «Турбогаз», Харьков), спроектирован водородный компрессор для нефтеперегонного производства (НПЗ Полоцк, Польша), разработана компьютерная программа для

предпроектного анализа размеров и эффективности осевых компрессоров для газовой промышленности (ОАО «Газпром»).

С появлением новых требований к центробежным компрессорам, передовой Метод универсального моделирования широко востребован, тем более, что его совершенствование не прерывается. После 2005 г. практически прекратились экспериментальные исследования на стендах бывшей Проблемной лаборатории. Это частично компенсируется развитием численных методов. С 2013 г. значимые исследования и проекты переместились в НИЛ «Газовая динамика турбомашин», куда перешла научная группа Ю.Б.Галеркина. В 2020 г. там введен в эксплуатацию принципиально новый стенд ЭКЦ-55 с приводом от высокочастотного электродвигателя. Его возможности ограничены небольшой мощностью, но стоимость и продолжительность проведения экспериментов существенно понизились. С 2020 г. научная группа Ю.Б.Галеркина возвращена к учебной работе по компрессорной тематике в Высшей школе энергетического машиностроения Института энергетики, где выполнены новые проекты компрессоров.

Ниже представлена информация о близких друзьях и коллегах Ю.Б.Галеркина в прошлые годы.

ФЕЛИКС СЕРГЕЕВИЧ РЕКСТИН (1927-1991).



Ф.С.Рекстин

Ф.С. Рекстин с момента создания Проблемной лаборатории компрессоростроения стал старшим коллегой и товарищем Ю.Б.Галеркина. Их сотрудничество продолжилось в разной форме до конца жизни Ф.С.Рекстина. Первую для обоих монографию «Методы исследования центробежных компрессорных машин» (Машиностроение, 1968 г.) они написали вместе.

Отец Ф.С.Рекстина С.П.Ананьин был крупным военным и хозяйственным деятелем: в 1919 г. – замкомандарма 11 армии РККА,

награжден орденом Красного Знамени, потом один из руководителей строительства Сталинградского тракторного завода, начальник Мосугля. Мать Ф.С.Рекстина – 1-й секретарь горкома ВКП(б) г. Каменка. Оба они в 30-ые годы были репрессированы и расстреляны. Феликс Сергеевич родился в Москве, с 1937 г. по 1942 г. воспитывался в детском доме, потом учился в автодорожном техникуме в г. Тамбов.

Как окончивший техникум с красным дипломом, в 1945 г. без экзаменов был зачислен в ЛПИ. После окончания кафедры парогенераторостроения ЭНМФ работал на Барнаульском котельном заводе, оттуда был переведен в Ленинград на НЗЛ и в 1955 г. поступил в аспирантуру по кафедре компрессоростроения ЛПИ.

Ф.С.Рекстин был автором первой диссертационной работы послевоенного периода на кафедре по тематике центробежных компрессоров. Работу отличала особая тщательность в изучении проблемы (“состояние вопроса”), разработке и описании экспериментальных и теоретических методов, в сопоставлении экспериментальных и теоретических материалов. В этом проявились как его научная индивидуальность, так и усилия руководителей - К.П. Селезнева и С.А. Анисимова, уделявших первой диссертационной работе кафедры по ЦК повышенное внимание. Отмеченные черты отличали лучшие последующие работы сотрудников и аспирантов кафедры.

Для становления Проблемной лаборатории компрессоростроения важное значение имело выполненное под руководством Ф.С.Рекстина исследование методов испытания центробежных ступеней на экспериментальных стендах. Разработанные им лично приемники давления и координатники до сих пор применяются при экспериментальных исследованиях.

С 1960 по 1963 г. Ф.С.Рекстин был заведующим Проблемной лабораторией, старшим научным сотрудником, затем работал заведующим лабораторией в ЛенНИИХиммаше. С 1973 г. - доктор технических наук, профессор ЛПИ по совместительству. Основной круг научных интересов - газовая динамика осевых и центробежных микрокомпрессоров, вихревые компрессоры. Написал в соавторстве книги “Методы исследования центробежных компрессорных машин”, “Вихревые компрессоры”. Автор многочисленных статей, докладов, изобретений. Получил звание заслуженного деятеля науки и техники РСФСР.

Ф.С.Рекстин до конца жизни сотрудничал с кафедрой компрессоростроения в качестве председателя ГЭК, члена диссертационных советов ВАК, автора ряда совместных с кафедрой научно - технических проектов. Работал вместе с К.П.Селезевым в

научно-технических советах, был его первым учеником и младшим товарищем.

Спортивные успехи в молодости (член студенческой сборной СССР по волейболу), активность, юмор и обаяние делали Феликса Сергеевича одним из наиболее популярных и авторитетных членов сообщества компрессорщиков.

ВАЛЕНТИН ИВАНОВИЧ ЗЫКОВ (1933-1990).



В.И.Зыков

В.И.Зыков родился в Ленинграде. В 1952 г. поступил и в 1958 г. окончил ЛПИ по специальности “Двигатели внутреннего сгорания”. Работал в закрытых организациях, в 1962 г. был принят в аспирантуру по кафедре компрессоростроения, работая в научной группе Ю.Б.Галеркина. По окончании аспирантуры и защиты диссертации в 1965 г. стал работать на кафедре в должности м.н.с.; с 1966 г. - ассистент, в 1970 г. был избран доцентом кафедры. Возглавил активно работавшую научную группу по проблемам изменения характеристик ЦК и использованию численных методов для оптимизации входных и выходных устройств.

По направлению Минвуза в 1980-1981 гг., в 1983 г. и в 1987-1988 гг. работал в республике Куба, руководил работой нескольких кубинских аспирантов, успешно защитивших свои работы в ЛПИ.

Основные научные направления работ В.И.Зыкова - исследование течений и оптимизация ПЧ методами электромоделирования и расчетами невязких течений, исследование различных методов изменения характеристик ступеней ЦК - изменением ширины безлопаточных диффузоров, поворотом лопаток ЛД и ОНА, с помощью различных входных регулирующих устройств. Им опубликовано около 60 научных

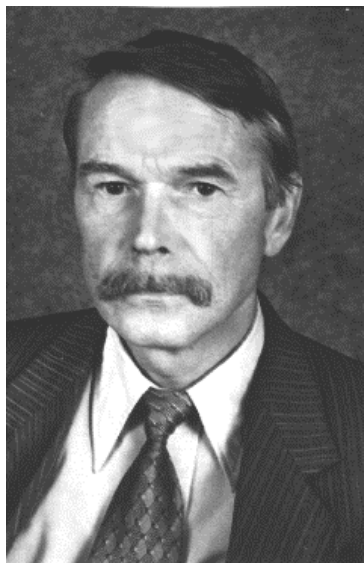
работ, получено 6 авторских свидетельств. Читал курсы лекций по турбокомпрессорам и технологии компрессоростроения. Активно работал над докторской диссертацией, завершению которой помешала безвременная кончина.

В.И.Зыков был очень энергичен и работоспособен, работал чуть ли не круглые сутки, занимаясь параллельно и доводя до конца множество различных дел. Он много сделал в области научных исследований, построил один из модельных стендов для испытания центробежных ступеней, стенд статической продувки неподвижных элементов центробежных ступеней, несколько установок электро-моделирования.

В.И.Зыков внес решающий вклад в реконструкцию юго-западного угла Механического корпуса, где в 1970 г. располагалась кафедра компрессоростроения. Как ему удалось преодолеть запрет на строительство производственных помещений в крупных городах СССР, остается загадкой. Определенно можно сказать только, что финансовыми средствами для совершения коррупционных действий В.И.Зыков не располагал.

Энергия, общительность, компетентность в профессии и в автомобильных делах, приятный голос и абсолютный музыкальный слух обеспечивали В.И.Зыкову успех в любой кампании коллег - компрессорщиков.

ВЛАДИМИР ПЕТРОВИЧ МИТРОФАНОВ. (1944–2005)



В.П.Митрофанов

В 1970 году окончил ФМФ ЛПИ (кафедра гидроаэродинамики). Был распределен на кафедру компрессоростроения. Работал в научной

группе проф. Ю.Галеркина в должности м.н.с., ст.н.с., с 1997 г. - доцент кафедры. В 1977 г. защитил кандидатскую диссертацию. С 1979 г. - заместитель заведующего кафедрой по НИР (сначала –К.П.Селезнева, затем Ю.Галеркина). На его плечи легла большая часть по организационной работе в новых социально – экономических условиях в 1991 – 1992 гг. В.П.Митрофанов успешно проделал огромную работу по переводу научно - исследовательской деятельности кафедры на новые организационные принципы. Он активный участник создания модельных ступеней и проточных частей компрессоров ГПА нового поколения с газодинамическими характеристиками, превосходящими зарубежные аналоги. В.П.Митрофанов являлся заместителем заведующего кафедрой по научной работе почти до самой кончины, когда был вынужден покинуть кафедру по состоянию здоровья.

ВЛАДИМИР СЕРГЕЕВИЧ СЕРЕГИН (р. 1928 г.)



В 1957 - 2008 гг. бригадир механиков Проблемной лаборатории и кафедры компрессоростроения

Владимир Сергеевич Серегин начал трудовую жизнь юным подорстком в блокадном Ленинграде на оборонном заводе «Компрессор», где и стал слесарем-лекальщиком высшей квалификации. Его талантливая голова и умные руки много сделали для Проблемной лаборатории и кафедры компрессоростроения. Об этом сказано в тексте выше.

3 КОМПРЕССОРНАЯ КАФЕДРА В ПОЛИТЕХНИЧЕСКОМ. 1930-2013 ГГ.

3.1 Отчетный доклад Ю.Б. Галеркина, 2013 г.

Ю.Б.Галеркин с начала 1960-х гг. был заведующим Проблемной лабораторией – заместителем заведующего кафедрой компрессоростроения по научной работе. В конце 1960- х гг. он перешел на преподавательскую работу и до 1989 г., когда он возглавил кафедру, был заместителем заведующего кбной работе. В 1973 – 1983 гг. фактически возглавлял кафедру в период ректорства К.П.Селезнева. С 1989 г. по 2013 г. заведовал кафедрой. Информация о деятельности кафедры во многом отражает профессиональную биографию Ю.Б.Галеркина

В 2013 г. закончился очередной (последний) срок работы Ю.Б.Галеркина работы в качестве заведующего кафедрой КВХТ. В соответствии с процедурой он подготовил отчетный доклад для представления совету ИЭ и ТС. Возможность выступить с докладом руководитель института ему не предоставил. Представленный ниже текст доклада Ю.Б.Галеркина содержит информацию по всем направлениям учебной, научной и научно-исследовательской работе. Текст выделен курсивом.

*Профессор, др. тех. наук Юрий Борисович Галеркин
Заведующий кафедрой компрессорной, вакуумной и холодильной техники
Санкт-Петербургского государственного политехнического
университета*

*Председатель Ассоциации компрессорщиков и пневматиков. Гл. редактор
журнала «Компрессорная техника и пневматика». Руководитель научно-
исследовательской лаборатории имени профессора К.П.Селезнева.
Заслуженный работник высшей школы Российской Федерации*

КАФЕДРА КОМПРЕССОРНОЙ, ВАКУУМНОЙ и ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ в 1957 – 2012 гг.

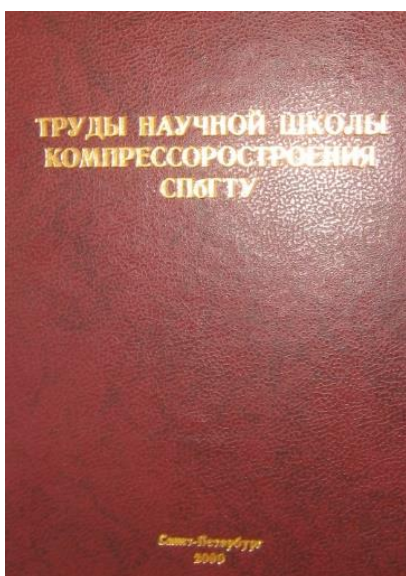
Предисловие

В 2010 г. кафедра отметила 80 – летие своей деятельности. В предвоенные годы, и, особенно, в период 1960 – 1980 – х гг. кафедра заявила о себе, как о ведущем учебно – научном центре отрасли. Было завершено формирование научной школы компрессорщиков – политехников, возглавляемой самым авторитетным ученым отрасли того времени проф. К.П.Селезевым. В современных условиях научная школа продолжает функционировать и развиваться, но последствия трудностей первого периода нового времени сказываются. В 1990 – е гг. кафедру покинуло много преподавателей и научных

работников. Рост нового поколения начался сравнительно недавно. Для молодого поколения кафедры, да и для ее студентов и аспирантов, важно знать о этапах становления научной школы, ее достижениях – основе современной деятельности кафедры.

В 2000, 2005 и 2010 гг. научный коллектив кафедры издал три выпуска Трудов научной школы компрессоростроения СПбГПУ с историческим обзором развития, анализом деятельности научных групп, изложением современных достижений. Наиболее полно эти темы изложены в почти семисот - страничной книге 2010 г. Научная история и современное состояние освещались на юбилейных конференциях автора доклада в 2003 и 2008 гг.

Предлагаемый вниманию читателей текст дает очень краткое изложение истории и современной работы кафедры. Внимание заинтересованного читателя предлагаются книги, выпущенные в юбилейные 2000, 2005 и 2010 гг. [1, 2, 3] и материалы электронного ресурса Фундаментальной библиотеки.



К 75-летию кафедры компрессоростроения ЛПИ - кафедры компрессорной, вакуумной и холодильной техники СПбГПУ и 85-летию со дня рождения профессора Константина Павловича Селезнева

ТРУДЫ НАУЧНОЙ ШКОЛЫ КОМПРЕССОРОСТРОЕНИЯ
СПбГПУ

(сборник реферативных статей по публикациям и работам основателя научной школы профессора К.П.Селезнева и его учеников – 2-й выпуск)

Под редакцией проф. Ю.Б.Галеркина

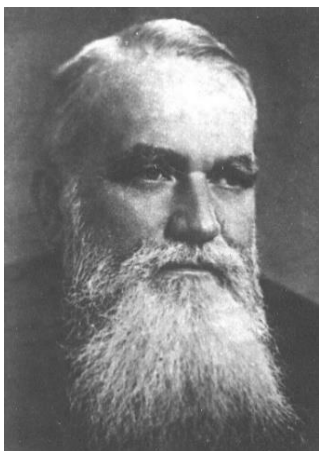
Санкт-Петербург

2005 год

Первое издание Трудов научной школы компрессоростроения СПбГПУ, посвященное юбилею кафедры и основателя научной школы проф. К.П.Селезнева (последующие издания в 2005 и 2010 г.г.)

1. Краткая история кафедры

Кафедра холодильных и компрессорных машин и установок была создана в 1930 году как первый в мире центр подготовки специалистов по всем видам компрессорной техники. Кафедру возглавил 26-летний профессор Константин Иванович Страхович, ставший вскоре крупным ученым газодинамиком и термодинамиком.



К.И. Страхович. Заведующий кафедрой в 1930 – 1941 гг.



Проф. д.т.н., лауреат Государственных премий гл. конструктор Невского завода послевоенного периода В.Ф.Рис. Один из основоположников отечественного промышленного турбостроения. Доцент кафедры в 1930-х гг.

До Великой Отечественной войны кафедра сыграла значительную роль, став одновременно и научным центром отрасли. Достаточно сказать, что книга К.И.Страховича [4]² была единственной отечественной монографией по центробежным компрессорам. Тогда же доцент кафедры В.Ф.Рис, впоследствии главный конструктор Невского завода, заложил основы своей выдающейся деятельности инженера и ученого. М.А.Доллежалъ (будущий академик и один из руководителей атомной энергетики) создал основы теории самодействующих клапанов – важнейшего элемента поршневых компрессоров.



С.Е. Захаренко. Заведующий кафедрой в 1952 – 1962 гг.



К.П. Селезнев. Заведующий кафедрой в 1962 – 1989 гг., ректор ЛПИ в 1974 – 1984

² Современные достижения кафедры КВХТ по турбокомпрессорам отражены в монографии [5].

В 1941 г. в связи с началом войны и (необоснованным) репрессированием К.И.Страховича кафедра была объединена с кафедрой гидромашин. Кафедра была восстановлена только в 1952 г. усилиями профессора Семена Ефремовича Захаренко, второго заведующего кафедрой и декана энергомашиностроительного факультета.

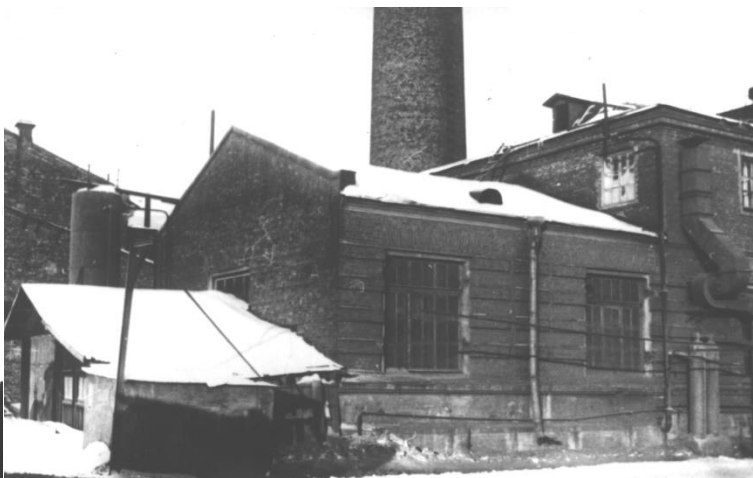
С 1962 по 1989 г. кафедру возглавлял К.П.Селезнев. Благодаря исключительной эрудиции, чувству нового в науке, глубине познаний и активной работе, к 1970-м гг. он стал признанным главой компрессорного сообщества, в 1974 – 1984 гг. возглавлял Политехнический институт. К.П.Селезнев создал петербургскую политехническую школу компрессоростроения. Все сотрудники кафедры старшего поколения – его ученики.



Ректор ЛПИ проф. К.П.Селезнев и председатель Совета Министров РСФСР, выпускник ЛПИ М.С.Соломенцев

Автор не располагает сведениями о местоположении и материальной базе кафедры в предвоенные годы. При воссоздании кафедра получила в свое распоряжение пустующее помещение в Механическом корпусе по соседству с центральной котельной.

В 1969 – 1970 гг., вопреки всяческим ограничениям, трудностям, создаваемым плановой экономикой и отсутствию финансирования, коллектив кафедры сумел расширить и реконструировать помещение кафедры, которое она занимает до настоящего времени. Здесь надо вспомнить доцента В.И.Зыкова, без исключительного умения которого решать не решаемые проблемы коллектив кафедры не добился бы успеха.



Помещение кафедры в 1952 – 1969 г.г. – двухэтажная часть Механического корпуса в правой части фото (слева – доц. В.И.Зыков, организатор работ по реконструкции)



Помещение кафедры после реконструкции 1969 – 1970 г.г. (фото 2008 г.). Вид с той же точки, что и на предыдущем фото.

Следует сказать, что в силу специфики технологии Центральной котельной в течение десятилетий в зимнее время кафедру заливали неустраняемые протечки. Сделанная Ректоратом в 2008 г. новая кровля Механического корпуса покончила с этим. Это позволило с помощью Деканата ЭнМФ выполнить частичный ремонт электрической системы, канализации и устранить основные косметические повреждения. Наибольшие усилия по организации ремонта со стороны кафедры приложили зам. зав. кафедрой по научной работе доц. А.Ф. Рекстин и зав. учебной лабораторией инж. В.И.Зараев.



Новая светотехника в холле и учебном классе кафедры после косметического ремонта 2008 г.



*Зам. зав. кафедрой по научной работе
доц. А.Ф.Рекстин*

*Зав. учебной лабораторией
инж. В.И.Зараев.*



*Сотрудники Проблемной лаборатории компрессоростроения – участники создания основ современной экспериментальной базы:
первый зав. лабораторией (1958 – 1962 г.г.) старший научный сотрудник к.т.н. (впоследствии профессор, д.т.н.) Ф.С.Рекстин, ныне здравствующий бывший бригадир механиков В.С.Серегин, и кв. рабочий А.И.Дмитриев*

Значительную роль в становлении кафедры и создании научной школы компрессорщиков ЛПИ сыграла организация в 1957 г. Проблемной лаборатории компрессоростроения. В качестве ее первого штатного сотрудника автор заказывал нестандартное оборудование, приобретал прибористику и компоненты систем экспериментальных стендов, координировал проектные и строительные работы, монтаж и пуск экспериментальных установок.

Большой вклад в создание основной экспериментальной базы лаборатории внесли также первый заведующий лабораторией ст.н.с. к.т.н. Ф.С.Рекстин (впоследствии д.т.н., профессор) и многолетние сотрудники лаборатории с первых лет ее существования В.С.Серегин и А.И.Дмитриев. Мощные экспериментальные стенды лаборатории развивались, совершенствовались, оснащались уникальной аппаратурой и до сих пор сохраняют потенциал для проведения исследовательских и прикладных работ высокого уровня.



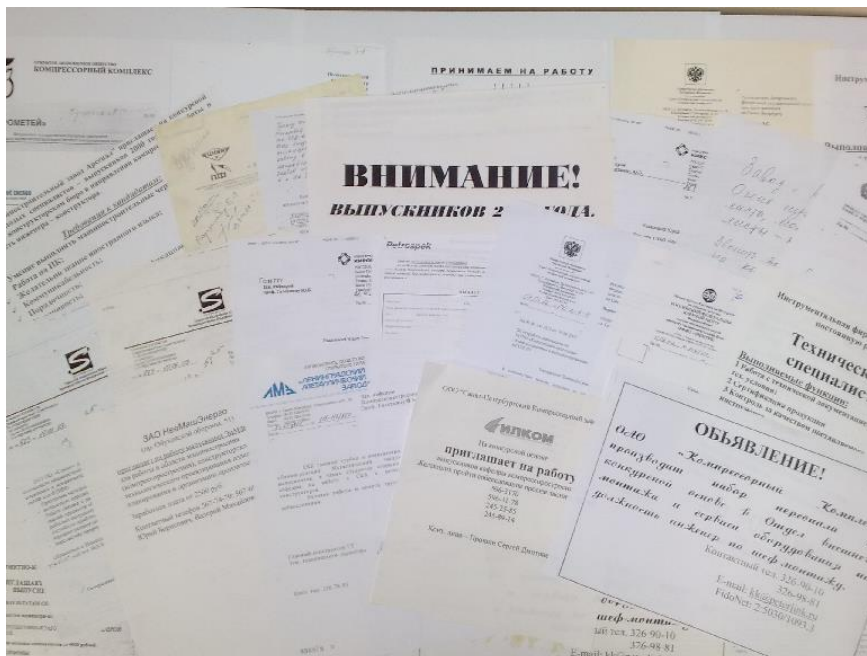
Некоторые из экспериментальных стендов кафедры для испытания центробежных компрессоров. Мощность до 800 кВт, скорость вращения до 18000 об/мин, окружная скорость до 450 м/с, давление в контуре до 100 бар.

2. Учебная работа

Общая характеристика. Кафедра ведет учебную работу по современным учебным планам и готовит:

- бакалавров по направлению 140500 «Энергомашиностроение»:
 - специальность 150801 «Вакуумная и компрессорная техника физических установок»,
 - специальность 140504 «Холодильная, криогенная техника и кондиционирование»,
- инженеров по направлению 657400 «Гидравлическая, вакуумная и компрессорная техника», специальность 101500 «Вакуумная и компрессорная техника физических установок»,
- направлению 651200 «Энергомашиностроение», специальность 101700 «Холодильная, криогенная техника и кондиционирование».

Прием на кафедру осуществляется в 3 академические группы - 36 чел. по госбюджету и 8 человек по контракту в 2012 году. Потребность в специалистах многократно превышает их выпуск. В досье кафедры сейчас запросы более чем от 50 предприятий на выпускников со стороны традиционных производителей компрессоров, конверсированных оборонных предприятий, а также предприятий авиа- и судостроения, газовой, металлургической, химической и горной промышленности, предприятий сервиса и продажи компрессорной техники.



Запросы на выпускников кафедры от более пятидесяти предприятий и организаций

Предприятия предлагают достаточно привлекательные условия для наших выпускников. Потребность в специалистах - компрессорщиках очень высока и в Европе тоже. К автору с предложениями о трудоустройстве выпускников обращались компании и организации Швеции, Швейцарии, Чехии (в последнем случае даже без требования знания иностранного языка). Показательно, что эти предложения не показались привлекательными для наших выпускников.

Не секрет, что многие студенты совмещают учебу с работой. В прошлом они трудоустраивались на коммерческих предприятиях. Сейчас большая часть работает на предприятиях компрессоростроения, что гораздо лучше для их профессиональной подготовки.

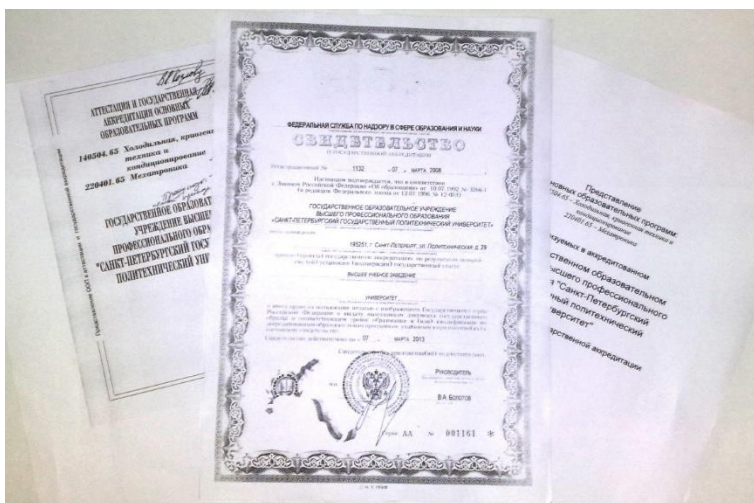
Магистратура. *Заслуживает высокой оценки относительно новое направление учебной работы – подготовка магистров. Представляемые к защите диссертации обладают научной значимостью и показывают хорошую подготовку и способности их авторов.*

В 2007 г. совместная работа трех наших магистров была удостоена премии и медалей Академии Наук РФ. Особо следует отметить, что работа выполнена в сотрудничестве с кафедрой «Механика и процессы управления» ФМФ при бескорыстной помощи руководителя Учебно-научно-инновационной лаборатории «Вычислительная механика» А.И.Боровкова и его сотрудников.



Медаль и диплом АН РФ, присвоенные магистрам кафедры А.А Софроновой, Н.С.Лозовой и Д.М.Гамбургеру

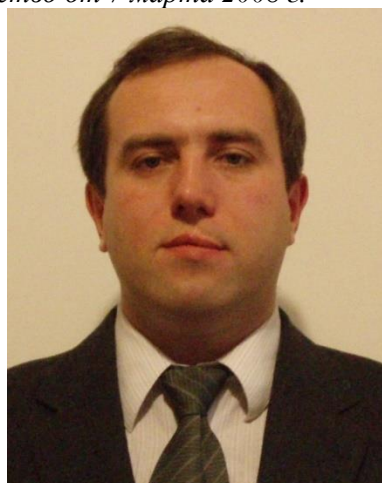
Лицензирование учебной деятельности. *Кафедра одной из первых в СПбГПУ осуществила лицензирование учебной деятельности, что потребовало очень большой работы по приведению учебной документации (учебных планов, программ) в соответствие с требованиями. В марте 2008г. получены соответствующие документы. Самая большая работа в этом направлении выполнена зам. зав. кафедрой по учебной работе проф. Б.С. Хрустальевым и доц. Л.И.Козаченко.*



Лицензионное свидетельство от 7 марта 2008 г.



*Зам. зав. кафедрой по учебной работе
проф. Б.С.Хрусталеv*



Доцент Л.И.Козаченко

Базовая кафедра «Турбوماшиностроение». Хороший пример решения кадровой проблемы промышленности показало руководство Невского завода в составе «РосЭлектроПромХолдинг», выступив с инициативой образования Базовой кафедры «Турбوماшиностроение» ЭнМФ. Студенты кафедр КВХТ и ТДУ получили там новейшие знания под руководством ведущих специалистов предприятия, одновременно начиная профессиональную деятельность на рабочих местах с перспективой продолжить работу после защиты дипломного проекта. В 2008 г. Базовая кафедра издала совместно подготовленное учебное пособие «Турбокомпрессоры», 143 стр., с цветными фотографиями. В связи с определенными трудностями, деятельность Базовой кафедры приостановлено, но предпринимаются усилия для продолжения работы.



3. Кадры

На кафедре работает 32 штатных сотрудника, в том числе 18 преподавателей (5 профессоров, д.т.н., 10 доцентов – к.т.н., 3 преподавателя – без степени), 8 очных аспирантов. Преподаватели кафедры выполняют планы повышения квалификации (иллюстрация показывает один из примеров).

Наибольшую проблему создала текучесть преподавательских кадров. Только с 2003 г., кафедра лишилась девяти преподавателей, из которых пятеро перешли на работу в промышленность*. В числе последних – три молодых преподавателя – выпускника нашей аспирантуры.

Однако, начиная с 2008 г., проявляется противоположная тенденция. Это, в частности, связано с тем, что развитие компьютерных технологий сделало доступной для студентов и магистров самостоятельную исследовательскую работу. Это импонирует молодежи. Часть выпускников – магистров поступает в аспирантуру, становясь резервом преподавательского состава.

Сейчас среди преподавателей кафедры пять молодых выпускников кафедры и аспирантуры. Четверо из них – кандидаты наук. Доценту К.В. Солдатовой диссертационный совет СПбГПУ присвоил 27.03.2012 ученую степень доктора технических наук. В докторантуре кафедры работают еще 3 преподавателя.

* проф. В.С. Давыдов, доц. В.П. Митрофанов, проф. Л.Я. Стрижак скончались. Проф. В.В. Огнев, доценты – кандидаты технических наук А.В. Коршунов, И.М. Ноткина, А.Ю. Прокофьев, К.А. Данилов, Л.И. Козаченко перешли на работу в промышленность.

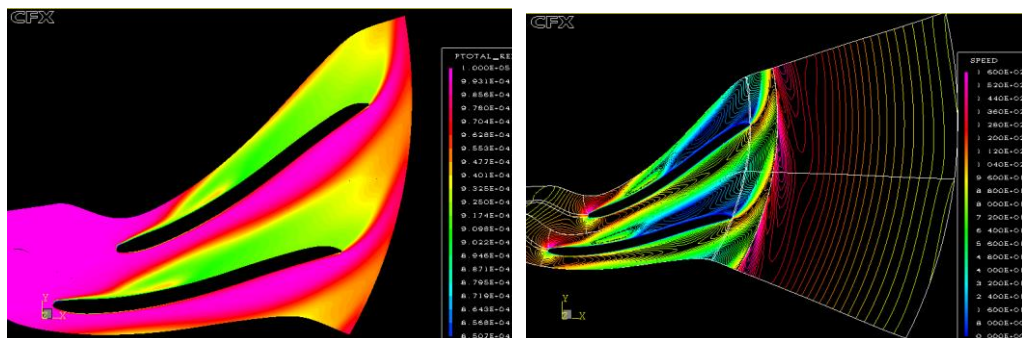
4. Научно – исследовательские работы

Из-за отсутствия бюджетного и внебюджетного финансирования в последние годы резко сократились эксперименты на стендах центробежных компрессоров. Однако накопленные результаты глубоких исследований Проблемной лаборатории позволяют осмысленно использовать возрастающие возможности компьютерного моделирования. Широко используется опыт, накопленный за десятилетия работы Проблемной лаборатории компрессоростроения. В частности, для верификации CFD-расчетов используются измерения внутри рабочих колес центробежных компрессоров с помощью передатчика давления конструкции автора.

Для изучения физических закономерностей рабочего процесса и проверки методик проектирования используются методы вычислительной газодинамики.

Численные эксперименты с помощью современных компьютерных программ. Такие работы кафедра начала еще в 1980-е гг. в сотрудничестве с зарубежными университетами.

На рисунках показаны особенности течения в высокоэффективном центробежном рабочем колесе конструкции ЛПИ и сопоставлены измеренные и рассчитанные диаграммы скоростей на поверхности лопаток. Хорошее совпадение «вязкого» расчета для оптимального режима и сильное различие при больших расходах указывает на определенное несоответствие моделируемых физических явлений реальному потоку. В то же время сопоставление с «невязким» расчетом по программе ЗДМ.023 кафедры КВХТ демонстрирует возможность использования таких расчетов для повышения надежности газодинамического проектирования.



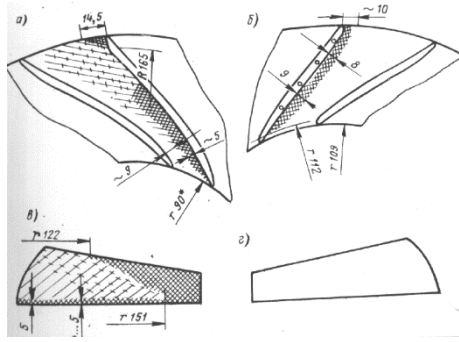
Расчет поля параметров потока в радиальном рабочем колесе

Использование «вязких» расчетов в исследовательских целях продолжилось в сотрудничестве с учеными нашего университета - руководителем Учебно-научно-инновационной лаборатории «Вычислительная механика» А.И.Боровкова и его сотрудниками, которым мы сердечно благодарны за бескорыстную помощь.

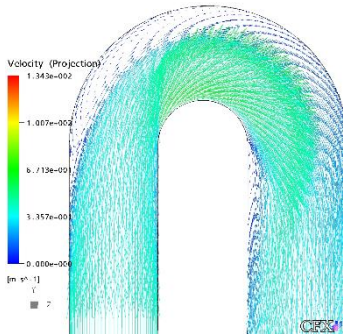
Расчеты течения в неподвижных элементах ступени продемонстрировали соответствие результатов экспериментальной физической модели и подтвердили оптимальность меридиональной формы модельных ступеней кафедры КВХТ.



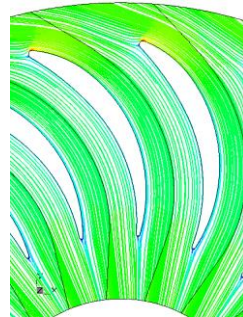
Визуализация вторичных течений на поверхности покрывающего диска центробежного рабочего колеса



Визуализация низкоэнергетических зон в межлопаточном канале центробежного рабочего колеса

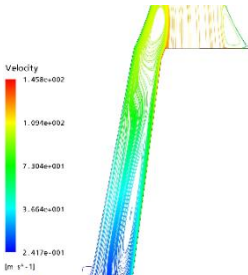


Поле меридиональных скоростей в поворотном колене «БЛД- ОНА»

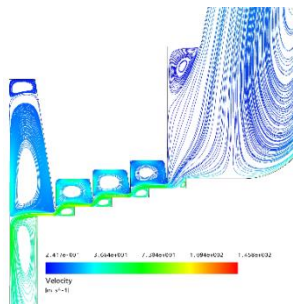


Линии тока при обтекании колес ОНА на расчетном режиме

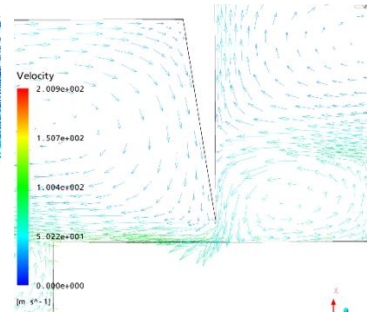
Интересные и практически значимые результаты получены при анализе потерь напора в зазоре «покрывающий диск – корпус» центробежного рабочего колеса.



Линии тока в зазоре



Линии тока в лабиринтном уплотнении



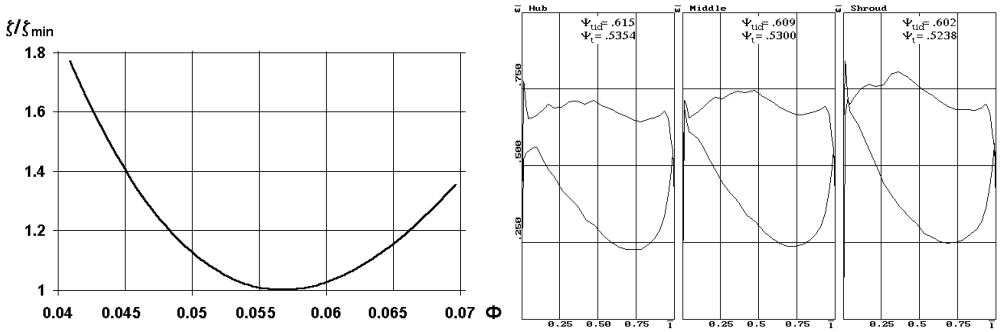
Векторы скорости вблизи гребня уплотнения

Сопоставление с экспериментом показало перспективность «вязких» расчетов для определения потерь напора в зазорах «рабочее колесо – корпус» и осевого усилия, воспринимаемого упорным подшипником.

Сейчас наши усилия направлены на анализ течения во входных и выходных элементах и в комплектных ступенях. Уже получен ряд интересных результатов.

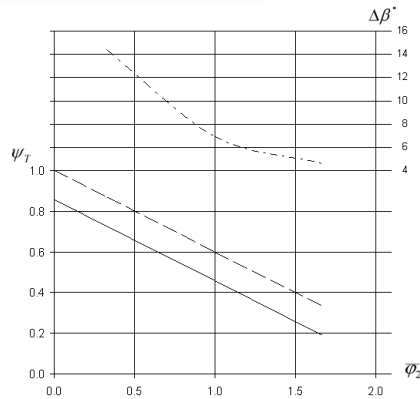
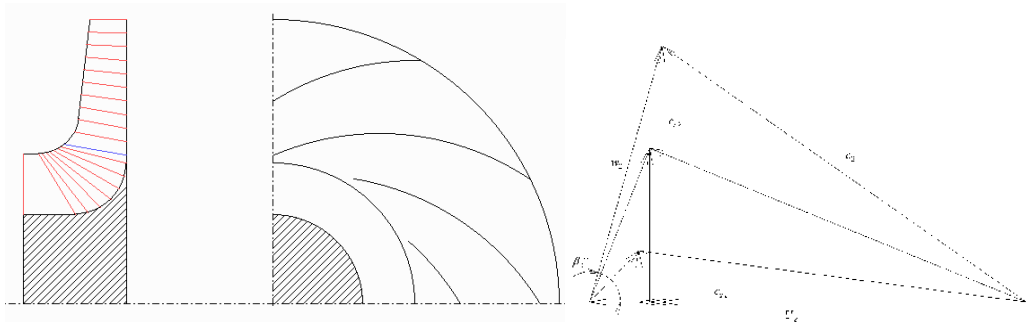
Моделирование с помощью «вязких» расчетов. В настоящее время анализ «невязкого» обтекания является одним из наиболее эффективных приемов газодинамического проектирования. Проведенные исследования были направлены на уточнение этого метода.

На рисунке показана экспериментальная зависимость коэффициента потерь РК от коэффициента расхода и диаграммы «невязких» скоростей на поверхности лопаток при расходе, соответствующем минимуму потерь. Систематический анализ экспериментальных данных подтвердил тот факт, что минимум коэффициента потерь соответствует безударному обтеканию лопаток РК, что используется в реальном проектировании.

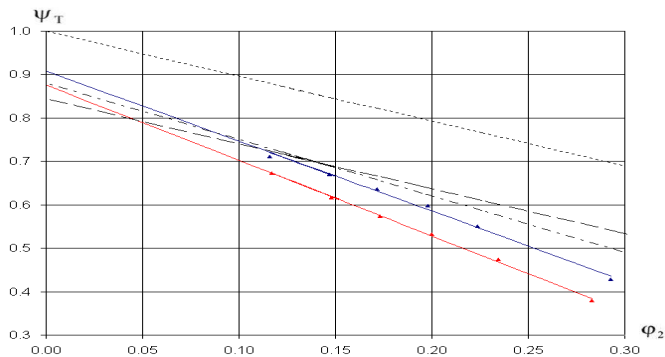


Экспериментальная зависимость коэффициента потерь РК от коэффициента расхода и диаграммы скоростей на трех поверхностях тока, соответствующие оптимальному режиму

Столь же эффективным оказывается моделирование напорной характеристики РК $\Psi_T = c_{u2}/u_2 = f(\Phi_2 = c_{r2}/u_2)$ с помощью «вязких» расчетов. Систематические расчеты и анализ экспериментальных данных показали линейность как рассчитанных «невязких», так и реальных напорных характеристик. Установлена корреляция между расчетами и реальными характеристиками, используемая при газодинамическом проектировании по заданиям промышленности.



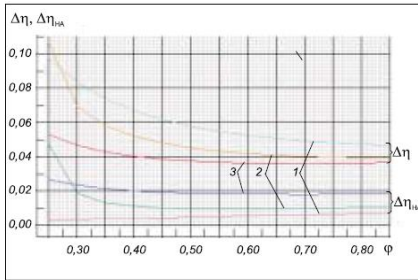
Треугольники скоростей и линейная напорная характеристика РК при невязком обтекании



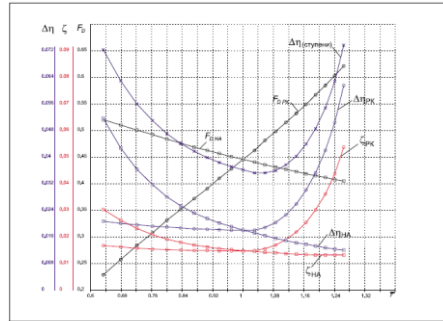
Линейные напорные характеристики РК при испытаниях с выходными кромками лопаток разной формы

Анализ эффективности и характеристик осевых компрессоров.
 Современные вычислительные возможности позволили начать работы в новом для кафедры направлении газовой динамики осевых компрессоров. «Классические» положения теории решеток и экспериментальные результаты лежат в основе разработанных компьютерных программ для первичного проектирования ступеней и компрессоров с анализом их эффективности и расчетом характеристик.

Программы предоставляют возможность анализа всех параметров проектирования. Ниже приведены некоторые примеры, демонстрирующие результаты проведенных численных экспериментов.



Влияние расчетного коэффициента расхода и степени реактивности на потери КПД в направляющем аппарате и ступени ($t/V = 1,0$; $F_D = 0,45$):
 1 - $\Omega = 0,5$; 2 - $\Omega = 0,785$; 3 - $\Omega = 1,0$



Параметры потока по высоте лопаток в ступени с реактивностью 0,5

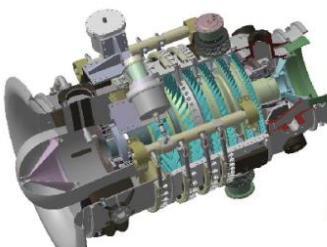
Положительный опыт применения численных методов применительно к осевым компрессорам, в том числе и в учебном процессе, позволил по заданию Газпрома разработать программу для анализа перспективных осевых нагнетателей.

**РАСЧЕТ КПД И ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ
ОСЕВОГО НАГНЕТАТЕЛЯ ГПА
(ОСН-ГПА-08)**

Функциональный заказчик: Управление транспорта газа
и газового конденсата ОАО ГАЗПРОМ

Исполнитель: кафедра компрессорной, вакуумной и холодильной
техники СПбГПУ

Начать
Комментарий



ОСН-ГПА-08 - Ввод параметров

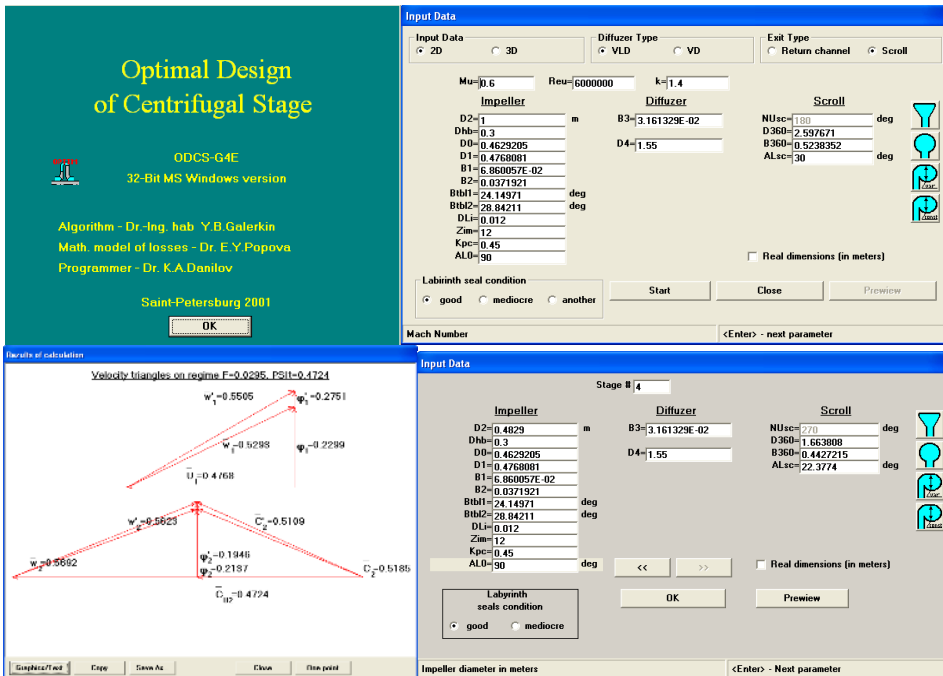
Загружен файл:

Параметры компрессора	Параметры с
N, кВт: 16000	φ _{н1} : 0.33
π: 1.45	α: 0.5
p _{кон} , МПа: 7.45	t/V: 1.0
T _{нач} , К: 288	F _D : 0.45
k=бр: 1.312	Кoeffицие
V, Дм/кг/К: 456	ζ _{вх} : 0.25
v, об/мин: 5300	ζ _{вых} : 0.45
Z, ч.с.: 9	Сохранить входн
V, м: 0.060	Запустить вычисл

Заставка и меню ввода параметров программы ОСН-ГПА-08 для расчета КПД и основных размеров осевых компрессоров для газовой промышленности

Газодинамическое проектирование ЦК по заданиям промышленности. Разносторонние исследования рабочего процесса центробежных компрессоров в Проблемной лаборатории компрессоростроения позволили разработать не имеющий аналогов Метод универсального моделирования. Комплекс компьютерных программ для расчета характеристик и оптимального проектирования центробежных ступеней и компрессоров

позволяет выполнять проекты высокоэффективных машин без экспериментальной проверки.



Примеры визуальной информации в процессе работы с программой Метода универсального моделирования

Газодинамическое проектирование новых компрессоров по методикам автора началось еще в 1980-е гг. и стало особенно востребованным в новых экономических условиях. С середины 1990-х гг. оптимальное проектирование ведется по программам Метода универсального моделирования, которые постоянно развиваются и совершенствуются [5 - 8]. Результаты работы уже в 1990-е гг. были признаны столь значительными, что СПбГПУ номинировал их на получение Государственной премии, заручившись поддержкой машиностроителей и потребителей. В органе Правительства РФ журнале «Промышленность России» гл. конструктор АО-НПО «Искра» и зам. председателя РАО «Газпром» подтвердили повышение КПД компрессоров нового поколения на 4% [9]. Ниже приведены данные по основным проектам центробежных компрессоров, которые выпускаются предприятиями России и Украины.

ВСЕГО компрессоров по проектам Методом универсального моделирования на 2012 г.:

- более 50 типов, в т.ч. 16 типов после 2003 г.
- мощность 1,1 – 32,0 мВт,
- конечное давление до 15 мПа,
- отношение давлений 1,28 – 22,4,
- количество ступеней 1 – 14,
- количество промежуточных охладителей 0 – 5,

- количество компрессоров на месте эксплуатации – около 300 шт.,
- суммарная установленная мощность – более 4 млн кВт.



Двухступенчатый центробежный компрессор линейного газоперекачивающего агрегата 16 МВт (НПО «Искра» по г/д проекту Методом универсального моделирования)

5. Международное сотрудничество

Учебная работа. При финансовой поддержке ректората и деканата ЭнМФ кафедра проводит ежегодный обмен студенческими группами для прохождения практики на базе Института Турбомашин ТУ Лодзь, Польша и принимает группу польских студентов на основе взаимности.

Международные конференции за рубежом. Проф. Ю.БГалеркин – член научных комитетов Международных конференций:

- «Компрессоры и их системы» Инженерного общества Великобритании, по нечетным годам, начиная с 1999 г.,
- «Симком», научно-техническая конференция по турбомашинам на базе ТУ Лодзь, Польша, один раз в три года.



Труды международных конференций в 2003 – 2005 гг.



Ректор ТУ Лодзь, почетный профессор СПбГПУ Я.Крысинский открывает конференцию 2005 г.



На приеме по поводу юбилея проф. Я.Крысинского

Quasi – three – dimensional (Q-3-D) flow analysis in primary design of axial compressor stages

Yuri Galerkin, Yuri Popov
Compressor Dept., State Technical University Saint-Petersburg, Russia

CIEPLNE MASZYNY PRZEPLYWOWE
No.128 TURBOMACHINERY 2005

Yuri GALERKIN
TU Saint-Petersburg Compressor Department, e-mail:
galerkin@mebil.stu.neva.ru

PIPELINE CENTRIFUGAL COMPRESSORS – PRINCIPLES OF GAS DYNAMIC DESIGN

ABSTRACT

TU SPb Compressor Department has decades' long experience in gas dynamic design of centrifugal industrial compressors. The engineering field type Universal Modeling method was developed and successfully applied. Main objects of design were and are the gas industry compressors – more than 250 pieces of 35 types operate in industry now. The choice of RPM, number of stages, types of impellers and diffusers are discussed below meaning general considerations, specific demands for pipeline compressors and TU SPb design experience.

1. SCOPE

The pipeline compressors are the most numerous among other types of industrial compressors. The Western experts estimate the total number of all big industrial compressors as about 25 thousands. The Russian natural gas industry exploits 4,5 thousands big centrifugal compressors for comparison. They consume power with the cost about 3,5 billion dollars annually. It is evident that gas dynamic effectiveness of these machines is the important problems for countries that produce and transport natural gas.

The TU SPb Compressor Departments actively work on centrifugal compressors gas dynamics from the end of 1950-th. The combination of physical (measurements inside rotation impellers included) and numerical

PREFACE

Axial compressors independently or as a part of GT engines play growing role in industry, transport and power generation. The high demands to axial compressors' efficiency make necessary the profound study of design factors and their proper choice. The authors used known data on airfoil cascades' tests in especially developed computer programs for quantitative investigation of parameters of stages. The necessary data of A. Howell (1) and S. Lieblein (2) are taken from the book by N. Cumpsty "Compressor Aerodynamics" (3). The equations for axial component variation along a blade height are taken from the book by Holshevnikov (4). The authors deduced some empirical correlations from their own experience as well. In fact, this investigation is made in the same trend as presented in (3), being widened and more detailed version of an axial compressor stage analysis.

5. GLOBAL OUTLOOK

The future longterm commercial prospects for GT industries appear to be bright

- estimates for required global investments in power generation till 2020 add up to enormous 3'000 Billions US-\$
- correspondingly, air transportation [in revenue passenger kilometers] is expected to increase by 140 % in the same time frame. This traffic growth, combined with fleet renewal, will require delivery of approx. 16'000 new passenger aircraft – or approx. 1'000 Billions US-\$ for GT engine industry [7].

Пример информации из докладов международных конференций – потребность в газотурбинном оборудовании (включая осевые компрессоры) до 2020 г.

на сумму 4000 миллиардов USD

Международные конференции на территории РФ. Этот аспект связан с деятельностью Ассоциации компрессорщиков и пневматиков и рассмотрен ниже.

- ежегодный Международный симпозиум «Потребители – производители компрессоров и компрессорного оборудования». Симпозиум проводится с 1994 г. и является единственным научно – техническим форумом специалистов-практиков, компрессоростроителей и потребителей компрессорной техники. Автор доклада возглавляет Оргкомитет Симпозиума, составленный из руководителей и специалистов промышленности.

В начале деятельности решительную поддержку Симпозиуму оказал Газпром. Сейчас его поддерживают практически все ведущие мировые производители компрессоров. Симпозиум собирает 160 – 180 участников из двух десятков стран мира и нескольких десятков городов.

Организационная структура Симпозиума соответствует международным требованиям. Труды Симпозиума издаются до его начала и вручаются участникам при регистрации. Собрание Трудов содержит исключительно ценную информацию о технических решениях производителей, об опыте эксплуатации, ремонте и модернизации машин.

Почти все мероприятия Симпозиумов проводятся силами сотрудников и студентов кафедры, которые показывают высокий уровень ответственности и умения работать.



*Ученый секретарь Оргкомитета Международного симпозиума
«Потребители – производители компрессоров и компрессорного оборудования»
в 1964 – 2008 гг.
инж. Э.И.Сергачева*



*Ректор СПбГПУ чл-корр. РАН М.И.Федоров, президент СПбГПУ
академик РАН Ю.С. Васильев, первый проректор чл-корр. РАН А.И.Рудской на
церемонии открытия Симпозиумов разных лет*



*Труды Международного симпозиума «Потребители – производители
компрессоров и компрессорного оборудования»*



Рабочие моменты симпозиума

Связи с зарубежными предприятиями. Как специалист – компрессорщик автор поддерживает профессиональные контакты с зарубежными коллегами – работниками промышленности.



Техническая дискуссия и встреча с коллегами компании МАН-Турбо (Цюрих, Швейцария, 2005 г.)

6. Научно-организационная работа.

Ассоциация компрессорщиков и пневматиков (АСКОМП).
Объединение в Ассоциацию компрессорных предприятий, научно - исследовательских организаций и вузов России и Украины в ассоциацию произошло в 1990 г. по инициативе К.П.Селезнева.

С 1998 г. Ассоциацию возглавляет автор доклада. В 2002 г. Ассоциация в соответствии с законодательством приобрела официальный статус объединения юридических лиц.



Заседание Совета АСКОМП в историческом Зале заседаний Совета СПбГПУ

В состав Ассоциации входит 29 предприятий – ведущих производителей компрессорной техники, организаций и вузов. В совете Ассоциации представители юридических лиц - членов АСКОМП и видные специалисты отрасли. Совет Ассоциации возглавляют авторитетные специалисты промышленности, НИИ и вузов.



*Зам. председателя АСКОМП
проф. д.т.н. И.Г.Хисамеев
Генеральный директор АО
Казанькомпрессормаш –
НИИТК им. В.Б.Шнеппа*



*Зам. председателя
АСКОМП
проф. д.т.н.
И.Я. Сухомлинов
Гл. н. с.
ВНИИХолодмашхолдинг*



*Зам. председателя
АСКОМП
проф. д.т.н.
А.А. Мифтахов**

* Проф. А.А. Мифтахов скончался в октябре 2008 г.

Текущая деятельность Ассоциации осуществляется дирекцией АСКОМП, которая функционирует на базе кафедры КВХТ.



Директор АСКОМП
доц. к.т.н..
А.Ф.Рекстин



Зам. директора
АСКОМП по
экономике
доц. к.т.н.
К.В.Солдатова



Ученый секретарь
АСКОМП
ст. преп.
А.А.Уцеховский

Основные направления деятельности АСКОМП:

Печатный орган АСКОМП – журнала «Компрессорная техника и пневматика» в качестве периодического подписного издания (входит в перечень ВАК). В качестве гл. редактора автор доклада отвечает за научное содержание. Практическую работу и коммерческую деятельность ведет зам. гл. редактора, руководитель московской редакции Э.И.Морозова.



Печатный орган АСКОМП
«Компрессорная техника и
пневматика»



Зам. гл. редактора, руководитель
московской редакции журнала
Э.И.Морозова.

Международные научно-технические конференции по компрессоростроению (МНТК). В период 2003 – 2008 гг. проведены 13-я (г. Сумы Украина) и 14-я МНТК (г. Казань, Татарстан). Следует особо отметить, что впервые 13-я и 14-я МНТК проведены на современном организационном уровне, с четко выдержанной программой, изданием Трудов до начала конференции и пр. Количественный и качественный состав участников и представляемых докладов соответствует высоким требованиям.

По должности председатель АСКОМП является председателем Оргкомитетов МНТК. Разумеется, основная практическая работа ложится на плечи хозяев конференции. В данном случае речь идет о сумских и казанских компрессорщиках, которые заслуживают глубокой благодарности. В работе конференций приняли участие ведущие отечественные и зарубежные производители компрессорного оборудования, НИИ, вузы. Кафедра КВХТ выступила с многочисленными докладами по всем направлениям своей научной работы.



Труды 14-й и 13-й МНТК

На пленарном заседании 14-й МНТК

Ежегодный Международный форум «Насосы, компрессоры, арматура», Москва, «МВК Сокольники». Инициатором организации большой международной ежегодной выставки и сопутствующих мероприятий выступила Ассоциация компрессорщиков и пневматиков. Она является со – организатором форума, проводимого с 2002 г.

На Форуме-2007 экспонировалось более 500 отечественных и зарубежных компаний из 25 стран мира. Выставка занимала площадь 50 000 кв.м. За четыре дня работы ее посетили 18 000 человек. В рамках Форума проводятся конференции и конкурсы среди экспонатов.



На открытии Форума



Церемония вручения дипломов



Каталог Международного форума «Насосы, компрессоры, арматура»



Дипломы АСКОМП за участие в организации Форума



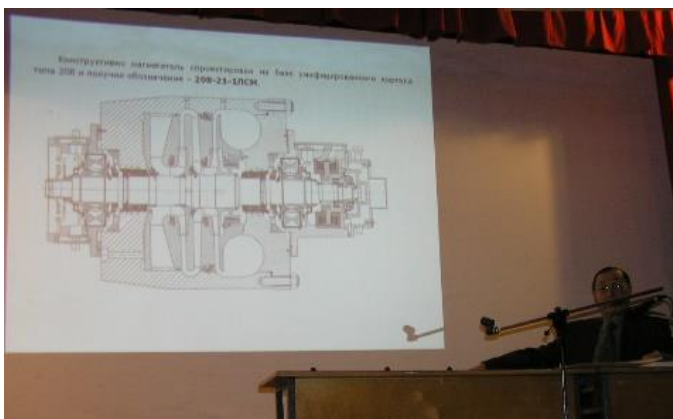
Пресс-конференция по поводу открытия Форума



Выступление Ю.Б.Галеркина на научно-технической конференции в рамках Форума

- поддержка мероприятий, проводимых членами АСКОМП. Период 2003 – 2005 гг. совпал с рядом юбилейных мероприятий организаций и предприятий членов АСКОМП.

Юбилейная конференция, посвященная 75-летию кафедры КВХТ и 85-летию со дня рождения К.П.Селезнева. Конференция проведена в ноябре 2005 г. кафедрой КВХТ при практической поддержке членов АСКОМП и их активном участии. Выпущена монография «Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ» под ред. Ю.Б.Галеркина (упомянута выше).



Открытие и рабочий момент юбилейной конференции кафедры КВХТ 2005 г. Выступает тпроф. И.Я.Сухомлинов

Юбилейная конференция, посвященная 55-летию Казанского компрессорного завода (2006 г.). По приглашению юбиляра председатель АСКОМП подготовил и представил доклад «Состояние и перспективы развития компрессорной техники в России».

Состояние и перспективы развития компрессорной техники в России

Ю.Б. Галеркин (председатель АСКОМП)

В подготовке материалов принимали участие И.П. Сулина и Ю.В. Кожухов

Компрессорная техника в промышленности и транспорте

Компрессорная техника занимает особое место в истории и современной жизни человечества. Компрессоры принадлежат к наиболее распространенным техническим устройствам во всех базовых отраслях промышленности – энергетике, транспорте, гражданском строительстве, в быту (компрессоры домашних холодильников, вентиляторы).

Вместе с тем компрессоры – самые древние технические устройства на службе человечества [1]. В средние века объемные компрессоры применяли для проветривания шахт при добыче руды «откачив» способом [1]. Горное дело и в наше время требует применения самых разных компрессоров.

С началом промышленной революции актуальной стала пневматическая техника – передача энергии сжатым воздухом. Успех строителей туннеля Монт-Сени в Швейцарии, прохода которого многократно ускорился благодаря применению пневматических дрелей с приводом от компрессоров у порталов туннеля, имел огромный резонанс. В 1890-х г.г. в Париже была построена первая компрессорная станция, снабжавшая энергией промышленные и бытовые объекты всего города [1]. В эпоху до появления электроэнергетических цепей это имело огромное значение, но и сейчас машиностроительно и другие промышленные предприятия до 40% энергии потребляют для выработки сжатого воздуха.

Прогресс в таких областях, как энергетика, химия, нефтехимия, холодильная техника, добыча и использование нефти и газа, базируется на применении компрессоров с широчайшим диапазоном мощностей и давлений. Следующий шаг – бурно прогрессирующее применение компрессоров в газотурбинных двигателях (ГТД),

начавшееся в первые годы прошлого столетия. Роль компрессорной части ГТД демонстрирует рис. 1. В конце 1930-х гг. появились первые практически работоспособные промышленные газовые турбины. Во Второй мировой войне у обеих сторон появились реактивные самолеты, для которых было произведено более 6000 ГТД только в Германии (рис. 2). Компрессорная часть этих машин стала менее внушительной, чем у первых ГТД, однако и сейчас по размерам, стоимости и сложности научно-технических проблем в любом газотурбинном двигателе она составляет 50–65%.

Результатом широчайшего применения компрессоров является постоянный рост их мирового производства, вне зависимости от общей экономической конъюнктуры. В высокоразвитых странах компрессоры являются важной экспортной продукцией. Например, в ФРГ в 1990-е гг. рост ежегодного производства компрессоров составлял 10% при доле экспорта 65%.

Основные области применения компрессоров в настоящее время:

- металлургия – получение чугуна и стали, воздухоразделительные установки;
- горное дело – проветривание, передача энергии сжатым воздухом;
- вентиляция промышленных, общественных, жилых помещений и др., охлаждение технических устройств;
- пневматика – использование энергии сжатого воздуха в промышленности, строительстве, дорожном строительстве, в контрольно-управляющих устройствах;
- химическая промышленность – реакции синтеза при производстве пластмасс; удобрений и др.;
- нефтехимическая промышленность – переработка углеводородов;
- холодильная техника – пищевая промышленность, бытовое и промышленное кондиционирование воздуха,

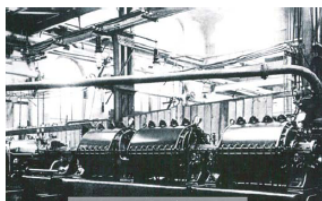


Рис. 1. Первые опыты энергетического применения компрессоров. 25-ступенчатый трехкорпусный центробежный компрессор газотурбинной установки с ГТД –3%. Франция. 1906 г. [2]

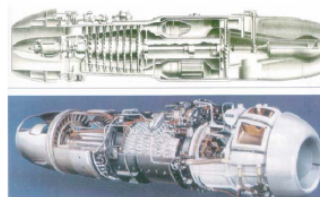


Рис. 2. Первые реактивные двигатели боевых самолетов с осевыми компрессорами. Германия. 1944 г. [2]

№ 4, 2006

29

Юбилейные торжества, посвященные 50-летию НИИТК им. В.Б.Шнеппа (2007 г.). Мероприятия предшествовали проведению 14-й МНТК и в них принял участие ряд членов Совета АСКОМП.



Президент Республики Татарстан М.Шаймиев приветствует коллектив НИИТК им. В.Б.Шнеппа



М.Шаймиев на предприятии – юбиляре НИИТК им. В.Б.Шнеппа

Юбилейные торжества и научно-техническая конференция, посвященная 150-летию Невского завода и 100-летию со дня рождения гл. конструктора проф. В.Ф. Риса. По приглашению руководства завода – юбиляра председатель АСКОМП принял участие в юбилейных мероприятиях.

Научно-техническая конференция, посвященная 150-летию Невского завода и 100-летию со дня рождения гл. конструктора проф. В.Ф.Риса. Была организована Ассоциацией в рамках Форума «Насосы, компрессоры, арматура – 2007» и вызвала интерес компрессорного сообщества.



На научно-технической конференции, посвященной 150-летию Невского завода и 100-летию со дня рождения гл. конструктора проф. В.Ф.Риса (2007 г.)

5. Программа «Исследовательский университет»

В рамках программы «Исследовательский университет» в 2010 - 2012 гг. по результатам НИР, количеству и качеству научных публикаций, подготовке к.т.н. и д.т.н. кафедрой КВХТ получено более 11 млн. рублей:

- закуплено современное оборудование для научной работы (перечень оборудования и технические характеристики в Приложении 1).

- полностью переоснащена учебно-научная лаборатория кафедры КВХТ (перечень оборудования и технические характеристики в Приложении 2).

В том числе приобретено 58 современных персональных компьютеров, из которых 26 шт. передано в распоряжения смежных кафедр и дирекции ИЭ и ТС, кластер ЭВМ, интерактивная доска для лекционного класса, уникальный стенд для лабораторных работ по вакуумной технике, ультразвуковой расходомер для аудита эксплуатации компрессоров на промышленных предприятиях.



Заново оснащенный компьютерный класс кафедры КВХТ с плоттером

8. Оценка деятельности кафедры КВХТ в 2013 г.

В 2012-2013 уч. году учебная нагрузка кафедры КВХТ соответствует 19,25 преподавательской должности.

Фактически работает 18 преподавателей (5 профессоров, 10 доцентов, 3 – без уч. званий). Прием 2012 г. 36 абитуриентов по бюджету и 8 по контракту.

Объем х/д и внебюджетных НИР равен 17,3 млн. руб.

По результатам учебной и научной работы, работы аспирантуры, объему НИР, публикационной активности кафедра получила в рамках программы «Исследовательский университет» 11,5 млн. руб и существенно обновила учебную и научную базу.

*На университетском конкурсе 2012 г. кафедре КВХТ присуждено **1-е место**.*

3.2 Дополнительная информация

Ниже представлена информация, не вошедшая в доклад в разделе 3.1.

Об истории кафедры и ее наименовании. Созданная в 1930 г. проф. К.И.Страховичем кафедра во Всесоюзном котлотурбинном институте (подразделение - факультет Индустриального института, тогдашнее наименование Политеха) называлась «кафедра компрессорных машин». После восстановления кафедры в послевоенные годы К.П.Селезнев много занимался вопросами терминологии в компрессорной технике в рамках организованных по его инициативе научно-технических советов. Система терминологии была создана. Она не стала общепринятой, но в научных школах К.П.Селезнева и Ю.Б.Галеркина применяется до сих пор. Термин «компрессорные машины» в этой терминологии не применяется. Кафедра носила название «кафедра компрессоростроения» до 1989 г.

В 1989 ректор академик Ю.С.Васильев убедил К.П.Селезнева оставить руководство кафедрой. Константин Павлович выбрал преемником Ю.Галеркина. Ректор исходил из принципа омоложения кадров, хотя объективной необходимости замены заведующего кафедрой не было. Константину Павловичу было всего 69 лет. Он был в отличной интеллектуальной и физической форме. Кафедра и Проблемная лаборатория общей численностью более 100 человек, 12 научных групп работали активно и продуктивно по всем направлениям.

Но в историческом контексте смена руководства оказалась оправданной. К.П.Селезнев был убежденным сторонником социалистической системы и плановой экономики, которым через 2 года пришел конец. В сентябре 1989 г. на первом заседании в качестве заведующего кафедрой Ю.Галеркин поделился соображениями о том, что при начавшемся отходе от строгой плановой экономики узкая специализация научных групп может оказаться невостребованной и рекомендовал их руководителям подумать о расширении сферы компетенций. Нельзя сказать, что его выступление побудило руководителей научных групп к действиям. Перемены 1991 г. застали многих врасплох.

В предвидении перемен ректор Ю.С. Васильев обратил внимание Ю.Галеркина на то, что название «кафедра компрессоростроения» с узкой ориентировкой на машиностроение тоже не соответствует меняющейся обстановке. По рекомендации Ю.Галеркина коллектив кафедры принял название «Кафедра компрессорной, вакуумной и холодильной техники» (КВХТ). Под этим названием кафедра закончила существование в 2019 г, став составной частью Высшей школы энергомашиностроения Института энергетики СПбПУ.



Коллектив преподавателей и бригадир механиков В.С.Серегин (слева во 2-м ряду). 1980 г. Кафедре 50 лет – 1980 г. К.П.Селезнев - ректор ЛПИ, усадил Ю.Галеркина в центр, чтобы подчеркнуть, что в 1973 – 1983 гг. тот был фактическим заведующим кафедрой

Как при жизни К.П.Селезнева, так и после его кончины в 1998 г., кафедра до 2013 г. сохраняла созданную им организационную структуру и развивала направления работы, несмотря на радикальные изменения 1991 г. После ликвидации Проблемной лаборатории в 1991 г. численность кафедры уменьшилась на 70%. К счастью, обошлось без личных трагедий, покинувшие кафедру люди нашли свое место. Сохранить потенциал кафедры помог ректор Ю.С.Васильев, выделивший несколько штатных единиц для наиболее нужных сотрудников.

Списочный состав кафедры КВХТ в 2012 – 2013 учебном году

№	Ф.И.О	Должность
1	Галёркин Юрий Борисович	Зав. кафедрой
2	Хрусталёв Борис Сергеевич	Зам. зав. по у/р. профессор
3	Рекстин Алексей Феликсович	Зам. зав. по н/р. доцент
4	Зуев Анатолий Васильевич	Профессор
5	Симонов Анатолий Михайлович	Профессор
6	Измайлов Рудольф Александрович	Профессор
7	Садовский Николай Иванович	Доцент
8	Тучина Ирина Александровна	Доцент
9	Устюшенкова Юлия Юрьевна	Доцент
10	Солдатова Кристина Валерьевна	Доцент
11	Кожухов Юрий Владимирович	Доцент

№	Ф.И.О	Должность
12	Носов Юрий Михайлович	Доцент
13	Коршунов Андрей Владимирович	Доцент
14	Лебедев Александр Анатольевич	Доцент
15	Уцеховский Александр Александрович	Ст. преподаватель
16	Семеновский Василий Борисович	Ст. преподаватель
17	Котлов Андрей Аркадьевич	Ассистент
18	Дроздов Александр Александрович	Ассистент
19	Суслина Ирина Петровна	Программист 1 к. инженер
20	Стогова Лариса Феликсовна	Программист 1 к и 2 к
21	Зараев Владимир Иванович	Зав. уч. лаб., прогр. 2 к.
22	Чистякова Ирина Ивановна	Уч. мастер 2 к., инж 1 к
23	Шведова Марина Олеговна	Лаборант
24	Васютинская Светлана Владимировна	Вед. инженер
25	Уланов Владимир Николаевич	Вед. электроник
26	Акульшин Юрий Дмитриевич	Вед. электроник
27	Россель Валерий Владимирович	Лаборант
28	Стрелков Григорий Юрьевич	Программист (совм.)

На кафедре работало 18 преподавателей, из них 5 профессоров д.т.н. и 8 доцентов к.т.н. Продолжала успешно работать организованная в 2007 г. базовая кафедра на Невском машиностроительном заводе. Аспиранты и докторанты кафедры подготавливали работы в срок в 100% случаев. В 2009 – 2013 по контрактам с предприятиями РФ и Украины выполнены проектные и исследовательские работы на 26,7 млн руб.

Для контраста: в последующий период 2013 -2019 гг. на кафедре не подготовлено ни одной диссертации, не выполнено ни одной значимой х/д работы, прием студентов сократился до одной группы. Приказом проректора (приказ по основной деятельности № 456 от 20.03.2017 О формировании штатного расписания ФГАОУ ВО «СПбПУ» на 2017_2018 уч.г) установлено, что учебная нагрузка кафедры КВХТ соответствовала 2,25 преподавательской ставки. На момент закрытия кафедры в 2019 г. на 0,25 ставки работал один профессор и три доцента на 2 ставки. Остальные преподаватели – без степени.

Научно-организационная работа.

Международный симпозиум (конференция) «Потребители-производители компрессоров и компрессорной техники» (ежегодно с редкими исключениями в 1994 – 2015 гг). Симпозиум заслуживает дополнительной информации. Идея конференции подсказана Ю. Галеркину членом совета директоров энергомашиностроительной компании Маннесманн - Демаг (ФРГ) д-ром фон Пихлером по аналогии с конференцией, проводимой в США в университете Purdue.



*Ю.Б.Галеркин и руководитель компании Маннесманн-Демаг (ФРГ)
д-р фон Пихлер*

Формат симпозиума: докладчики – только руководители и специалисты компрессорных заводов и компаний, эксплуатирующих компрессора. Понятно, что у компрессоростроителей речь идет о рекламе своих компрессоров, но на серьезном техническом уровне, а у потребителей - об опыте эксплуатации и ее проблемах. Маркетинговая сторона мероприятия для производителей компрессоров имела большое значение.

Прежде чем принять решение об организации симпозиума (по сути – конференция, но другое название привлекает внимание к специфике мероприятия), Ю.Галеркин обсудил вопрос с директорами НЗЛ и ККЗ. Общее мнение – симпозиум даст преимущества российским производителям. К тому времени зарубежные конкуренты имели в Москве свои представительства и постоянно контактировали с головными офисами российских компаний-потребителей компрессоров. Маркетологам компрессоростроителей РФ симпозиум предоставил возможность за одну поездку в Санкт-Петербург встретиться с многими потенциальными покупателями.

С 1994 г. симпозиум проводился ежегодно за небольшими исключениями. В 2015 г. симпозиум был проведен уже силами ЛГДТМ. В симпозиуме приняли участие все крупные производители РФ, а также Украины, Германии, Франции, Великобритании, Италии, Чехии, Польши, Японии, США. Регистрационный взнос для зарубежных производителей был вдвое больше, чем для отечественных. На первом этапе финансов симпозиум серьезно поддеожало Управление науки Газпрома. Затем регистрационные взносы практически полностью покрывали организационные расходы, внесли заметный вклад в бюджет СПбПУ и были хорошим подспорьем для кафедры в 1990-е гг. Много пользы получили студенты-волонтеры. Ученые кафедры установили контакты с широким кругом специалистов-производственников. Конкретным результатом этих контактов стало привлечение кафедры к созданию нового поколения центробежных компрессоров в конверсионной

программе «Урал-Газпром». Для компании General Electric (завод «Нуово-Пиньоне» Италия) кафедра выполнила работы по двум контрактам.



Рабочие моменты симпозиума «Потребители – производители компрессоров и компрессорного оборудования»

Международный форум «Насосы. Компрессоры. Арматура» - РСУ-Ехро (Москва, Сокольники, затем Крокус-Экспо). АСКОМП инициировала 2002 г. создание ежегодной выставки, которая превратилась в крупнейшее мероприятие с участием многих сотен отечественных и зарубежных компаний. Председатель АСКОМП (до 2017 г.) Ю.Б.Галеркин и его заместители Э.И.Морозова и И.Я.Сухомлинов помогали дирекции в привлечении участников, проводили конференции и конкурсы. В этой работе до 2013 г. участвовала кафедра КВХТ.



Открытие Международного форума 2006 года. Председатель АСКОМП, зав. кафедрой КВХТ Ю.Галеркин



Научно-техническая конференция в рамках «Насосы. Компрессоры. Арматура» (2003 г.). Доклады участников конференции: НИИТК (Я.Гузельбаев), АО «Компрессор» (Л.Кузнецов)



Экстерьер и интерьеры PCV-Ехро



*Председатель АСКОМП Ю.Б. Галеркин открывает форум
«Насосы. Компрессоры. Арматура» 2015 г.*



*Научно-техническая конференция в рамках «Насосы. Компрессоры. Арматура» (2015 г.). Доклады участников конференции от ЛГДТМ
А.А. Дроздов и А.Ф. Рекстин*

Международное сотрудничество. Сотрудничеству с зарубежными вузами, исследовательскими центрами и компрессоростроительными фирмами, всегда уделялось большое внимание. Начиная с 1960-х гг. К.П.Селезевым были заключены договора о сотрудничестве с Пражским высшим техническим училищем, Болгарским машино-электротехническим институтом, Политехническим институтом г.Лодзь, Высшим техническим училищем г. Прага. Затем последовали соглашения с Дрезденским техническим университетом, университетом г.Ганновер, Гаванским техническим университетом. С этими университетами происходил интенсивный обмен студенческими группами, дипломниками и магистрами, стажерами, аспирантами, визитами для чтения лекций и участия в конференциях.



*Студенты кафедры КВХТ в музее кафедры турбомашин
с ректором ЛГУ Я.Крысинским. 2003 г*

В 2004 году ректору Лодзинского политехнического института проф. Яну Крысинскому было присвоено звание почётного доктора СПбГПУ.



Приём ректора Я.Крысинского ректором СПбГПУ М.П.Фёдоровым. М.П.Фёдоров, декан ЭнМФ Г.П.Поршнев, Я. Крысинской с супругой.

В индивидуальном порядке были активные контакты с многими университетами и промышленными компаниями. В 1971 – 72 уч. году доц. Ю. Галёркин работал по программе межгосударственного научного обмена в Миланском политехническом институте на кафедре турбомашин. Он выполнил работу по компьютерной оптимизации меридионального течения в центробежных компрессорных ступенях, выступал с лекциями в Миланском и Туринском политехнических институтах, посещал промышленные предприятия, выступал с докладами на научно – технических конференциях, сделал публикации в итальянской научной периодике. В 1975-1976 гг. доц. В.И.Зыков читал лекции и занимался организацией подготовки специалистов по компрессорной технике в Гаванском политехническом институте, после чего контакты ученых – политехников с кубинскими коллегами стали регулярными. Доц В. Зыков был учёным секретарём совета по координации работы вузов РСФСР, сотрудничающих с республикой Куба. Ю.Б.Галеркин занимался постановкой учебного курса по турбокомпрессорам в Гаванском политехническом институте в 1982 г.

Компрессорный завод ЧКД - Прага в 1979 и 1989 гг. проводил юбилейные конференции с приглашенными докладами от СССР, США, ФРГ. По поручению К.П. Селезнева Ю.Галеркин на обеих конференциях выступал с докладами от СССР. К.П.Селезнев и Ю.Галеркин неоднократно выступали с докладами на конференциях в Дрездене, Ганновере, Аахене, Гданьске.



Ю.Б.Галеркин и профессор Гаванского ТУ Э.Ремедиос в Гаване. 1982 г.

В 1985 г. кафедру для выступления с докладами посетил проф. Дж.Шовен, начальник отдела Турбомашин института им. Теодора фон Кармана. В 1975-1976 году в Брюссельском свободном университете и институте газодинамики им. Теодора фон Кармана стажировался ст.н.с. кафедры Л.К.Чернявский.

С 1960-х гг. ученые кафедры были постоянными участниками компрессорной конференции Sumcon Лодзинского политехнического (раз в 3 года). Ю.Галеркин был также членом Оргкомитета Sumcon. Там были установлены контакты с многими ведущими западными учеными.



Слева – доклад д-ра Д.Джатиксе, руководителя и владельца Concept-NREC. Справа – проф. д-р инж. Д.Экард (Deutch Aerospace), автор единственного исследования течения в центробежном колесе лазерной визуализацией и аспирант КВХТ Ю.Попов



Слева – Ю.Галеркин с докладом о Методе универсального моделирования. Справа – ректор Лодзинского политехнического и руководитель института турбомашин проф. Я.Крысинский среди участников Syntcom

Рабочие контакты между кафедрой компрессоростроения и зарубежными университетами носили постоянный характер. Во время ректорства К.П. Селезнева кафедру посещали ректор Кембриджского университета (Великобритания), президент Ганноверского университета профессор Зайдель, ректор Лодзинского политехнического проф. Я.Крысинский.



Президент Ганноверского университета проф. Зайдель на кафедре компрессоростроения. Беседа с сотрудниками, демонстрация рабочего колеса центробежной компрессорной ступени конструкции ЛПИ

В 1983 г. на Газотурбинном конгрессе в Токио был представлен доклад проф. К.П.Селезнёва и проф. Ю.Б.Галёркина по математическому моделированию центробежных компрессоров (доклад был единственным из европейских социалистических стран). В 1995 г. проф. Ю.Б.Галёркин участвовал в работе Всемирного газотурбинного конгресса в г. Иокогама, где представил доклад и руководил работой двух секций.



Ю.Б.Галеркин и профессор Люю ТУ Шанхай на газотурбинном конгрессе Иокогами -1995

В 1994 г. проф. Ю.Б.Галёркин по приглашению фирмы Дрессер-Индастриз посетил компрессоростроительный завод «Дрессер-Рэнд» в г. Олеан, а в 1995 г. был там консультантом по проектированию высокорасходных модельных ступеней центробежных компрессоров.



Резиденция и автомобиль Ю.Б.Галеркина во время пребывания консультантом на фирме Дрессер-Рэнд (г. Олеан, штат Нью-Йорк, США)



Ю.Б.Галеркин с сотрудниками фирмы Норзерн Рисерч - Инжениринг Корпорейшн (Вобурн, США, 1995 г.)

Кафедра также принимала зарубежных коллег. С рабочими визитами кафедру посетили десятки ведущих зарубежных ученых и инженеров: наиболее авторитетный японский ученый-компрессорщик проф. И.Ватанабе, руководитель и владелец очень авторитетной сейчас

компании Concept-NREC (США) д-р Д. Джапиксе (его фото на Summit представлено выше), директор института реактивного движения и турбомашин ТУ Аахен проф. Х.Галлус и др.



Ю.Б.Галеркин и директор отдела турбомашин Института фон Кармана пороф. Ж.Шовен (на фото справа)



Ю.Б. Галеркин и директор Института реактивного движения и турбомашин ТНУ Аахен (ФРГ) проф. Х. Галлус (на фото справа)

4 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ КОМПРЕССОРНОГО НАПРАВЛЕНИЯ В СПбПУ

4.1 Количественные показатели

В 2013 г. Ю.Б.Галеркин закончил работу в качестве заведующего кафедрой КВХТ, был избран профессором кафедры, но предпочел уйти работать в научную часть университета, организовав и возглавив НИЛ «Газовая динамика турбомашин» (ЛГДТМ) в Центре НТИ СПбПУ. Туда перешла работать его научная группа в полном составе и другие преподаватели и сотрудники кафедры.

В 2019 г. кафедра КВХТ прекратила существование в процессе объединения кафедр в Высшую школу энергетического машиностроения (ВШЭМ) Института энергетики. Работой по компрессорам в ВШЭМ занимается направление «Исследование компрессоров, компрессорных агрегатов, установок и станций», которое возглавляет д.т.нн. А.А.Дроздов, ст.н.с. НИЛ «Газовая динамика турбомашин». В 2021 г. по предложению руководства Института энергетики к преподавательской работе вернулся Ю.Б.Галеркин и другие сотрудники ЛГДТМ, кандидаты технических наук В.Б.Семеновский, О.А.Соловьева, Л.Н.Маренина. Д.т.н. А.Ф.Рекстин вед.н.с. ЛГДТМ работает в должности ведущего специалиста ВШЭМ.

В период отсутствия Ю.Б.Галеркина в период 2013 – 2019 гг. на кафедре КВХТ не было защищено ни одной диссертации. Значимые научные исследования тоже отсутствовали. Наоборот, деятельность ЛГДТМ в этот период, и работа компрессорщиков в ВШЭМ сейчас характеризуется рядом достижений.

В 2014 – 2022 гг. сотрудники Научной школы опубликовали 246 статей и докладов, из них в журналах ВАК 79 статей, рецензируемых СКОПУС 59 публикаций, из них 3 статьи в журналах, входящих в международную базу цитирования Scopus в Q1 (Energies, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology), выиграли 23 конкурса на получение грантов, выполнили 17 НИР и ОКР по заданиям промышленности.

В 2020 г. заказчику АО «Турбохолод» переданы проекты компрессоров ТК21 и ТК22 для турбодетандерных агрегатов. Агрегат с компрессором ТК21 изготовлен. Компрессор подтвердил проектные характеристики с превышениями КПД на 3%. Агрегат с компрессором ТК22 – в стадии изготовления. В 2021 -2022 гг. выполнены проекты центробежных компрессоров для ТДА ТК22 -27 (5 проектов) – в изготовлении. Компрессор нового поколения ТК26 7000 кВт по предложению Ю.Б.Галеркина выполнен по новой схеме – с консольным пространственным осерадиальным рабочим колесом и осевым входом.

Тесное сотрудничество с промышленными предприятиями было характерной чертой научной школы. При плановой экономике объем хозяйственных работ всегда был очень значительный, причем научная группа Ю.Галеркина (одна из 10 – 12 научных групп кафедры) выполняла 60 – 70% этих работ. Значительным достижением было восстановление активной хозяйственной работы в рыночных условиях. В таблице перечислены договоры с промышленными предприятиями в период 2010 - 2022 гг.

Таблица Договоры с промышленными предприятиями в период 2010 - 2022 гг.

№	Наименование работы	Заказчик	Год выпол.
1.	Аэродинамическое проектирование осевых вентиляторов для турбогенераторов с водородно-водяным охлаждением. Договор №140306002 2010 г.	«Силовые машины – Электросила»	2010
2.	Оптимизация проточной части и газодинамический проект модернизации центробежного компрессора ТК3 на пониженную скорость вращения	ОАО «Турбохолод»	2010
3.	Проектирование проточной части одноступенчатого центробежного компрессора с осерадиальным рабочим колесом для ГПА мощностью 32 МВт.	Сумское НПО им. М.В.Фрунзе.	2012
4.	Разработка модельных ступеней высокой эффективности для проточных частей центробежных компрессоров.	Сумское НПО им. М.В.Фрунзе.	2012
5.	Оптимизация проточной части и газодинамический проект центробежного компрессора ТК10 – 1,32/10,0	ОАО «Турбохолод»	2012
6.	Оптимизация проточной части и газодинамический проект центробежного компрессора ТК11 – 1,22/10,1	ОАО «Турбохолод»	2012
7.	Проект компрессора ТК11А – корректировка ПЧ ТК11 – 1,22/10,1 на измененные начальные параметры	ОАО «Турбохолод»	2012
8.	Оптимизация проточной части и газодинамический проект центробежного компрессора ТК-12	ОАО «Турбохолод»	2012
9.	Совершенствование технологии создания высоконапорной осевой компрессорной ступени малоразмерного ГТД	ОАО «Климов»	2013
10.	Разработка общей методологии создания высоконапорных компрессоров на основе современных методов постановки и анализа экспериментов, в том числе отработка технологии создания высоконапорного двухступенчатого центробежного компрессора	ОАО «Климов»	2013

№	Наименование работы	Заказчик	Год выпол.
11.	Оптимизация проточной части и газодинамический проект центробежного компрессора ТК-13	ОАО «Турбохолод»	2013
12.	Газодинамический проект центробежного компрессора ТК-14А на основе проекта компрессора ТК-11А	ОАО «Турбохолод»	2013
13.	Проектирование проточной части шестиступенчатой сменной проточной части центробежного компрессора СПЧ-Ц-16С/30-3.0 с увеличенным запасом по помпажу	Сумское НПО им. М.В.Фрунзе.	2013
14.	Проектирование сменной проточной части СПЧ-Ц-16/30-3,0 для применения в центробежных компрессорах с магнитными подшипниками	Сумское НПО им. М.В.Фрунзе	2013
15.	Оптимизация и проектирование сменной проточной части СПЧ-16-76-1.35 с пространственными рабочими колёсами.	ОАО «Искра-Авигаз»	2014
16.	Оптимизация проточной части и газодинамический проект центробежного компрессора ТК-15 «Чаянд» на летний и зимний режимы работы	ОАО «Турбохолод»	2014
17.	Оптимизация и проектирование центробежной ступени №1 для четырехступенчатого компрессора типа ЦБК 25-757-48-1	ОАО «Искра-Авигаз»	2015
18.	Создание современного высокотехнологичного производства по проектированию, изготовлению, испытаниям, монтажу установок, компримирующих газообразные продукты для эффективного использования в транспортных системах и технологиях»	ОАО Искра-Авигаз	2016 (1,2 этапы)
19.	Разработка конструкции компрессора, турбин высокого и низкого давления расчетным методом, обеспечивающей технические характеристики, представленные в технических требованиях	НПО «Климов»	2016
20.	Поверочный расчет, уточнение газодинамических параметров и профилирования центробежного компрессора ТК-4М «СПЧ-М-БОВ	АО «Турбохолод»	2017
21.	Газодинамический проект центробежного компрессора ТК-17 СПЧ-М-БОВ	АО «Турбохолод»	2017
22.	Оптимизация и газодинамическое проектирование центробежного компрессора ТК 18 на заданную скорость вращения 15500 об/мин"	АО «Турбохолод»	2018
23.	Оптимизация и газодинамическое проектирование центробежного компрессора ТК19 на заданную скорость вращения 17500 об/мин	АО «Турбохолод»	2019

№	Наименование работы	Заказчик	Год выпол.
24.	Разработка технических решений и прототипов устройств – камера сгорания, компрессор низкого давления для создания конкурентоспособных газовых турбин мощностью 25 МВт для газперекачивающих агрегатов на основе цифровых двойников разрабатываемых устройств	ОКБ имени А.Льюльки	2019
25.	Оптимизация и газодинамическое проектирование центробежного компрессора ТК21 на заданную скорость вращения 15 000 об/мин	АО «Турбохолод»	2020
26.	Оптимизация и газодинамическое проектирование центробежного компрессора ТК22 на заданную скорость вращения 13500 об/мин. Расчет газодинамических характеристик на 15 режимах	АО «Турбохолод»	2020
27.	Исследование характеристик и оптимальное проектирование компрессоров ТК23 и ТК24 (две СПЧ для ТДА Ево-Яхинское)	АО «Турбохолод»	2021
28.	«Оптимизация проточной части и газодинамический проект центробежного компрессора АДКГ-40 (ТК25)	АО «Турбохолод»	2021
29.	Оптимизация и газодинамическое проектирование центробежного компрессора ТК27 с расчетом 6 режимов	АО «Турбохолод»	2021
30.	Исследование характеристик и оптимальное проектирование компрессора ТК26	АО «Турбохолод»	2022 Исп.ВШЭМ
31.	«Исследование и газодинамическое проектирование воздушного двухвального центробежного компрессора ЦК 100/11 ВТ	ООО «Вэлтекс»	2022 Исп.ВШЭМ (пролонгирован)

Объем работ в денежном выражении порядка 140 млн. руб. Работы носили разноплановый характер:

- традиционное с середины 1990-х гг. направление – выполнение конкретных проектов компрессоров – большинство договоров;
- проекты модельных ступеней для испытания у заказчиков выполнены по договору №3;
- новая тенденция: заинтересованность предприятий к освоению методов расчета и проектирования, как в доступе к общей методологии, так и к программам Метода универсального моделирования (центробежные компрессоры) и программам для осевых компрессоров и ступеней. Это договора №№ 9, 10, 18, 19.

В таблице представлены гранты, полученные научными коллективами ЛГДТМ:

№	Наименование работы	Заказчик	Год выпол.
1.	Создание центра экспериментальной сертификации (модельные эксперименты) проточных частей промышленных центробежных компрессоров мощностью до 64 МВт и развития методов газодинамического проектирования	Программа 5-100-2020	2016
2.	Анализ и развитие математической модели течения газа в центробежной компрессорной ступени	РФФИ	2016
3.	Создание виртуального испытательного полигона для проектирования и сертификации проточных частей промышленных центробежных компрессоров мощностью до 64 МВт и развития цифровых методов газодинамического проектирования»	Центр Национальной технологической инициативы" Новые технологии производства"	2018
4.	Создание современных методов цифрового проектирования высокоэффективных центробежных компрессоров	РНФ	2018
5.	Создание математической модели течения газа в обратно-направляющих аппаратах турбомашин на основе расчетно-экспериментальных исследований	РНФ	2021

Общая сумма работ, выполненных по этим грантам 52 млн руб. Молодые ученые лаборатории получили ряд личных грантов и стипендий.

К.В. Солдатов в 2015 г. получила грант Президента Российской Федерации для молодых ученых кандидатов наук по теме проекта «Повышение эффективность проточной части центробежных компрессоров и рекомендации по проектированию на основе расчетов методами вычислительной газовой динамики». Выиграла конкурс на предоставление в 2015 г. субсидий молодым ученым, молодым кандидатам наук вузов, отраслевых и академических институтов, расположенных на территории Санкт-Петербурга.

А.А.Дроздов является лауреатом конкурса грантов Правительства Санкт-Петербурга для студентов в 2011 году, конкурса грантов Правительства Санкт-Петербурга для аспирантов в 2012, 2013, 2014 и 2015 годах, конкурса грантов Правительства Санкт-Петербурга для молодых кандидатов наук в 2017-2022 годах; является лауреатом премии Президента РФ для поддержки талантливой молодежи в 2012 г.; является

лауреатом конкурса научно-исследовательских работ студентов и аспирантов в области технических наук в 2012 г и лауреатом всероссийского конкурса «Наукоемкие инновационные проекты молодых ученых» в 2012 г. Получал стипендию Президента Российской Федерации молодым ученым и аспирантам, осуществляющим перспективные научные исследования и разработки по приоритетным направлениям модернизации российской экономики с научным проектом «Разработка и развитие математической модели оптимального газодинамического проектирования проточной части центробежных компрессоров по результатам экспериментальных исследований и расчетов методами вычислительной газовой динамики» в 2016 – 2018 гг. Стал победителем в конкурсе на право получения стипендии Президента РФ молодым ученым на 2022 - 2023 гг. с научным проектом «Разработка математической модели расчета и проектирования сверхзвуковых центробежных компрессоров газотурбинных двигателей, учитывающую их особенности». Является победителем нескольких грантов, в том числе гранта Президента РФ молодым кандидатам наук МК-1893.2020.8 «Разработка цифровых методов оптимального газодинамического проектирования турбоагрегатов двигателей внутреннего сгорания на основании расчетно-экспериментальных исследований» 2020 - 2021 гг.

О.А.Соловьёва является лауреатом конкурса грантов Правительства Санкт-Петербурга для студентов в 2012 г., конкурса грантов Правительства Санкт-Петербурга для аспирантов в 2013, 2014 гг., конкурса грантов Правительства Санкт-Петербурга для молодых ученых в 2020 г., конкурса грантов Правительства Санкт-Петербурга для кандидатов наук 2021,2022 гг., являлась получателем стипендии Президента на 2014 – 2015 гг., стипендии Правительства Российской Федерации на 2015 - 2016 гг., стала победителем в конкурсе на право получения стипендии Президента РФ молодым ученым на 2019 - 2021 гг. с научным проектом «Разработка конструктивно-технологических решений и цифровой имитационной модели для оптимального проектирования центробежных компрессоров турбодетандерных агрегатов на основании анализа и обобщения расчетных и экспериментальных данных». Является победителем гранта Президента РФ молодым кандидатам наук МК-1893.2020.8 «Разработка цифровых методов оптимального газодинамического проектирования турбоагрегатов двигателей внутреннего сгорания на основании расчетно-экспериментальных исследований» 2020 - 2021 гг. Стала победителем в конкурсе на право получения стипендии Президента РФ молодым ученым на 2022 - 2023 гг. с научным проектом «Разработка математической модели и компьютерных программ для расчета и оптимального газодинамического проектирования многоступенчатых многовальных компрессоров».

Л.Н.Маренина была получателем стипендии Президента и Правительства Российской Федерации аспирантам образовательных организаций высшего образования, соответствующим приоритетным направлениям модернизации и технологического развития экономики России, на 2014/15 -2015/16 учебные года, лауреатом конкурса грантов для выдающихся аспирантов СПбПУ 2014 г., победителем конкурса грантов Правительства Санкт-Петербурга для студентов и аспирантов в 2012 – 2015, 2020 гг, конкурса грантов Правительства Санкт-Петербурга для молодых кандидатов наук 2021 г. В 2021 году награждена благодарностью Министерства науки и высшего образования РФ за «значительный вклад в развитие сферы образования и многолетний добросовестный труд». Является руководителем по гранту РФФИ № 22-29-00592 «Проведение фундаментальных научных исследований и поисковых научных исследований малыми отдельными научными группами» по теме «Создание математической модели течения газа в обратно-направляющих аппаратах турбомашин на основе расчетно-экспериментальных исследований».

Ю.Б. Галеркину, А.Ф.Рекстину, К.В.Солдатовой, А.А.Дроздову и Ю.А.Попову вручены премия АН Республики Татарстан, диплом и почетная медаль за работу «Развитие научной школы турбокомпрессоростроения ЛПИ-СПБПУ Петра Великого, результаты сотрудничества с компрессоростроителями» в рамках 18-й Международной научно-технической конференции, проведенной Ассоциацией компрессорщиков и пневматиков на базе НИИ Турбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа (г. Казань, республика Татарстан).

ЗАЩИТЫ диссертаций сотрудниками ЛГДТМ и ВШЭМ по компрессорной тематике 2015 – 2022 гг. Научный руководитель – консультант
Ю.Б.Галеркин

№	ФИО	Название	Год защиты	Уч. степень	совет	Оппоненты Вед. орг.
1	Дроздов А.А.	Метод проектирования центробежных компрессоров с осерадиальными рабочими колесами	2016	к.т.н.	Д 212.229.09	Никифоров А.Г., Евдокимов В.Е. МГТУ им. Н.Э. Баумана

№	ФИО	Название	Год защиты	Уч. степень	совет	Оппоненты Вед. орг.
2	Солдатова К.В.	Создание новой математической модели проточной части центробежных компрессоров и базы данных модельных ступеней	2017	д.т.н.	Д 212.080.11	Кулагин В.А., Каминский В.Н., Никифоров А.Г. АО «ВНИИХОЛО ДМАШ»
3	Соловьёва О.А.	Математическая модель для расчета газодинамических характеристик и оптимизации безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней	2018	к.т.н.	Д 212.229.09	Хисамеев И.Г., Евдокимов В.Е. ОмГТУ
4	Семёновский В.Б.	Особенности газодинамического проектирования центробежных компрессоров турбодетандерных агрегатов и создание базы данных модельных ступеней по результатам заводских испытаний	2020	к.т.н.	Д 212.080.11	Поташев А.В., Лунев А.Т., АО «НПФ «Невинтермаш»
5	Маренина Л.Н.	Исследование течения газа в обратно-направляющих аппаратах центробежных компрессоров методами вычислительной газодинамики, разработка рекомендаций для первичного проектирования	2021	к.т.н.	УР.05.04.06	Хисамеев И.Г., Любимов А.Н., АО «НПФ «Невинтермаш»

№	ФИО	Название	Год защиты	Уч. степень	совет	Оппоненты Вед. орг.
6	Дроздов А.А.	Разработка математической модели расчёта и проектирования центробежных компрессоров на основе расчетно-экспериментальных исследований и ее практическое применение	2021	д.т.н.	УР.05.04.06.1	Кулагин В.А., Каминский В.Н., Поташев А.В., АО «НПО по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И.И. Ползунова»
7	Рекстин А.Ф.	Научные основы и реализация метода первичного проектирования проточной части центробежных компрессоров	2021	д.т.н.	У.05.04.06	Пронин В.А., Каминский В.Н., Хисамеев И.Г. МГТУ им. Н.Э. Баумана

Международные конференции в РФ и за рубежом. Помимо основной функции – контакты с коллегами, обмен информацией – представление докладов влияет на рейтинговые показатели. В таблице – список конференций, в которых ЛГДТМ участвовала в 2013 -2022 гг. Международные конференции по компрессорной тематике 2013 – 2022 гг. с участием ЛГДТМ и ВШЭМ.

№ пп	Дата (мес., год)	Название	Организатор	Авторы докладов	К-во докладов
1.	09. 2013	International Conference on Compressors and their Systems	UK, London. City University.	Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В., Дроздов А.А.	3
2.	12. 2013	8 Международная научно-практическая Интернет-конференция «Молодежь. Наука. Инновации»	ФГБОУ ВПО РГУИТП, Пенза	Солдатова К.В., Рекстин А.Ф.	2
3.	09. 2014	16 Международная научно-техническая конференция по компр-ю	РЭПХОЛДИНГ, Санкт-Петербург	Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А., Соловьева О.А., Маренина Л.Н., Попов Ю.А., Григорьев А.В., Соловьева А. В.,	7

№ пп	Дата (мес., год)	Название	Организатор	Авторы докладов	К-во докладов
4.	07. 2014	22nd International Compressor Engineering Conference	Purdue University Purdue e-Pubs	Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В., Дроздов А.А.	3
5.	01. 2015	International Conference on Numerical Methods in Industrial Processes	World Academy of science, engineering and technology Paris	Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А., Соловьёва О.А., Маренина Л.Н., Попова Е.Ю.	5
6.	09. 2015	International Conference on Compressors and their Systems	London. City University. - UK	Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А., Соловьёва О.А.	4
7.	06. 2015	19-й Международный симпозиум «потребители-производители компрессоров икомпрессорного оборудования»	НИЛ «Газовая динамика турбомашин» ОНТИ СПбПУ, Санкт-Петербург	Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф, Солдатова К.В., Дроздов А.А., Смирнов А.В., Гадяка В.Г, Парафейник В.П., Бороденко А.М.	3
8.	05. 2015	11 Международная научно-практическая Интернет-конференция «Молодежь. Наука. Инновации»	ФГБОУ ВПО РГУИТП, Пенза	Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В., Дроздов А.А.,	1
9.	12. 2015	ASME Gas Turbine India Conference	American society of mechanical engineers, India	Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А., Маренина Л.Н.	4
10.	10. 2015	VI Международная научно-техническая конференция «Газотранспортные системы: настоящее и будущее»	ПАО «Газпром», Москва	Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф, Солдатова К.В., Дроздов А.А.	2
11.	12. 2016	8th International Conference on Mathematics and Statistical Engineering	World Academy of Science, Engineering and Technology, Australia, Sydney	Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В.	1
12.	12. 2016	3-я Международная научно-практическая конференция.	Международная Научно-Исследовательская Федерация	Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В., Дроздов А.А., Соловьёва О.А.	2

№ пп	Дата (мес., год)	Название	Организатор	Авторы докладов	К-во докладов
		Вопросы точных и технических наук	"Общественная наука" Санкт-Петербург		
13.	05. 2017	17 Международная научно-техническая конференция	АО «НИИтурбокомпрессор» им. В.Б. Шнеппа и АСКОМП, Казань	Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А., Попов Ю.А.	6
14.	09. 2017	International Conference on Compressors and their Systems	London. City University. - УК	Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А., Соловьева О.А., Никифоров А.Г., Попова Д., Воинов И.Б.	6
15.	10. 2017	VII Международная научно-техническая конференция «Газотранспортные системы: настоящее и будущее»	ПАО «Газпром» Москва	Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А., Котлов А.А., Хрусталев Б.С., Кузнецов Ю. Л., Бураков А.В., Бакаев Б.В., Писарев Ю.Н., Лысякова А.А., Ленцман М.М.	5
16.	2017	XII Международная научно-практическая конференция «Научный диалог: Молодой учёный»	Международная Объединенная Академия Наук Санкт-Петербург	Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А.	1
17.	01. 2018	10th International Conference on Computer Modeling and Simulation	International association of Computer Science and Information Technology Australia, Sydney	Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А.	2
18.	02. 2018	Международная научная конференция «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства»	Омский государственный технический университет, Омск	Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А., Соловьева О.А., Маренина Л.Н., Котлов А. А., Максименко И.А., Войнов И.Б., Семеновский В.Б., Соколов К.К., Попова Е.Ю., Уцеховский А.А.	8
19.	11. 2018	International Scientific Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering	СПбПУ, Санкт-Петербург	Рекстин А.Ф., Дроздов А.А., Котлов А.А., Кузнецов Л.Г., Хрусталев Б.С., Розанов Л.Н., Кириллов А., Кортиков Н., Боровков А.И., Войнов И.Б.,	5

№ пп	Дата (мес., год)	Название	Организатор	Авторы докладов	К-во докладов
20.	09. 2018	10th International Conference on Screw Machines	TU Dortmund University, Germany	Котлов А.А., Кузнецов Ю.Л., Максименко И.А.	2
21.	04. 2019	13th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics	Europefn turbomachinery society Лозанна, Швейцария	Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А., Соловьёва О.А.	1
22.	02. 2019	Международная научная конференция «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства»	Омский государственный технический университет, Омск	Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А., Соловьёва О.А., Ярошенко В.И., Писарев Ю.Н., Семеновский В.Б. Солдатова К.В., Котлов А.А., Кузнецов Л.Г., Бураков А.В., Боровков А.И., Воинов И.Б., Никитин М.А.	10
23.	06. 2019	XVIII Международная научно-техническая конференция	АО «НИИтурбокомпрессор» им. В.Б. Шнеппа и АСКОМП, Казань	Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А., Солдатова К.В., Котлов А.А., Соловьёва О.А., Попова Е.Ю.,	3
24.	09. 2019	International Conference on Compressors and their Systems	London. City University. UK	Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А., Солдатова К.В., Соловьёва О.А., Петухов Е.П., Никифоров А.Г., Авраменко Д., Кучумов А., Терентьев С., Боровков А.И., Войнов И.Б.	4
25.	07. 2019	International Scientific and Technical Conference Smart Energy Systems	Казанский государственный энергетический университет, Казань	Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А.,	3
26.	11. 2019	International Scientific Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering	СПбПУ, Санкт-Петербург	Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А., Никифоров А.Г., Кучумов А., Терентьев С., Петухов Е.П., Кабалык К.А., Соловьёва О.А., Боровков А.И., Войнов И.Б., Никитин М.	3
27.	10. 2019	VIII Международная научно-техническая конференция «Газотранспортные системы: настоящее и будущее»	ПАО «Газпром», Москва	Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А., Солдатова К.В., Котлов А.А., Семеновский В.Б., Соловьёва О.А., Попова Е.Ю., Боровков А.И., Воинов И.Б., Кузнецов Ю.Л., Бураков А.В., Петухов Е.П.	5
28.	02. 2020	Международная научная конференция «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового	Омский государственный технический университет, Омск	Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А., Котлов А.А., Соловьёва О.А., Маренина Л.Н., Семеновский В.Б., Уцеховский А.А., Попова Е.Ю., Бураков А.В., Перминов А.С., Петухов Е.П., Левихин А.А., Побелянский А.В.,	8

№ пп	Дата (мес., год)	Название	Организатор	Авторы докладов	К-во докладов
		производства»		Кузнецов Л.Г., Розанов Л.Н., Скрыбнев А.Ю.	
29.	05. 2020	The 2nd International Conference on High Speed Turbomachines and Electrical Drives	Business communication center s.r.o. (Czech Republic) and University of Florence (Italy)	Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А., Соловьёва О.А., Маренина Л.Н., Попова Е.Ю., Сибириков С.	4
30.	05. 2020	Международная научно-техническая конференция по авиационным двигателям	ФАУ «ЦИАМ им. П.И. Баранова» совместно с АО «Объединенная двигателестроительная корпорация»	Боровков А.И., Галеркин Ю.Б., Соловьёва О.А., Дроздов А.А., Рекстин А.Ф., Семеновский В.Б., Броднев П.Н., Солдатова К.В., Себелев А.А.	2
31.	02. 2021	Международная научная конференция «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства»	Омский государственный технический университет, Омск	Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А., Котлов А.А., Соловьёва О.А., Маренина Л.Н., Семеновский В.Б., Бураков А.В., Перминов А.С., Кузнецов Л.Г., Ядыкин В.К.	6
32.	02. 2022	Международная научная конференция «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства»	Омский государственный технический университет, Омск	Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А., Соловьёва О.А., Маренина Л.Н., Семеновский В.Б., Ядыкин В.К., Максименко И.А.	6
33.	04. 2022	Всероссийская научно-практическая молодежная конференция «Вакуумная, компрессорная техника и пневмоагрегаты»	МГТУ им. Н.Э. Баумана	Галеркин Ю.Б., Сахранавард М., Маренина Л.Н., Клюкач Л., Дроздов А.А.	2



Исх. №11-20-08/373а

От «14» января 2014г.

Организационный комитет XVI международной научно-технической конференции по компрессоростроению

Уважаемые коллеги!

Приглашаем Вас принять участие в XVI международной научно-технической конференции по компрессоростроению, приуроченной к 10-летию энергомашиностроительного предприятия ЗАО «РЭП Холдинг».

Конференция будет проходить с 23 по 25 сентября 2014 года в Санкт-Петербурге на производственной площадке «РЭП Холдинга» (Санкт-Петербург, проспект Обуховской Обороны, 51).

Организаторы конференции – ЗАО «РЭП Холдинг» и Ассоциация компрессорщиков и пневматиков.

Данная конференция – ключевое отраслевое научно-техническое мероприятие, в рамках которого рассматриваются вопросы исследования, проектирования, изготовления, эксплуатации, модернизации и сервисного обслуживания компрессорной техники всех типов.

Рабочая программа конференции пройдет по следующим направлениям:

- Центробежные и осевые компрессоры;
- Поршневые и роторные компрессоры;
- Газоперекачивающие агрегаты и установки;
- Компрессоры холодильных и криогенных машин;
- Нестационарность и аэроупругость в турбомашинах;
- Динамика и прочность, подшипники и уплотнения, модернизация;
- Эксплуатация компрессорных установок. Диагностика и мониторинг компрессорного оборудования.

Прием заявок на участие с докладом:

Заявки на участие в конференции с докладом с обязательным указанием темы предлагаемого доклада – необходимо направить в Оргкомитет по электронной почте M.Fafinov@reph.ru (копия: au-mail@list.ru) в срок до 01 марта 2014 года.

Приглашение для участия Оргкомитета 16-й МНТК

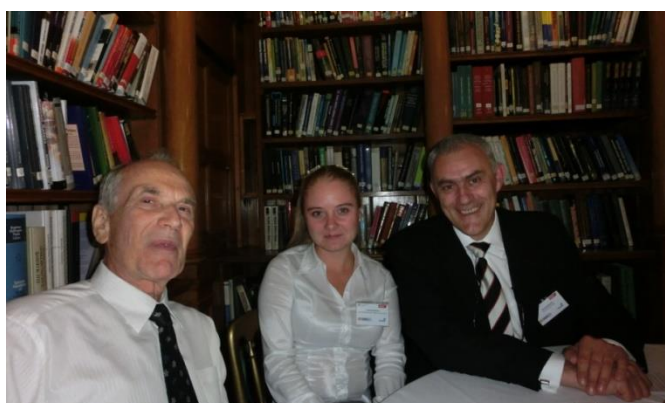
Проф. Ю.Б.Галеркин и д.т.н. К.В.Солдатова – члены Международного комитета конференции «Компрессоры и их системы», проводимой Британским обществом инженеров-механиков на базе Лондонского Сити-университета.



Ю.Галеркин с председателем оргкомитета конференции «Компрессоры и их системы» 1990 -2000 гг. д-ром А.Родсом



К.Солдатова, Ю.Галеркин в оргкомитете конференции «Компрессоры и их системы» (2013 г.)



К.Солдатова, Ю.Галеркин с председателем Оргкомитете конференции «Компрессоры и их системы» проф. А.Ковачевичем (2013 г.)



Доклад К.Солдатовой на конференции «Компрессоры и их системы» (2013г.)



Открытие конференции «Компрессоры и их системы». В первом ряду с права – налево: проф. А.Ковачевич (председатель Оргкомитета), проф. сэр П. Курран (президент университета Сити), А.Рекстин, А.Уцеховский, Ю. Галеркин (2017 г.)



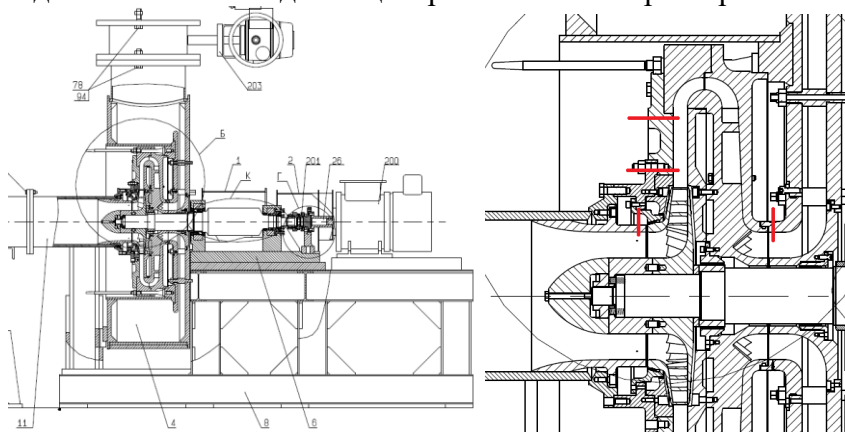
Доклад К.В.Солдатовой на конференции по газовым турбинам в г. Хайдерабад, Индия (2015)



Слева – д.т.н. К.В.Солдатова с дипломом конференции в Сиднее (2018 г.), справа – к.т.н. О.А.Соловьёва, к.т.н. А.А.Дроздов на конференции в Лондоне, 2019 г. Слева на снимке – председатель Оргкомитета проф. А.Ковачевич

4.2 Возвращение научной школы в историческое помещение компрессорной кафедры

В 2013 – 2021 гг. деятельность научной школы проходила в созданной Ю.Б.Галеркиным лаборатории «Газовая динамика турбомашин» Центра национальной технологической инициативы СПбПУ. Сначала она располагалась в пристройке Гидробашни, а по введении в строй Научно – исследовательского корпуса получила помещения в нем. Там за счет средств Центра национальной технологической инициативы был построен экспериментальный стенд ЭЦК-55 для испытания моделей центробежных компрессоров.



Справа компоновка стенда ЭЦК-55. Слева поперечный разрез экспериментальной модели

Стенд снабжен прямым регулируемым высокочастотным приводом экспериментальной модели. Подводимая мощность измеряется

торсиомером по моменту на валу. Преимущество по сравнению со стендами классической схемы с повышающей передачей (в т.ч. стендами бывшей Проблемной лаборатории компрессоростроения) - отказ от измерения внутреннего напора по повышению температуры. Нет необходимости длительно выдерживать модельную ступень при изменении режима для прогрева (охлаждения) модельной ступени и корректного измерения температуры. Оснащение современной электронной аппаратурой обеспечивает высокую точность эксперимента.



Элементы электронной измерительной системы стэнда ЭЦК-55



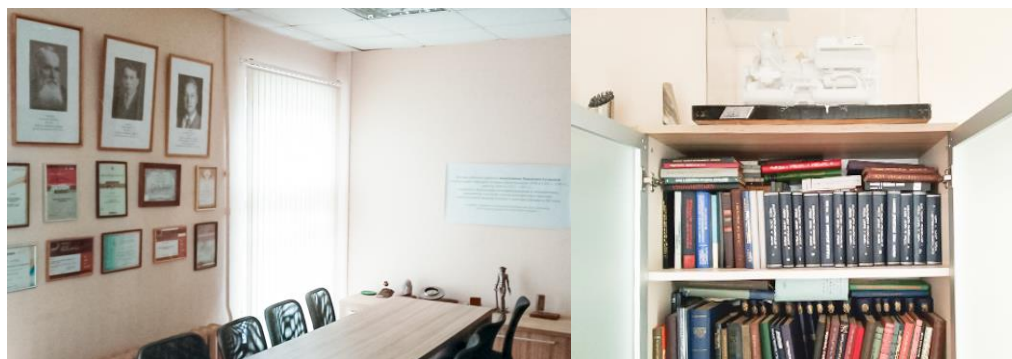
Осциллограммы и мгновенные значения давлений, значение крутящего момента на скриншотах программ настройки

На стэнде можно испытывать ступени с коэффициентом расхода $\Phi_{расч} = 0,15 - 0,015$. Верхний предел ограничен мощностью стэнда, но более высокорасходные ступени не представляют интереса для промышленных компрессоров. При $\Phi_{расч} > 0,15$ невозможно обеспечить высокий КПД. Возможно испытание очень малорасходных ступеней с $\Phi_{расч} < 0,015$.



Стенд ЭЦК-55 с сужающим устройством для испытания малорасходных ступеней. Научно-исследовательский корпус - машинный зал стенда ЭЦК-55 на 1-м этаже справа от входа в здание

Для этого в 2020 г. руководство Института энергетики и Высшей школы энергетического машиностроения проявили инициативу использовать потенциал ученых лаборатории «Газовая динамика турбомашин» для восстановления, надлежащего уровня подготовки студентов-компрессорщиков. Летом 2000 г. по приказу ректора СПбПУ персонал лаборатории «Газовая динамика турбомашин» ЦНТИ размещен в Механическом корпусе, на территории бывшей кафедры КВХТ (упразднена в 2019 г.). Рабочее место проф. Ю.Б. Галеркина - в кабинете, который он занимал до 2014 г. и в котором до 1989 г. работал К.П.Селезнев. В память о выдающемся ученом в кабинете размещены труды К.П. Селезнева, фрагменты его научной библиотеки, памятные предметы. Рабочий кабинет одновременно является мемориальным кабинетом К.П. Селезнева.



Портреты заведующих компрессорной кафедрой ЛПИ- СПбПУ и сувенирные предметы в кабинете Ю.Б.Галеркина – мемориальном кабинете К.П. Селезнева. Справа фрагмент научной библиотеки К.П. Селезнева



Рабочее совещание ЛГДТМ в кабинете Ю.Б.Галеркина – мемориальном кабинете К.П. Селезнева

Все сотрудники научной школы привлечены к преподавательской работе в Высшей школе энергетического машиностроения. А.Ф.Рекстин – ведущий специалист высшей школы.

4.3 Научные сотрудники - преподаватели Политехнической научной школы турбокомпрессоростроения 21 века

ЮРИЙ БОРИСОВИЧ ГАЛЕРКИН

Заведующий кафедрой 1989 - 2013 гг., заведующий лабораторией
«Газовая динамика турбомашин» СПбПУ, профессор ВШЭМ ИЭ СПбПУ



Ю.Б.Галеркин родился в Ленинграде 24.07.1933 г. В 1957 г. окончил ЭнМФ ЛПИ по специальности “Холодильные и компрессорные машины”. В качестве инженера и ст. инженера занимался проектированием установок и систем строящейся Проблемной лаборатории компрессоростроения, приобретением и размещением заказов на материалы, приборы и оборудование, контролем за работой подрядных организаций, строительством экспериментальных стендов. Затем работал на должностях м.н.с., с.н.с.- зав. Проблемной лабораторией (1957-1966 гг.). В 1960 г. организовал и по 2013 г. руководил научной группой “Рабочие процессы турбокомпрессоров”.

С 1967 г. - доцент, зам. зав. кафедрой, с 1976 г. - профессор, с 1989 г. - профессор, заведующий кафедрой, по совместительству - главный научный сотрудник НИЧ. В 1963 г. защитил диссертацию кандидата, в 1974 году - доктора технических наук.

Основные направления научной работы: совершенствование методов экспериментального исследования ЦК, в том числе измерений в РК при натуральных окружных скоростях; анализ физических основ рабочего процессора; разработка высокоэффективных ПЧ и модельных ступеней ЦК для центробежных компрессоров холодильной, газовой и других отраслей промышленности. Автор метода проектирования ПЧ на базе расчетов невязкого потока. Автор Метода универсального моделирования рабочего процесса ЦК, на базе которого созданы программные комплексы оптимального проектирования, не имеющие аналогов. Вместе с членами научной группы разработал новое поколение модельных ступеней и проектов компрессоров с газодинамическими характеристиками, превосходящими зарубежные аналоги. На 2020 г. в эксплуатации находятся более 400 таких центробежных компрессоров с общей мощностью порядка 5,5 млн. кВт.

Автор около 200 научных работ, в их числе 4 монографии, учебные пособия, 20 изобретений и патентов. В 210 г. в издательстве «Химическая и компрессорная техника» выпущена его монография «Турбокомпрессоры». Подготовил 25 кандидатов и 5 докторов технических наук.

Поставил и читал курсы лекций “Основы рабочего процессора, теория, расчет и проектирование турбокомпрессоров“, “Турбокомпрессоры“, “Компрессоры и турбонаддувные агрегаты“, “Теория турбомашин“, “Теория, расчет и конструирование турбокомпрессоров“, “Рабочие процессы турбокомпрессоров”.

Активный участник международного сотрудничества. Читал лекции и выступал с докладами на конференциях в технических университетах и научных центрах Милана, Турина, Гаваны, Сантьяго-де-Куба, Лодзи, Дрездена, Ганновера, Аахена, Сиани, Иокогамы, Лондона, Хайдерабада. Привлекался в качестве эксперта-консультанта фирмой Дрессер-Рэнд (США).

В период 1998 – 2017 гг. Ю.Б.Галеркин - председатель Ассоциации компрессорщиков и пневматиков (сейчас – почетный председатель), главный редактор журнала “Компрессорная техника и пневматика”. Был членом Ученого совета СПбГТУ. Награжден золотой (1980 г.) и серебряной (1984 г.) медалями ВДНХ СССР, медалью “Ветеран труда“ (1978 г.) и почетными знаками Минтяжмаша СССР, Минхиммаша СССР, Минвуза РСФСР. Заслуженный работник высшей школы Российской Федерации (1999 г.). Лауреат премии им. В.Б. Шнеппа АН Республики Татарстан 2019 г. Почетный работник СПбПУ 2022 г.

С 2013 г. – руководитель лаборатории «Газовая динамика турбомашин» ЦНТИ СПбПУ, в которой работали члены его научной группы и другие сотрудники бывшей кафедры КВХТ. Автор Метода универсального моделирования, с помощью которого его научный

коллектив и индустриальные партнеры создали десятки высокоэффективных компрессоров. Известен в компрессорном сообществе как создатель и руководитель Политехнической научной школы турбокомпрессоростроения 21 века. В 2021 г. избран на пятилетний срок профессором Высшей школы энергетического машиностроения института энергетики СПбПУ.

АЛЕКСЕЙ ФЕЛИКСОВИЧ РЕКСТИН



Родился 17 апреля 1960 г. В 1977 году поступил на Физико-механический факультет ЛПИ им.М.И. Калинина по специальности «Аэродинамика и термодинамика». В 1984 окончил ЛПИ и работал на кафедре КВХТ, инженером, мл.н. с, с 1986 года – аспирант, в 1990 году защитил диссертацию на соискание учёной степени к.т.н.

С 1991 начальник отдела, с 1996 - директор НПК ИНМИТ. Занимался созданием средств сверхдальней связи для нужд подводного флота РФ. Награжден грамотой министра обороны России. С 2005 по 2013 г. доцент, заместитель заведующего кафедрой КВХТ по НИР. С 2013 года ведущий научный сотрудник НИЛ «Газовая динамика турбомашин», заместитель заведующего лабораторией. Ведущий специалист ВШЭМ ИЭ. Лауреат премии им. В.Б.Шнеппа АН Республики Татарстан 2019 г.

Директор АСКОМП 2013-2018 гг., заместитель председателя. Руководитель Санкт-Петербургского отделения АСКОМП с 2018 по н.в. В 2019 г. избран депутатом МО «Гражданка». Автор более 40 научных работ.

Сфера научных интересов: первичное проектирование центробежных компрессоров, прикладная вычислительная газодинамика. Доктор технических наук. Ведущий специалист Высшей школы энергетического машиностроения института энергетики СПбПУ.

ВАСИЛИЙ БОРИСОВИЧ СЕМЕНОВСКИЙ



Родился в 1963 году. Окончил в 1986 г. ФМФ ЛПИ по специальности “Механика и процессы управления” и приступил к работе на кафедре "Компрессоростроения" ЛПИ в должностях инженера затем м.н.с., ассистента и с 2005 г. - старшего преподавателя.

С 2017 старший научный сотрудник НИЛ "Газовая динамика турбомашин", с коллективом которой участвовал в работах по совершенствованию математических моделей рабочих процессов компрессоров и созданию ряда унифицированных модельных ступеней промышленных центробежных компрессоров, а затем в проектировании, монтаже и наладочных работах при создании экспериментального стенда нового поколения для испытания этих ступеней.

В 2020 году защитил кандидатскую диссертацию. В научной работе тяготеет к планированию и проведению физического эксперимента и его автоматизации. К научным интересам также относятся телекоммуникационные сети, дистанционное обучение и управление. По этим вопросам принимал участие в международных конференциях в Дании (1995 г.) и в Италии (1998 г.). Принимал участие в разработке концепции создания СКЦ "Политехнический" и работах по применению многоядерных, гетерогенных и распределенных вычислительных систем в научных исследованиях, преподавал на кафедре "Телематики" при ЦНИИ РТК. Доцент Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетике СПбПУ.

КРИСТИНА ВАЛЕРЬЕВНА СОЛДАТОВА



Родилась в г. Ленинграде в 1982 г. В 2004 г. защитила магистерскую работу на кафедре КВХТ. В 2007 году защитила кандидатскую диссертацию по теме «Анализ движения газа в зазоре покрывающий диск — корпус центробежной компрессорной ступени численными методами и рекомендации по проектированию» в СПбГПУ. В 2017 г. защитила докторскую диссертацию по теме «Создание математической модели проточной части центробежных компрессоров и базы данных модельных ступеней» в Казанском научно-исследовательском технологическом университете. В 2004 году получила дополнительное высшее образование по специальности «Педагог-Психолог» в СПбГПУ, в 2009 году высшее образование по направлению «Мастер делового Администрирования» (МВА) во Всемирном Технологическом Университете ЮНЕСКО, и в 2019 году профессиональное образование в области информационных технологий в Мельбурнском политехническом университете (Австралия).

С 2007 г. по 2009 – ассистент кафедры КВХТ. С 2009 г. по 2014 г. доцент кафедры КВХТ. Поставила и читала курсы лекций «Высоко и низковакуумные насосы», вела практические занятия по дисциплинам «Турбокомпрессоры», «Технология компрессоростроения», «Основы холодильной техники», «Компрессорные и холодильные станции и установки».

С 2013 г. по 2017 г. зам. председателя Ассоциации компрессорщиков и пневматиков. Соавтор трех учебных пособий для студентов и аспирантов по направлениям «Технология компрессоростроения» и «Турбокомпрессоры». Автор 4 учебных пособий по вакуумной технике. В 2014 - 2017 гг. работала старшим научным

сотрудником лаборатории «Газовая динамика турбомашин», активно участвовала в проектной и исследовательской работе. Победитель Всероссийского конкурса «Лучший проект молодого ученого» (2012), обладатель гранта Президента Российской Федерации для молодых ученых (2015), победитель конкурса на предоставление субсидий молодым ученым (2015). Соавтор более 50 статей в рейтинговых журналах и более 70-ти докладов на Международных конференциях. Член оргкомитета Международной конференции «Компрессоры и их системы» Британского общества инженеров-механиков. Специалист в области математического моделирования проточных частей центробежных компрессоров. Активный участник международного научного сотрудничества. Лауреат премии им. В.Б.Шнеппа АН Республики Татарстан 2019 г. С 2018 г. участвует в работе ЛГДТМ на основе безвозмездного сотрудничества.

АЛЕКСАНДР АЛЕКСАНДРОВИЧ ДРОЗДОВ



Александр Александрович Дроздов родился в 1988 г. в Ленинграде. В 2011 г. с отличием окончил обучение на кафедре «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» СПбПУ. Имеет степени бакалавра и магистра техники и технологии по направлению «Энергомашиностроение». Научную работу начал в период обучения в 2010 г. в должностях программиста, ассистента, инженера. В 2017 году

защитил диссертацию на соискание ученой степени кандидата технических наук по теме «Метод проектирования центробежных компрессоров с осерадиальными рабочими колесами».

Победитель конкурса грантов Правительства Санкт-Петербурга, Президента РФ, РФФ, получатель стипендии Президента РФ. Соавтор 8 свидетельств о государственной регистрации программ, более 90 статей и докладов на российских и международных конференциях (ВАК, СКОПУС, 1-2-й квартиль). Научные успехи отмечены почетной грамотой СПбПУ в 2017 и почетной грамотой Министерства образования и науки Российской Федерации в 2019 г. Лауреат премии им. В.Б. Шнеппа АН Республики Татарстан в 2019 г.

Старший научный сотрудник НИЛ «Газовая динамика турбомашин», доцент Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики, руководитель научного направления «Исследование компрессоров, компрессорных агрегатов, установок и станций». Автор учебных пособий («Расчет семейства характеристик центробежных компрессоров при помощи учебной программы РСХЦК-Г5», «Предварительное проектирование центробежных компрессоров при помощи программы ППЦК-Г8Р», «Особенности газодинамических характеристик турбокомпрессоров»).

Участник проектных и исследовательских хозяйственных работ с предприятиями промышленности АО «Климов», ОАО «Искра-Авигаз», ОКБ имени А.Люльки ФЦП и др. Специалист по газовой динамике турбокомпрессоров. Владеет методами программирования, инженерными методами оптимального проектирования и расчета, современными методами CFD-расчетов.

В 2021 г. защитил диссертацию на соискание ученой степени доктора технических наук «Разработка математической модели расчёта и проектирования центробежных компрессоров на основе расчетно-экспериментальных исследований и ее практическое применение». Доцент Высшей школы энергетического машиностроения института энергетики СПбПУ, руководитель научного направления «Исследование компрессоров, компрессорных агрегатов, установок и станций».

ОЛЬГА АЛЕКСАНДРОВНА СОЛОВЬЁВА



В 2006 - 2012 гг. проходила обучение в Санкт-Петербургском государственном политехническом университете. Получила степени бакалавра техники и технологии по направлению «Энергомашиностроение» и магистра техники и технологии по направлению «Энергомашиностроение». В 2012 -2015 гг. аспирант СПбГПУ по специальности 05.04.06 «Вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы». В 2018 году защитила кандидатскую диссертацию на тему: «Математическая модель для расчета газодинамических характеристик и оптимизации безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней» по специальности 05.04.06.

В 2014 - 2016 гг. инженер-конструктор АО «Силовые машины» (Ленинградский металлический з-д), владеет цифровыми методами проектирования турбомашин. В настоящее время старший научный сотрудник ЛГДТМ, старший преподаватель Инженерно-строительного института.

Победитель конкурса грантов Правительства Санкт-Петербурга и Правительства Российской Федерации. Получатель стипендии Президента РФ и Правительства Российской Федерации. В 2019 году награждена почетной грамотой СПбПУ за высокий профессионализм и качество выполняемой работы. В 2020 г. награждена почетной грамотой Министерства образования и науки Российской Федерации. Награждена нагрудным знаком Минобрнауки России «Молодой ученый» в 2022т г.

Автор 50 статей и докладов на российских и международных конференциях (ВАК, СКОПУС, 1-2 квартиль), патента на полезную модель («Безлопаточный диффузор малорасходной центробежной компрессорной ступени»), авторского свидетельства на компьютерную программу («Программа для анализа пространственного потока осевых ступеней»), 5 учебных пособий («Расчет семейства характеристик центробежных компрессоров при помощи учебной программы РСХЦК-Г5», «Механика жидкости, специальный курс», «Программный пакет MATLAB. Вычислительные методы и визуализация данных», «Предварительное проектирование центробежных компрессоров при помощи программы ППЦК-Г8Р», «Особенности газодинамических характеристик турбокомпрессоров»).

Специалист по газовой динамике турбокомпрессоров. Владеет инженерными методами оптимального проектирования и расчета, исследовательскими методами вычислительной газовой динамики, навыками компьютерного программирования, компьютерного конструирования. Доцент Высшей школы энергетического машиностроения института энергетики СПбПУ.

ЛЮБОВЬ НИКОЛАЕВНА МАРЕНИНА



В 2005 - 2012 гг. проходила обучение в Санкт-Петербургском государственном политехническом университете. Получила степени бакалавра и магистра техники и технологии по направлению «Энергомашиностроение». В 2012 - 2015 гг. аспирант СПбГПУ по специальности 05.04.06 «Вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы».

Лауреат конкурсов грантов Правительства Санкт-Петербурга для студентов, аспирантов, молодых ученых, молодых кандидатов наук 2012, 2013, 2014, 2015, 2020, 2021 гг.; лауреат конкурса грантов для выдающихся аспирантов СПбПУ 2014 г; получатель стипендии Президента и Правительства Российской Федерации аспирантам образовательных организаций высшего образования, соответствующим приоритетным направлениям модернизации и технологического развития экономики России, на 2014/15 -2015/16 учебные года.

Соавтор более 30 статей и докладов на российских и международных конференциях (ВАК, СКОПУС, 1-2 кварталы). Ведущий инженер ЛГДТМ. Участник проектных и исследовательских хозяйственных работ с предприятиями промышленности АО «Климов», ОАО «Искра-Авигаз», ОКБ имени А. Льюльки ФЦП и др.

В 2021 г. защитила диссертацию на соискание учёной степени к.т.н. «Исследование течения газа в обратно-направляющих аппаратах центробежных компрессоров методами вычислительной газодинамики, разработка рекомендаций для первичного проектирования».

Награждена благодарностью Министерства науки и высшего образования РФ за «значительный вклад в развитие сферы образования и многолетний добросовестный труд». Специалист по газовой динамике турбокомпрессоров. Владеет инженерными методами оптимального проектирования и расчета, современными методами CFD-расчетов и многопараметрической оптимизации проточных частей турбомашин. Старший преподаватель Высшей школы энергетического машиностроения института энергетики СПбПУ.

4.4 Признание научной школы турбокомпрессостроения профессиональным сообществом

Международная премия имени В.Б.Шнеппа. Факт признания достижений и вклада школы компрессорным сообществом подтверждает присуждение Международной премии в области компрессоростроения имени Заслуженного деятеля науки и техники РФ докт. техн. наук, профессора Владимира Борисовича Шнеппа . Премия присуждена лаборатории «Газовая динамика турбомашин» СПбПУ за работу «Развитие научной школы турбокомпрессоростроения ЛПИ – СПбПУ Петра Великого, результаты сотрудничества с компрессоростроителями».

Эта международная премия присуждается один раз в 2 года Академией наук Республики Татарстан за значительные разработки, научные труды, научные открытия и изобретения в области компрессоростроения. Представленные на конкурс работы проходят

тщательное рецензирование авторитетными специалистами и утверждаются специально образованным комитетом.

В 2019 г. премия, диплом и почетная медаль за работу «Развитие научной школы турбокомпрессоростроения ЛПИ-СПбПУ Петра Великого, результаты сотрудничества с компрессоростроителями» вручены Ю.Б.Галеркину, А.Ф.Рекстину, К.В.Солдатовой, А.А. Дроздову, Ю.А.Попову (научно-исследовательская лаборатория «Газовая динамика турбомашин» ЦНТИ СПбПУ Петра Великого).

АННОТАЦИЯ

работы, представленной на соискание Международной премии в области компрессоростроения имени Заслуженного деятеля науки и техники РФ докт. техн. наук, профессора Шнеппа Владимира Борисовича (2019 г.)

Название работы:

«Развитие научной школы турбокомпрессоростроения ЛПИ – СПбПУ Петра Великого, результаты сотрудничества с компрессоростроителями»

Ю.Б. Галеркин, А.Ф. Рекстин, К.В. Солдатова, А.А. Дроздов, Ю.А. Попов,
Научно-исследовательская лаборатория «Газовая динамика турбомашин» СПбПУ Петра Великого

СОДЕРЖАНИЕ

- 1 Предыстория
- 2 Научно-исследовательская лаборатория «Газовая динамика турбомашин»
- 3 Развитие Метода универсального моделирования
 - 3.1 Развитие математической модели потерь центробежного компрессора
 - 3.2 Развитие математической модели теоретического напора
 - 3.3 Возможности новых компьютерных программ Метода универсального моделирования
- 4 Моделирование газодинамических характеристик центробежных компрессоров при неадиабатическом сжатии
 - 5 Работы по газовой динамике осевых компрессоров
 - 6 Применение методов вычислительной газодинамики (CFD)
 - 7 Результаты сотрудничества с промышленными предприятиями.



Аннотация работы и диплом премии им. В.Б.Шнеппа для коллектива сотрудников ЛГДТМ

Премия была вручена в рамках 18-й Международной научно-технической конференции, проведенной Ассоциацией компрессорщиков и пневматиков на базе НИИ Турбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа, г.Казань, 27 июня 2019 г.



18-ю МНТК открывает Председатель оргкомитета, председатель Ассоциации компрессорщиков и пневматиков, член-корреспондент Академии наук Республики Татарстан профессор, доктор технических наук Ибрагим Габдулхакович Хисамеев



В зале пленарного заседания 18-й МНТК



Премия имени В.Б.Шнеппа авторам работы - профессору Ю.Б.Галеркину и ведущему научному сотруднику А.Ф.Рекстину вручает член-корреспондент Академии наук Республики Татарстан Ибрагим Габдулхакович Хисамеев



Ю.Б. Галеркин и А.Ф.Рекстин благодарят комитет премии имени В.Б.Шнеппа за высокую оценку работы НИЛ «Газовая динамика турбомашин»

Благодарность индустриального партнера за высокоэффективные надежные проекты



Благодарность индустриального партнера АО «Турбохолд» за высокоэффективный проект компрессора ТК18 и ранее выполненные проекты. ТДА поставлен зарубежному заказчику. Подчеркивается, что проекты по Методу универсального моделирования Ю.Б. Галеркина подтверждают проектные показатели без обязательной ранее экспериментальной доводки

Весной 2022 г. в СПбПУ было введено звание «Почетный работник СПбПУ». По представлению Института энергетики в марте 2022 г. оно было присвоено профессору ИЭ заведующему НИЛ «Газовая динамика турбомашин» Ю.Б. Галеркину. Информация с новостной ленты СПбПУ – документы и медаль вручает 1-й проректор СПбПУ чл-корр. РАН В.В. Сергеев. Информация с новостной ленты СПбПУ петитом:

Заведующий НИЛ «Газовая динамика турбомашин» Центра НТИ проф. Ю.Б. Галеркин награжден званием Почётного работника СПбПУ



Заведующий научно-исследовательской лабораторией «Газовая динамика турбомашин» Центра НТИ СПбПУ, д.т.н., профессор **Юрий Галеркин** награжден званием Почётного работника Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.

В стенах СПбПУ Юрий Борисович работает с 1957 года. 65 лет своей деятельности он посвятил исследованиям в области компрессоров динамического действия, компрессоров объемного действия и вакуумной техники.

Сейчас лаборатория «Газовая динамика турбомашин» под руководством профессора Галеркина входит в состав Центра НТИ СПбПУ. Группа ученых продолжает совершенствовать методы проектирования и расчета, которые включают разработку и валидацию математических моделей с целью достижения высокого уровня адекватности реальным объектам и реальным процессам.

Сотрудники лаборатории выполняют разработку и проектирование компрессоров по заданиям предприятий-лидеров

высокотехнологичной промышленности, а также готовят специалистов высшей квалификации. Общее количество изготовленных центробежных компрессоров по проектам, разработанным под руководством проф. Галеркина, – около 400 шт. общей мощностью 5,5 млн. кВт. Получены уникальные рекордные характеристики, например, КПД перспективного компрессора мощностью 32 000 кВт доведен до рекордных 90%.

В числе заказчиков и партнеров лаборатории – крупнейшие компании и научно-образовательные организации: ОАО «Газпром», АО «Объединенные газопромышленные технологии «Искра-Авигаз»», АО «Балттурбоком», ОАО «Турбохолод», ОАО «Климов», АО НПО «Компрессор», ЗАО «НИИ Турбокомпрессор» им. В.Б. Шнеппа, City University London, Leibniz Universitat Hannover, МГТУ им. Н. Э. Баумана, Омский государственный технический университет, УрФУ имени первого Президента России Б.Н. Ельцина и др.

Заведующий НИЛ **Юрий Галеркин** награжден многочисленными наградами за значительные достижения в профессиональной сфере, среди которых международная премия имени В.Б. Шнеппа за работу «Развитие научной школы турбокомпрессоростроения ЛПИ – СПбПУ Петра Великого. Результаты сотрудничества с компрессоростроителями».

• *«Юрий Борисович Галеркин несколько десятков лет своей плодотворной деятельности посвятил отечественному турбокомпрессоростроению и достиг выдающихся результатов. Под его научным руководством подготовили и защитили диссертации более 20 аспирантов и соискателей, четверо из которых позже стали докторами наук.*

Научная группа профессора Галеркина в период 2018-2021 гг. опубликовала более 50 статей в высокорейтинговых международных научных журналах, в том числе в журналах первого (Q1) и второго (Q2) квартилей. Очень важно, что в структуре Центра НТИ СПбПУ собрались выдающиеся ученые-разработчики такого уровня, как Юрий Борисович», – прокомментировал награждение званием Почётного работника СПбПУ Юрия Галеркина проректор по цифровой трансформации Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (СПбПУ), руководитель Научного центра мирового уровня СПбПУ «Передовые цифровые технологии», Центра компетенций НТИ СПбПУ «Новые производственные технологии» и Инжинирингового центра (CompMechLab[®]) СПбПУ **Алексей Боровков**.

Юрий Галеркин является Заслуженным работником высшей школы Российской Федерации и Почетным председателем Ассоциации компрессорщиков и пневматиков.

5 НАУЧНЫЕ И ПРОЕКТНЫЕ РАБОТЫ НАУЧНОЙ ШКОЛЫ ТУРБОКОМПРЕССОРОСТРОЕНИЯ В 2010 - 2022 гг.

Представленные материалы составлены на основании публикаций и докладов сотрудников Научной школы и в большей части повторяют ранее опубликованное в Трудах научной школы компрессоростроения СПбПУ (Ю.Галеркин, 2020 г.). Руководителем и участником всех представленных исследований был Ю.Б.Галеркин. Его фамилия не указывается. Приведены фамилии исполнителей- членов Научной школы и ученые, сотрудничавшие с Научной школой.

5.1 Развитие приемов оптимального проектирования

Новая статистическая модель предварительной оценки КПД компрессора. Для вариантного расчета и аналитических расчетов. (исполнители А.Рекстин, Е.Попова, А.Уцеховский).

Порядок газодинамического проектирования центробежного компрессора, который обеспечивают компьютерные программы Метода универсального моделирования: вариантный расчет, первичное проектирование, оптимизация проточной части, расчет семейства характеристик.

Установленные ТЗ параметры компрессора могут быть обеспечены практически неисчислимым количеством вариантов компрессора. В общем случае предметом выбора для проектировщика являются:

- количество валов, на которых установлены рабочие колеса ступеней,
- количество ступеней на валу,
- число оборотов вала в минуту,
- количество промежуточных охлаждений,
- диаметры рабочих колес,
- типы рабочих колес (радиальные или осерадиальные),
- типы диффузоров (лопаточные, безлопаточные).

Для расчета основных размеров и КПД каждого из вариантов надо знать КПД его ступеней. Согласно Методу, два коэффициента – параметра проектирования определяют размеры проточной части ступени. Это коэффициент расхода и коэффициент теоретического напора на расчетном режиме:

$$\Phi_{\text{расч}} = \left(\frac{\bar{m}_{\text{расч}}}{\rho_0 \cdot \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2} \right)_{\text{расч}}, \quad \Psi_{\text{Трасч}} = (c_{u2} / u_2)_{\text{расч}} \cdot$$

Диаметр РК определяет коэффициент расхода на расчетном режиме. Относительный диаметр входа в РК также определяет коэффициент расхода, а вместе с коэффициентом напора от определяет высоту лопаток и подобно этому, все остальные размеры:

$$\bar{D}_{0wmin} = \sqrt[2]{\bar{D}_{вт}^2 + 2^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\Phi_{расч}}{\rho_1' \tau_1} \right)^{\frac{2}{3}}}, \quad \bar{b}_2 = \left\{ \frac{\Phi_{расч}}{4 \frac{\rho_2}{\rho_0} \left[(\bar{w}_1 \dot{w})^2 - (1 - \psi_{Tрасч})^2 \right]} \right\}_{расч}$$

Раз эти параметры определяют размеры, значит они же определяют и КПД. Е.Попова еще в 1992 г. предложила формулу для оценки КПД по газодинамическим параметрам проектирования $\Phi_{расч}$, $\Phi_{расч}$, втулочному отношению $\bar{D}_{вт}$ и критериям подобия. Она оптимально спроектировала Методом универсального моделирования 2000 центробежных ступеней, и их КПД аппроксимирован системой алгебраических уравнений. На основе этой аппроксимации расчетного эксперимента программа вариантного расчета использовалась до середины 2010-х гг. Модель несколько устарела, так как более совершенные современные приемы проектирования повысили КПД ступеней. Кроме того, накопились экспериментальные данные для верификации модели. Е.Попова и А.Рекстин с участием А.Уцеховского, К.Солдатовой предложили новую версию модели:

$$\eta_{расч}^* = 1 - X_1 K_\Phi K_{\psi_T} K_{D_{вт}} K_{M_u} + \Delta\eta_{лд} - \Delta\eta_{вт}, \quad \text{где}$$

$$K_\Phi = 1 + X_2 \left[X_3 (0,085 - \Phi_{расч}) \right]^{X_4},$$

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

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

$$\Delta\eta_{лд} = X_{19} (\psi_{Tрасч} - 0,50)^{X_{20}}.$$

Ниже приведен пример одного из способов верификации новой упрощенной модели. В таблице η_{max}^* - КПД ступени по математической обработке результатов заводских испытаний компрессоров газовой промышленности с мощностью до 25 000 кВт, выполненной К.Солдатовой. Об этой работе подробнее в одном из разделов ниже. В последней колонке $\eta_{ум}^*$ - КПД, рассчитанный по статистической (упрощенной) модели:

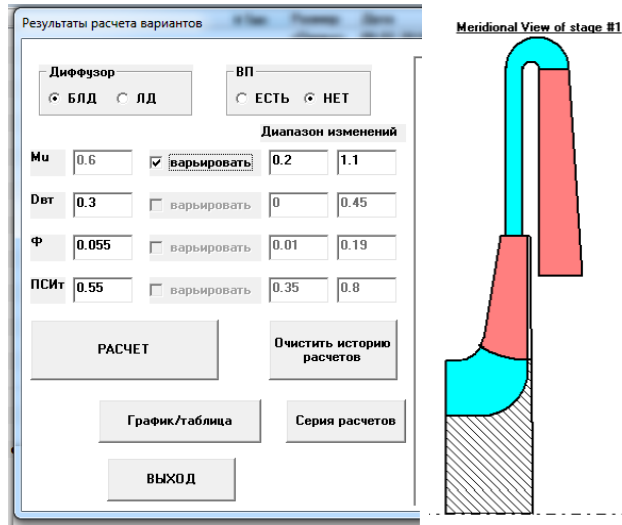
Параметры модельных ступеней семейства 21CV и их рассчитанный КПД
по упрощенной математической модели $\eta_{\text{УМ}}^*$

№	Ступень	$\Phi_{\text{опт}}$	$\Psi_{\text{Топт}}$	$\bar{D}_{\text{вт}}$	η_{max}^*	$\eta_{\text{УМ}}^*$
1	В 020/842 ЛД	0,0202	0,8421	0,335	0,7303	0,7217
2	В 039/581	0,0394	0,5809	0,3405	0,809	0,8074
3	В 040/569	0,0395	0,5689	0,339	0,819	0,8080
4	В 040/590	0,04	0,5902	0,35	0,786	0,8078
5	В 041/518	0,0411	0,5184	0,371	0,835	0,8078
6	В 043/579	0,0434	0,579	0,344	0,822	0,8163
7	В 047/523	0,0471	0,5225	0,279	0,858	0,8268
8	В 047/491	0,0473	0,4905	0,29	0,853	0,8270
9	В 052/569	0,0513	0,5686	0,339	0,818	0,8311
10	В 052/722	0,0519	0,722	0,37	0,7642	0,8252
11	В 054/491	0,0535	0,4909	0,279	0,86	0,8374
12	В 054/687	0,0544	0,687	0,322	0,813	0,834
13	В 056/650	0,0561	0,6495	0,314	0,808	0,8379
20	В 059/445	0,0586	0,4452	0,337	0,842	0,8372
21	В 059/495	0,0594	0,4948	0,287	0,856	0,8434
22	В 059/462	0,0596	0,4622	0,323	0,873	0,8399
23	В 067/448	0,0676	0,4484	0,258	0,863	0,8483
24	П 023/383	0,0226	0,3832	0,409	0,807	0,7434
25	П 023/384	0,0232	0,3836	0,466	0,787	0,7545
26	П 026/371	0,0256	0,3708	0,483	0,791	0,7625
27	П 028/379	0,0279	0,3796	0,378	0,826	0,7839
28	П 035/561 ЛД	0,0348	0,5608	0,35	0,807	0,8090
29	П 037/551	0,037	0,5512	0,35	0,815	0,8149
30	П 041/571	0,0414	0,571	0,3405	0,849	0,8266
31	П 042/463	0,0416	0,4628	0,371	0,868	0,8264
32	П 042/520	0,042	0,5204	0,344	0,85	0,8294
33	П 042/561	0,0424	0,5607	0,3405	0,844	0,294
34	П 043/546	0,0426	0,546	0,339	0,856	0,8305
35	П 043/467	0,043	0,4674	0,371	0,869	0,8298
36	П 044/555	0,0443	0,5554	0,35	0,821	0,8331
37	П 045/470	0,0446	0,4696	0,371	0,872	0,8334
38	П 045/699	0,0455	0,6991	0,37	0,801	0,8266
39	П 046/565	0,0458	0,5645	0,344	0,859	0,8365
40	П 056/598	0,0561	0,5977	0,34	0,854	0,8530
41	П 056/451	0,0563	0,4506	0,323	0,886	0,8571
42	П 059/52	0,059	0,5196	0,339	0,876	0,8590
43	П 061/635	0,061	0,6345	0,314	0,874	0,8590

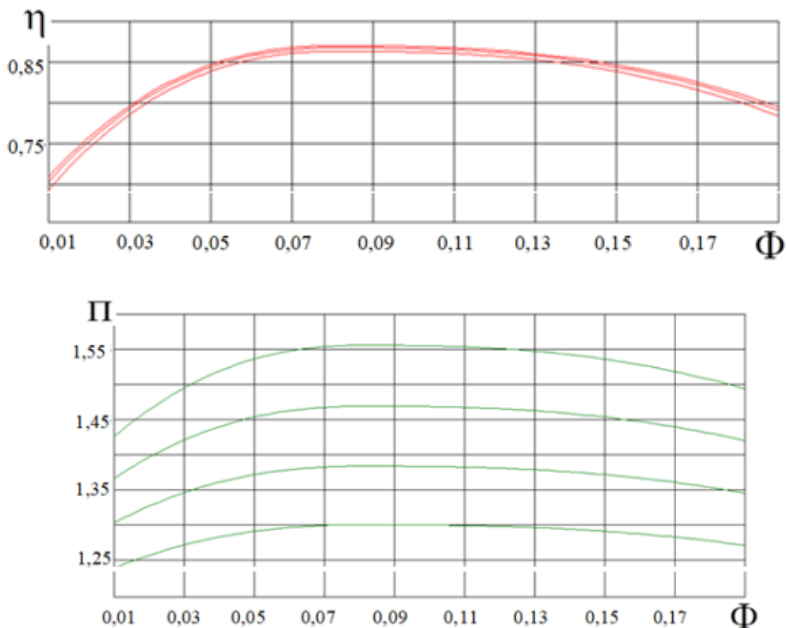
№	Ступень	$\Phi_{\text{опт}}$	$\Psi_{\text{Tопт}}$	$\bar{D}_{\text{вт}}$	η_{max}^*	$\eta_{\text{ум}}^*$
44	П 061/482	0,0612	0,4824	0,287	0,891	0,8649
45	П 063/418	0,0627	0,4184	0,337	0,876	0,8631
46	П 063/441	0,0633	0,4411	0,323	0,888	0,8645
47	П 065/646	0,0651	0,646	0,322	0,838	0,8615
48	П 066/458	0,0664	0,4583	0,258	0,879	0,8708
49	К 023/379	0,0231	0,3793	0,45	0,783	0,7561
50	К 028/829 ЛД	0,0287	0,8289	0,335	0,8253	0,7947
51	К 033/593 ЛД	0,033	0,5927	0,35	0,76	0,8031
52	К 037/604	0,0371	0,6035	0,3405	0,806	0,8137
53	К 038/556	0,0377	0,556	0,3	0,824	0,8210
54	К 038/582	0,0382	0,5824	0,339	0,813	0,8179
55	К 040/542	0,0398	0,5411	0,344	0,818	0,8240
56	К 040/460	0,0404	0,4603	0,371	0,842	0,8234
57	К 041/575	0,0415	0,575	0,339	0,799	0,8268
58	К 042/691	0,0426	0,691	0,37	0,8109	0,8203
59	К 043/504	0,0434	0,5037	0,326	0,842	0,8343
60	К 044/464	0,0444	0,4638	0,29	0,848	0,8393
61	К 045/700	0,0454	0,6998	0,322	0,802	0,8302
62	К 047/495	0,0474	0,4951	0,326	0,854	0,8427
63	К 048/451	0,0478	0,4509	0,323	0,876	0,8427
64	К 053/612	0,0532	0,6115	0,34	0,866	0,8483
65	К 059/479	0,0593	0,4788	0,301	0,855	0,8621
66	П ХХХ3-Т	0,0104	0,726	0,321	0,690	0,681

Обращает внимание значительное различие в КПД ступеней серии 21CV при близких параметрах проектирования, например, ступени №№ 29 и 30 и №№ 40 и 41. На КПД всасывающих и концевых ступеней сильно влияют размеры и форма входного и выходного патрубков, которые могут быть разными у разных компрессоров. Ступень №66 – это модельная ступень фирмы Кларк. Она не принадлежит к семейству 212CV. У ступеней разных компрессоров была разная радиальная протяженность безлопаточных диффузоров, что тоже влияет на КПД. Пониженный КПД ступени №51 – от компрессора по неизвестному газодинамическому проекту, возможно, неудачному. Перечисленные факторы не учитываются приближенной математической моделью. Тем не менее, в большинстве случаев невязка измеренного и рассчитанного КПД близка к $\pm (1,0 - 1,5)\%$, что вполне достаточно для целей вариантного расчета и предварительного анализа.

Новая модель использована в демонстрационной программе для оценки параметров проектирования ступеней – информация на рисунках:



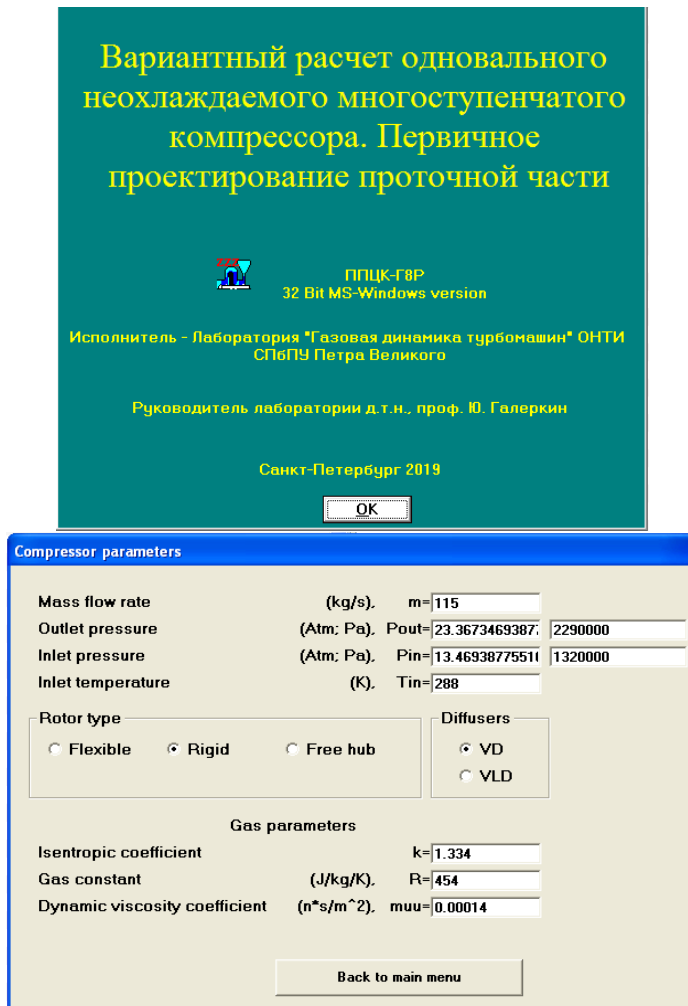
Слева - меню управления программой «Расчет КПД и отношения давлений центробежных компрессорных ступеней в зависимости от параметров проектирования». Справа - меридиональная проекция проточной части ступени промежуточного типа с БЛД



Влияние параметров проектирования на КПД и отношение давлений. Серии ступеней с коэффициентами теоретического напора $\psi_{T \text{ расч}} = 0,4,$

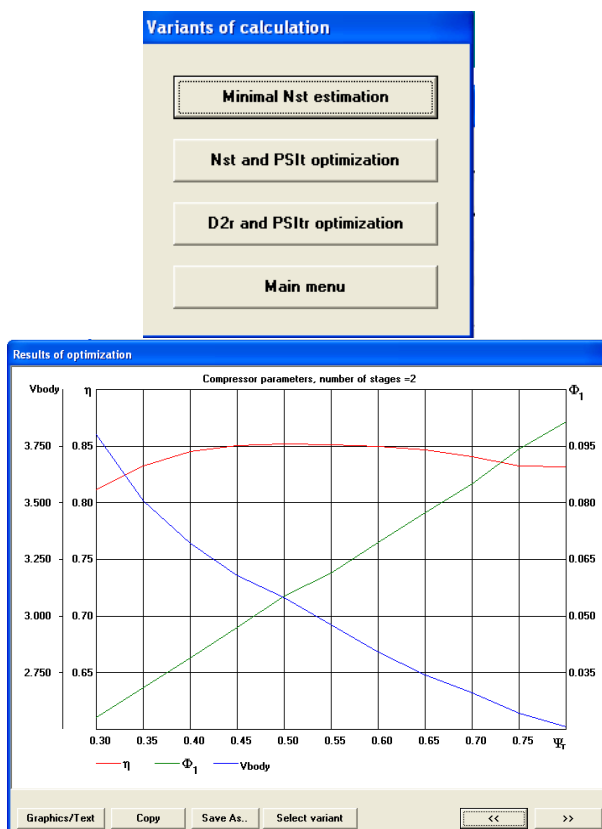
$$0,5, 06, 0,7. M_u = 0,75, \bar{D}_{\text{вТ}} = 0,325$$

Главное назначение упрощенной модели - мгновенно рассчитать КПД ступени, не прибегая к профилированию проточной части. Это открывает возможность провести сопоставление любого нужного количества вариантов компрессора. На рисунке показана заставка и меню ввода параметров компрессора программы вариантного расчета.



Заставка и меню ввода программы для оптимального проектирования одновального компрессора без промежуточного охлаждения

На следующем рисунке показано меню вариантного расчета компрессора и пример графического представления результатов.



Меню вариантного расчета компрессора (сверху) и пример графического представления результатов (снизу)

Возможны три способа расчета вариантов:

- при свободном выборе частоты вращения пользователь выбирает коэффициент расхода первой ступени, коэффициент напора ступеней и устанавливает предельно допустимую окружную скорость. Программа итерационно рассчитывает вариант с наименьшим числом ступеней,
- при заданных оборотах ротора программа рассчитывает варианты с коэффициентами теоретического напора в пределах 0,30 - 0,80 и с разным количеством ступеней,
- в первых двух случаях у ступеней одинаковые диаметры РК и коэффициенты напора. В третьем случае при выбранном числе оборотов, количестве ступеней и коэффициенте напора первой ступени пользователь выбирает соотношение диаметров и коэффициентов напора разных ступеней.

На рисунке ниже - примеры расчета вариантов представлены в табличном виде.

Results of optimization

PSIt	ETAcomp	ETA1st	ETAlast	Nconsumpt	D2	F1st	FLast	Vbody	U2
0.6500	0.8114	0.8114	0.8114	1.130E+04	1.2078	0.0262	0.0262	3.700E+00	379.51
0.7000	0.8141	0.8141	0.8141	1.130E+04	1.1639	0.0293	0.0293	3.580E+00	365.71
0.7500	0.8149	0.8149	0.8149	1.130E+04	1.1244	0.0325	0.0325	3.470E+00	353.31
0.8000	0.8138	0.8138	0.8138	1.130E+04	1.0887	0.0358	0.0358	3.380E+00	342.01
Number of stages= 2									
0.3000	0.8118	0.8090	0.8148	1.130E+04	1.2572	0.0232	0.0191	3.800E+00	395.01
0.3500	0.8289	0.8286	0.8373	1.090E+04	1.1423	0.0311	0.0251	3.510E+00	358.51
0.4000	0.8450	0.8387	0.8518	1.070E+04	1.0591	0.0389	0.0318	3.320E+00	332.71
0.4500	0.8506	0.8420	0.8599	1.060E+04	0.9941	0.0470	0.0385	3.180E+00	312.31
0.5000	0.8518	0.8416	0.8627	1.060E+04	0.9415	0.0553	0.0454	3.080E+00	295.81
0.5500	0.8510	0.8410	0.8619	1.060E+04	0.9089	0.0615	0.0503	2.960E+00	285.51
0.6000	0.8495	0.8397	0.8601	1.060E+04	0.8728	0.0694	0.0568	2.840E+00	274.21
0.6500	0.8469	0.8370	0.8577	1.060E+04	0.8421	0.0773	0.0632	2.740E+00	264.61
0.7000	0.8409	0.8279	0.8501	1.070E+04	0.8157	0.0851	0.0696	2.660E+00	256.31
0.7500	0.8324	0.8161	0.8501	1.070E+04	0.7885	0.0942	0.0770	2.570E+00	247.71
0.8000	0.8317	0.8248	0.8391	1.090E+04	0.7691	0.1015	0.0831	2.510E+00	241.61
Number of stages= 3									
0.3000	0.8428	0.8239	0.8511	1.070E+04	0.9988	0.0463	0.0356	3.260E+00	313.81
0.3500	0.8465	0.8241	0.8587	1.060E+04	0.9212	0.0591	0.0454	3.110E+00	289.41
0.4000	0.8472	0.8250	0.8598	1.060E+04	0.8713	0.0698	0.0536	2.960E+00	273.71
0.4500	0.8452	0.8197	0.8596	1.070E+04	0.8254	0.0821	0.0630	2.820E+00	259.31
0.5000	0.8437	0.8291	0.8521	1.070E+04	0.7843	0.0957	0.0734	2.700E+00	246.51
0.5500	0.8433	0.8300	0.8496	1.070E+04	0.7492	0.1098	0.0842	2.600E+00	235.41
0.6000	0.8465	0.8296	0.8560	1.060E+04	0.7171	0.1252	0.0961	2.510E+00	225.31
0.6500	0.8439	0.8278	0.8529	1.070E+04	0.6907	0.1401	0.1075	2.430E+00	217.01
0.7000	0.8401	0.8249	0.8488	1.070E+04	0.6677	0.1551	0.1191	2.370E+00	209.81
0.7500	0.8352	0.8207	0.8436	1.080E+04	0.6474	0.1701	0.1307	2.310E+00	203.41
0.8000	0.8293	0.8153	0.8373	1.090E+04	0.6296	0.1850	0.1422	2.260E+00	197.81

Graphics/Text Font Select variant

Result of calculation

#	Stage	F	Hs	D2	PSIt	Reu	ETA
1	2D+VD	0.0626	0.3397	0.5679	0.4500	2.830E+07	0.8514
2	2D+VD	0.0600	0.3366	0.5679	0.4500	2.950E+07	0.8640
3	2D+VD	0.0576	0.3335	0.5679	0.4500	3.080E+07	0.8643
4	2D+VD	0.0552	0.3306	0.5679	0.4500	3.210E+07	0.8646
5	2D+VD	0.0530	0.3277	0.5679	0.4500	3.340E+07	0.8648
6	2D+VD	0.0510	0.3248	0.5679	0.4500	3.480E+07	0.8649

Compressor efficiency, $\eta_{\text{тс}}=0.8622$
 Hub ratio, $D_{\text{hub}}=0.3000$
 RPM, $n=5000.00$ 1/min
 Power consumption, $N=4839.38$ kW
 Tip speed, $U_2=149.67$ m/s
 Body volume, $V_{\text{б}}=1.1418+00$ m³

Class Font Another variant Optimization

Примеры результатов расчета вариантов при заданном числе оборотов ротора. Сверху – параметры автоматически рассчитанных вариантов. Снизу – параметры выбранного пользователем варианта

Первичное проектирование. (Исполнитель А.Рекстин)

Набор приемов для первичного определения размеров проточной части по Методу универсального моделирования сформулирован Ю.Б.Галеркиным в его совместной с К.П. Селезневым монографии «Центробежные компрессоры» 1982 г. В книгу «Турбокомпрессоры» Ю.Б.Галеркин внес коррективы с учетом опыта проектирования. Тем не менее, для получения заданного отношения давлений при заданном КПД и обеспечения возможно более высокого КПД на последнем этапе – оптимальное проектирование – требовались значительные коррективы. А.Ф.Рекстин решил задачу приближения предварительного проекта к окончательному. Для этого им были предприняты собственные детальные исследования и обобщены результаты коллег по ЛГДТМ.

Первичное проектирование рабочих колес. На рисунке показаны размеры рабочих колес, которые следует определить при первичном проектировании. Кроме этого, надо определить число и форму лопаток.

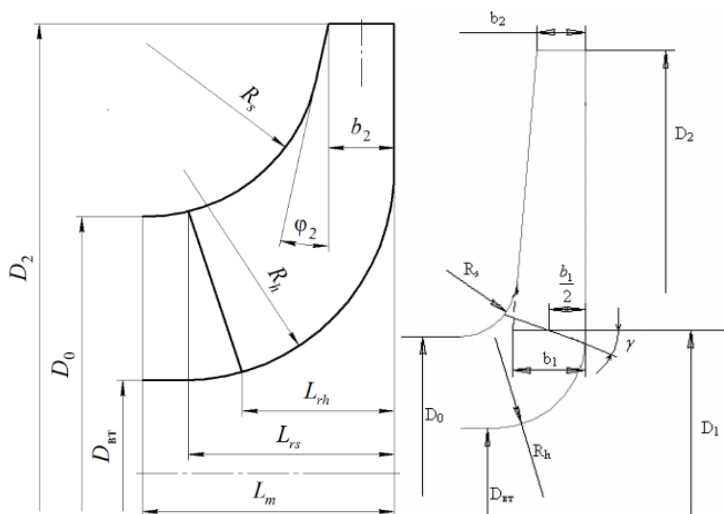


Схема и размеры рабочего колеса в меридиональной плоскости. Слева – ОРК, справа – РПК

Для решения задачи в диапазоне практически важных значений параметров проектирования $\Phi_{\text{расч}} = 0,015 - 0,15$, $\psi_{\text{Т расч}} = 0,40 - 0,70$, $\bar{D}_{\text{вр}} = 0,25 - 0,40$ выполнены оптимальные проекты 124 рабочих колес радиального и осерадиального типа.

Объекты расчетного анализа

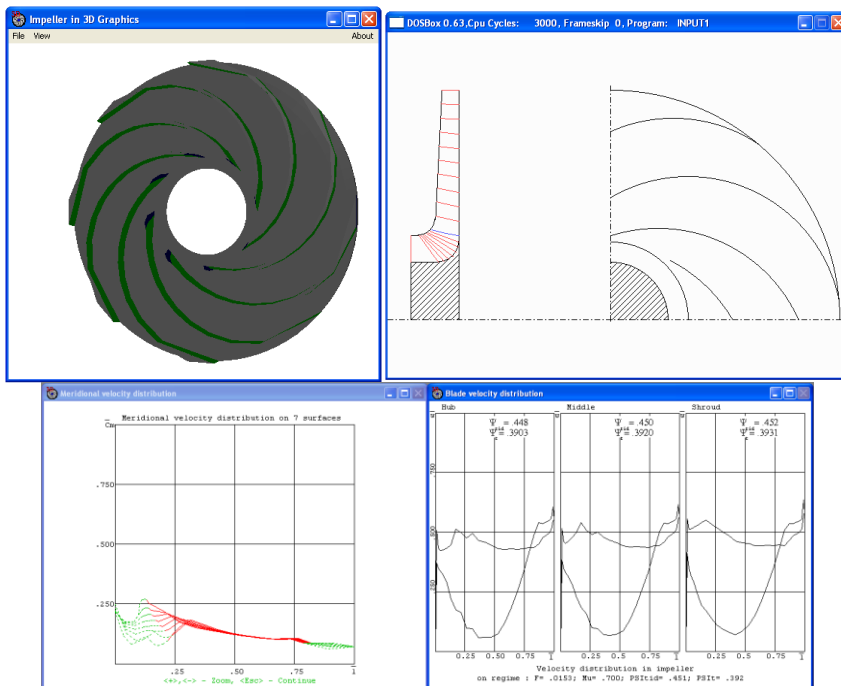
$\Phi_{\text{расч}}$	0,0015	0,0228	0,0346	0,0526	0,080	0,0936	0,1095	0,128	0,15
Φ_0	0,0015	0,0231	0,0349	0,0529	0,08032	0,09363	0,1098	0,1283	0,1503
$\psi_{\text{Т расч}} = 0,40$	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35
	0,40	0,40	0,40	0,40	-	-	-	-	-
$\psi_{\text{Т расч}} = 0,482$	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35
	0,40	0,40	0,40	0,40	-	-	-	-	-
$\psi_{\text{Т расч}} = 0,581$	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35
	0,40	0,40	0,40	0,40	-	-	-	-	-
$\psi_{\text{Т расч}} = 0,70$	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35
	0,40	0,40	0,40	0,40	-	-	-	-	-

Ряд втулочных отношений $\bar{D}_{\text{вр}} = 0,25, 0,30, 0,35$ и $0,40$

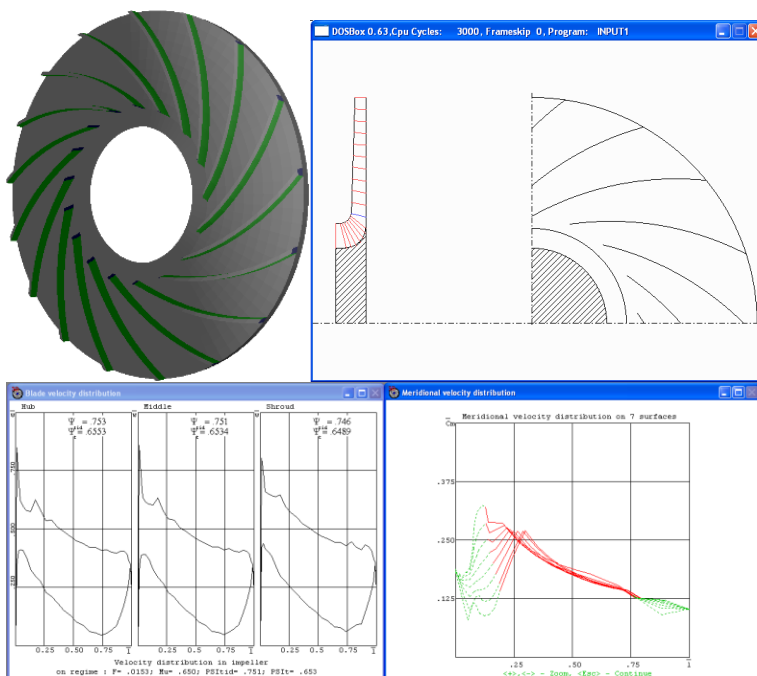
Особого внимания потребовали малорасходные радиальные рабочие колеса с $\Phi_{\text{расч}} < 0,030$. Исследование обтекания лопаток невязким квазитрехмерным потоком позволило предложить такие приемы проектирования малорасходных РРК:

- минимально допустимое значение входного угла лопаток $\beta_{\text{л1}} = 22,5^\circ$,
- как правило, проектирование выполняется так, чтобы безударное обтекание лопаток имело место $\Phi_{\text{расч}}$. для малорасходных РРК возможен отход от этого правила. Допустимое отношение $\Phi_{\text{вы}} / \Phi_{\text{расч}} \leq 1,285$. Условие выполняется выбором высоты лопаток на входе,
- минимально допустимое значение выходного угла лопаток 16° ,
- выбором относительной высоты лопаток на выходе достигается нужное значение $\Psi_{\text{Т расч}}$,
- дуговые лопатки неэффективны. Подобраны аппроксимирующие формулы для коэффициентов формы средней линии лопаток А, В, при которых диаграммы скоростей демонстрируют наилучшие условия течения.

На рисунках показаны первичные проекты до, и после корректировки методики.



Программа ЗДМ.023. Форма и диаграммы скоростей РРК 0015-040-025П (пример стандартного профилирования)

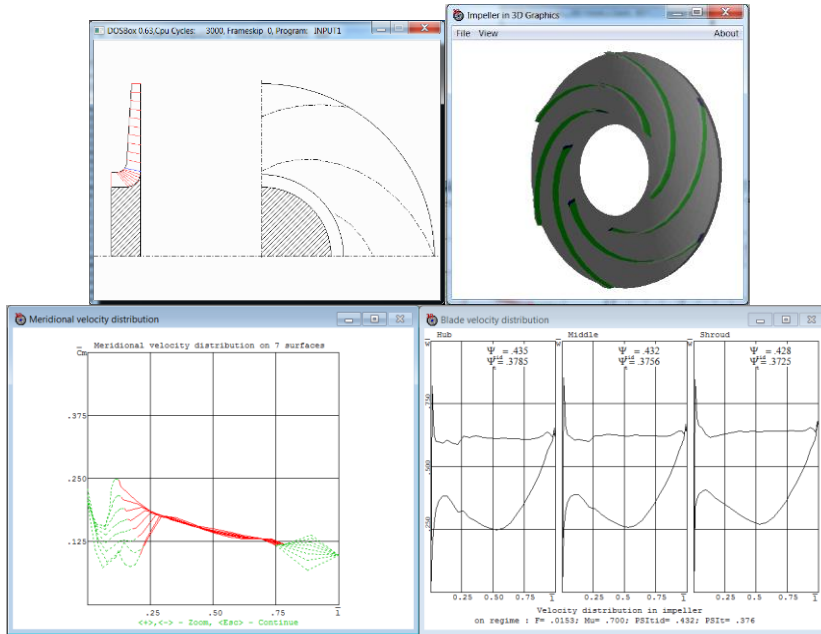


Программа ЗДМ.023. Меридиональная форма и форма лопаточных аппаратов РРК-0015-0683-0331, диаграммы скоростей после корректировки первичного проектирования

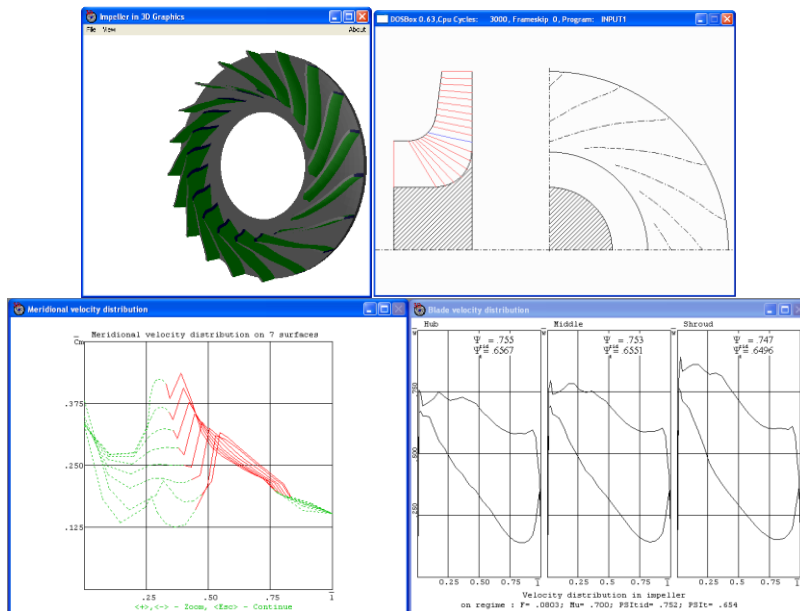
Среднерасходные РРК с $\Phi_{расч} = 0,030 - 0,080$ эффективно оптимизированы по стандартной методике Метода универсального моделирования. Для единообразного подхода с малорасходными колесами, для всех РРК найдены оптимальные значения коэффициентов формы средней линии лопаток А, В, хотя в некоторых случаях дуговые лопатки могут не уступать по эффективности.

При оптимальном проектировании ОРК в диапазоне $0,080 < \Phi_{расч} \leq 0,15$ использованы рекомендации, полученные на основании расчетных CFD-исследований лаборатории «Газовая динамика турбомашин» и проверенные при проектировании компрессора ТНД для АО НПО «Турботехника».

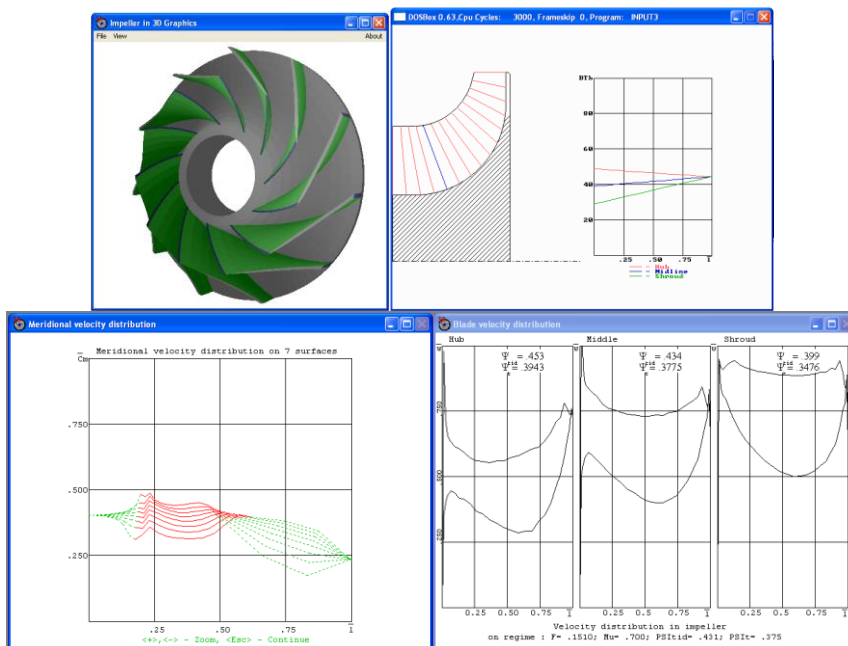
Размеры проточной части 124-х оптимизированных рабочих колес аппроксимированы алгебраическими уравнениями с параметрами проектирования $\Phi_{расч}$, $\Psi_{Трасч}$, $\bar{D}_{вт}$ в качестве аргументов, и включены в программу «ZZZ» для осуществления первичного проектирования рабочих колес. Корректировка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



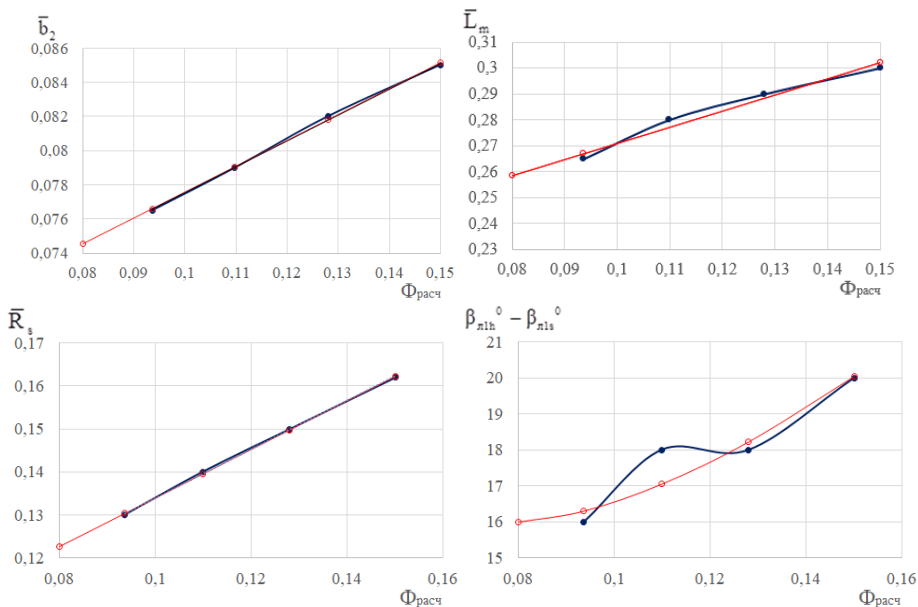
Программа ЗДМ.023. Схема проточной части, вид лопаточной решетки и диаграммы скоростей малорасходного низконапорного РРК 0015-040-040



Программа ЗДМ.023. Размеры, схема проточной части, вид лопаточной решетки и диаграммы скоростей РРК 0080-070-035



Программа ЗДМ.023. Вид лопаточной решетки, схема проточной части и диаграммы скоростей РРК 015-040-035



Дискретные значения геометрических параметров ОРК (синий цвет) и аппроксимирующие зависимости (красный цвет)

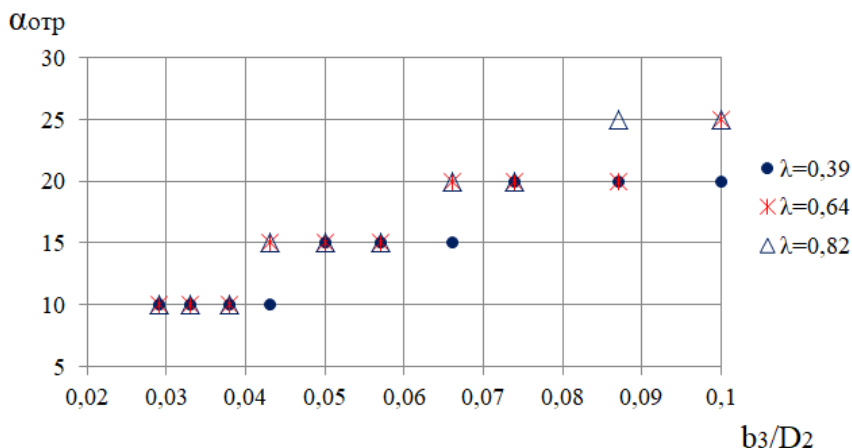
Примеры аппроксимирующих формул:

$$\bar{b}_2 = 0,1517 \cdot \Phi_{\text{расч}} + 0,0624, \quad \bar{L}_m = 0,6206 \cdot \Phi_{\text{расч}} + 0,209, \quad \bar{R}_s = 0,5646 \cdot \Phi_{\text{расч}} + 0,0775,$$

$$\bar{R}_h = 0,25 + 0,615(\Phi_{\text{расч}} - 0,085), \quad \beta_{\text{л1h}}^0 - \beta_{\text{л1s}}^0 = 270 \cdot (\Phi_{\text{расч}} - 0,08)^{1,58} + 16.$$

Первичное проектирование БЛД (исполнитель О.Соловьева). В книге К.П.Селезнева и Ю.Б.Галеркина «Центробежные компрессоры» 1982 г. приведена простая рекомендация выбора относительной ширины БЛД, которая соответствовала тогдашнему пониманию рабочего процесса. Для формирования способа первичного проектирования БЛД и для разработки новой математической модели этого элемента использованы результаты численных экспериментов. Предпринято расчетное исследование (ANSYS CFX) безлопаточных диффузоров в широком диапазоне параметров проектирования. О матмодели БЛД на основании этого исследования – в одном из последующих разделов.

Ниже изложен новый принцип выбора относительной ширины БЛД: расчетный угол потока $\alpha_{3\text{расч}}$ должен быть таким, чтобы при уменьшении расхода на границе помпажа угол потока $\alpha_{3\text{кр}}$ все еще соответствовал безотрывному течению. Чтобы решить вопрос первичного проектирования следует найти угол потока на выходе из РК на границе помпажа и определить минимальный угол потока в основной части диффузора, при котором течение безотрывное. Ответ на последний вопрос дали CFD-расчеты О. Соловьевой:



Зависимость критического угла потока от относительной ширины безлопаточного диффузора (CFD)

Расчетные данные аппроксимированы так ($\alpha_{3\text{св}}$ - угол потока в БЛД, при котором наступает отрыв):

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

Для расчета коэффициента политропного напора ступени использованы эмпирические уравнения зависимости потерь напора от расхода и очевидные соотношения между составляющими скорости треугольника скоростей:

$$\frac{h_w}{h_{w \text{ расч}}} = 1 + 8,5 \left(1 - \frac{\Phi}{\Phi_{\text{расч}}} \right)^3, \quad \psi_{T_{кр}} = \psi_{T_0} - (\psi_{T_0} - \psi_{T \text{ расч}}) \frac{\Phi_{кр}}{\Phi_{\text{расч}}},$$

Откуда

$$\psi_p = \psi_{T_0} - \frac{\psi_{T_0} - \psi_{T \text{ расч}}}{\Phi_{\text{расч}}} \Phi - \psi_{T \text{ расч}} (1 - \eta_{z \text{ расч}}) \left[1 + 8,5 \left(1 - \frac{\Phi}{\Phi_{\text{расч}}} \right)^3 \right].$$

Эмпирическое уравнение:

$$\psi_{T_0} = 0,84 + 0,27 (\psi_{T \text{ расч}} - 0,40)$$

После дифференцирования:

$$\frac{\Phi_{кр}}{\Phi_{\text{расч}}} = 1 - \left[\frac{\frac{\psi_{T_0}}{\psi_{T \text{ расч}}} - 1}{17(1 - \eta_{z \text{ расч}})} \right]^{0,5}.$$

Угол потока на границе помпажа:

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

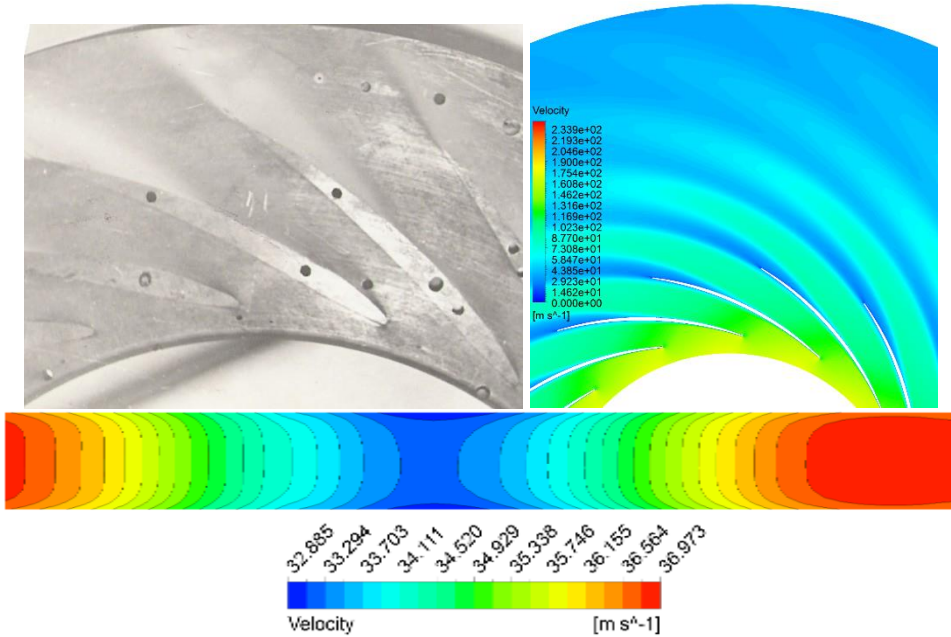
Искомая ширина БЛД:

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

Первичное проектирование ЛД (исполнитель Е.Петухов).

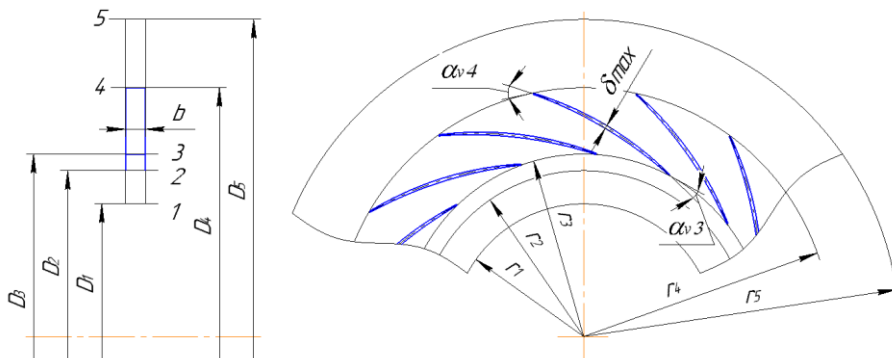
Интенсивные CFD- расчеты и оптимизация ЛД в интересах развития первичного проектирования и построения математической модели лопаточных диффузоров ведется в сотрудничестве с Суперкомпьютерным центром СПбПУ. В соответствующем разделе ниже показано, что CFD-моделирование газодинамических характеристик центробежных ступеней и компрессоров в целом пока не дает

удовлетворительных результатов. Но характер течения и потери в неподвижных элементах моделируются достоверно. Пример – расчеты в сравнении с визуализацией Проблемной лаборатории компрессоростроения:



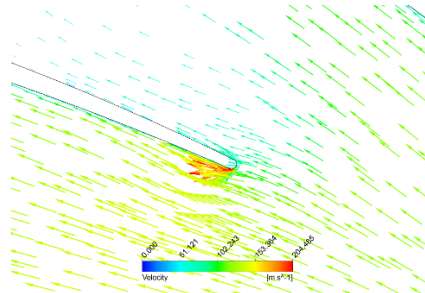
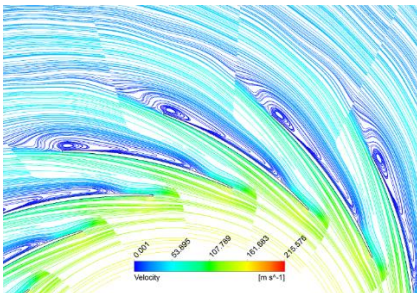
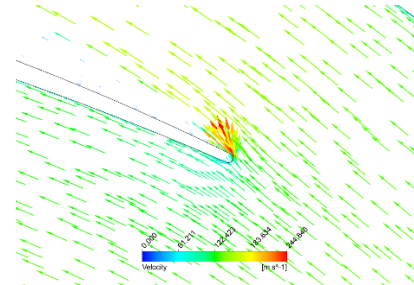
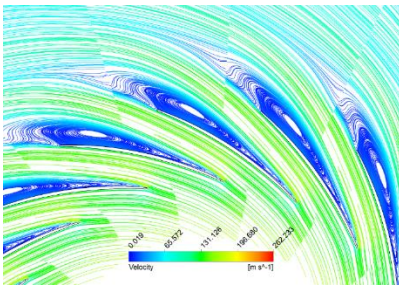
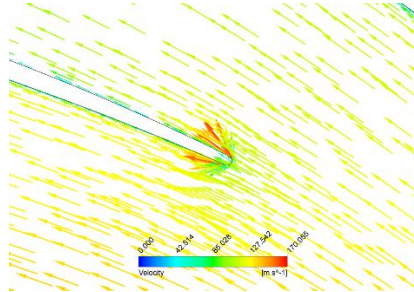
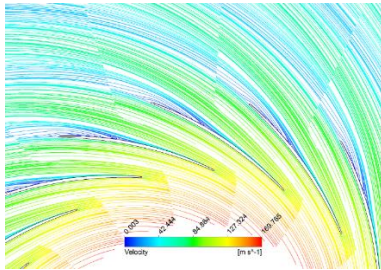
Структура потока в ЛД по CFD-расчету. Слева сверху – визуализация зоны отрыва в ЛД напылением порошкового красителя (Проблемная лаборатория компрессоростроения)

Лопаточные диффузоры с разными радиальными размерами, входным углом, углом изогнутости, высотой и числом лопаток были испытаны в виртуальной аэродинамической трубе:



Лопаточный диффузор в виртуальной аэродинамической трубе

Структура течения соответствует экспериментально наблюдаемой картине течения:



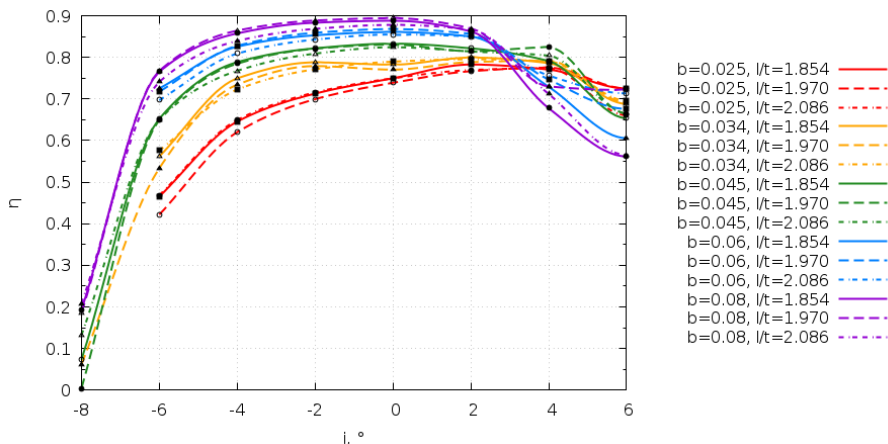
*Характер движения газа в ЛД при разных углах атаки (CFD-расчет).
Вверху - $i = -2^\circ$ (безударное обтекание), в середине - $i = -8^\circ$, внизу - $i = +6^\circ$*

Объекты моделирования:

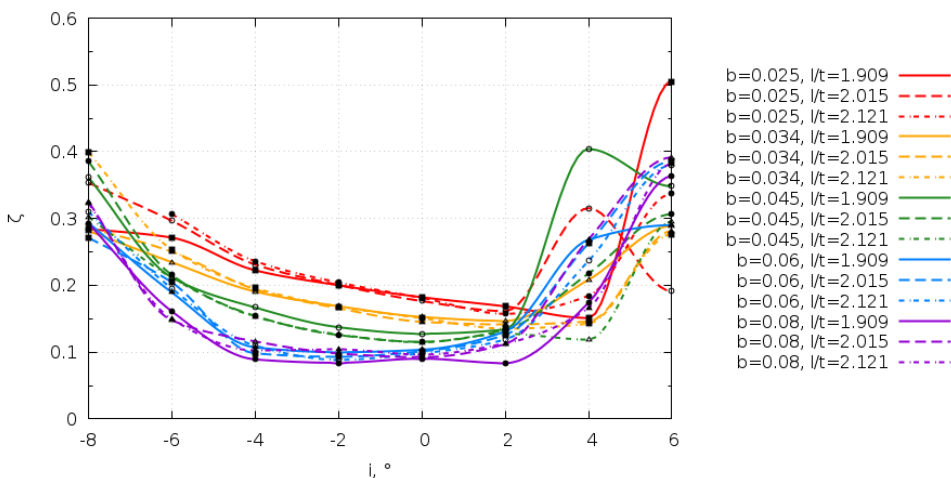
- политропный КПД $\eta = \frac{h_p}{-h_d} = \frac{\ln(p_4 / p_2)}{\frac{k}{k-1} \ln(T_4 / T_2)}$;
- коэффициент потерь $\zeta = \frac{h_w}{0,5c_2^2} = (1-\eta) \left(1 - \frac{c_4^2}{c_2^2} \right)$;
- коэффициент восстановления $\xi = \frac{h_p}{0,5c_2^2} = 1 - \left(\frac{c_4}{c_2} \right)^2 - \zeta$;

- отношение скоростей (замедление потока) c_4/c_2 ;
- угол отставания потока на выходе из ЛД $\Delta\alpha = \alpha_{л4} - \alpha_4$.

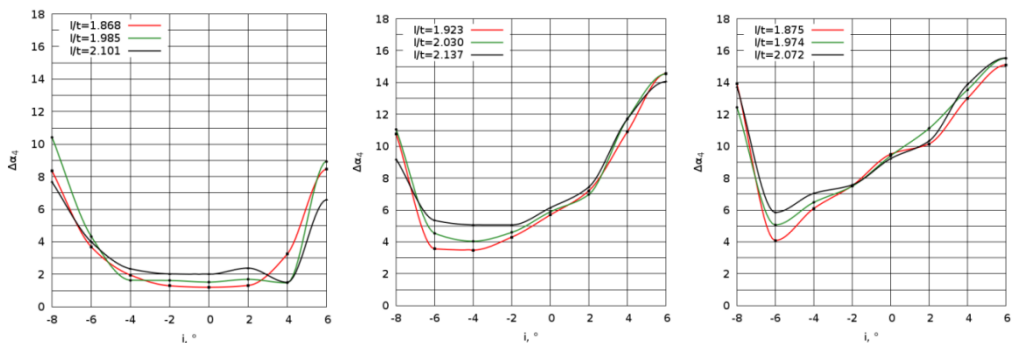
Примеры рассчитанных характеристик ЛД:



Характеристики КПД диффузоров с разной высотой лопаток и густотой лопаточной решетки l/t



Характеристики коэффициента потерь диффузоров с разной высотой лопаток и густотой лопаточной решетки l/t .



$$\bar{B}_3 = 0,025 \Delta\alpha_{\lambda} = 10^0 20^0$$

$$\bar{B}_3 = 0,080 \Delta\alpha_{\lambda} = 15^0$$

$$\bar{B}_3 = 0,060 \Delta\alpha_{\lambda} = 20^0$$

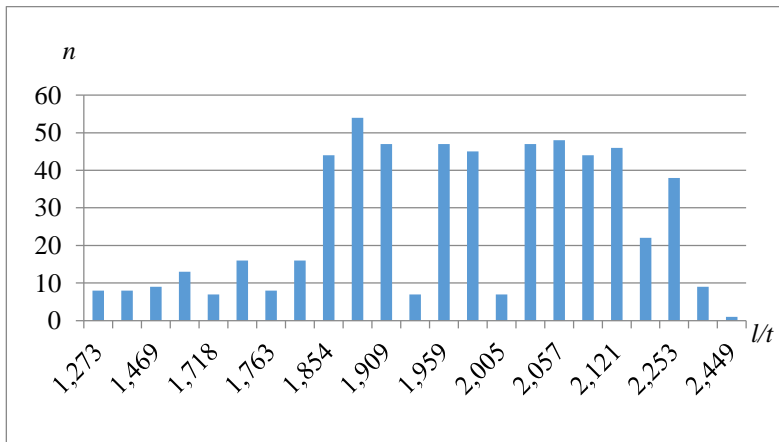
Зависимость угла отставания $\Delta\alpha_4$ от угла атаки в ЛД при разной густоте лопаточной решетки $l/t \approx 1,85 - 2,15$

Для формулирования принципов первичного проектирования и модели потерь ЛД результаты расчетного исследования были аппроксимированы. Моделирование газодинамических характеристик лопаточного диффузора центробежного компрессора было выполнено с помощью нейронных сетей. А.Г. Никифоров и Е.П. Петухов, используя собственный опыт создания нейронных моделей, выполнили работу в такой последовательности:

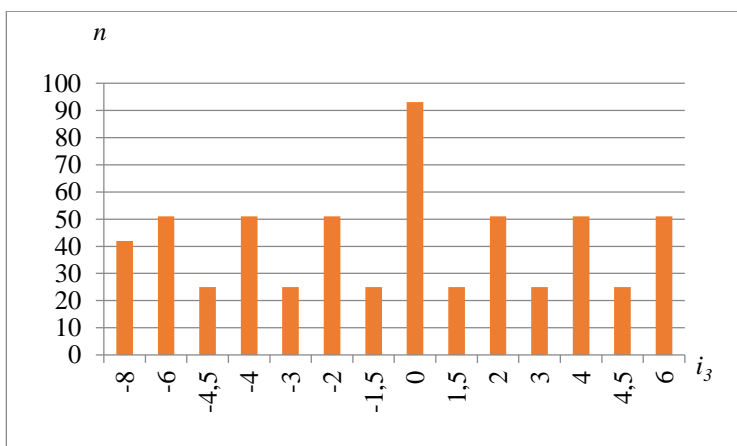
1. Выбор входных параметров.
 - а) логика и анализ предметной области;
 - б) анализ весовых коэффициентов входных нейронов;
 - в) возмущение значений входных параметров и анализ реакции сети на эти возмущения;
 - г) поочередное исключение входных нейронов и наблюдение за ошибкой обобщения сети.
2. Выявление конфликтных примеров.
3. Определение необходимого количества примеров.
4. Повышение качества обучения нейронных сетей при недостаточном объеме выборки (многократная перекрестная проверка, кратное повторение выборки и изменение порядка следования обучающих примеров).
5. Выявление выбросов.
6. Нормализация данных.
7. Добавление шума в обучающие примеры.
8. Выбор типов нейронных сетей и активационных функций.
9. Декомпозиция сети по числу выходных нейронов.

Примеры частотных диаграмм влияния на КПД:

- геометрического параметра, густоты лопаточной решетки,
- газодинамического параметра, угла атаки.

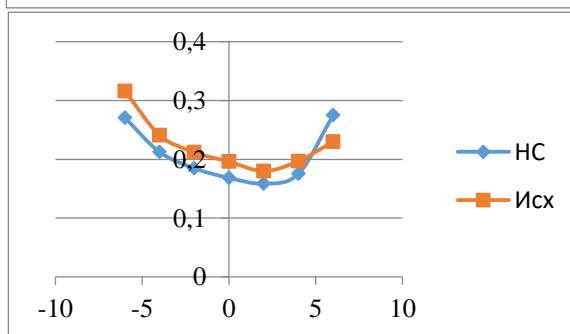
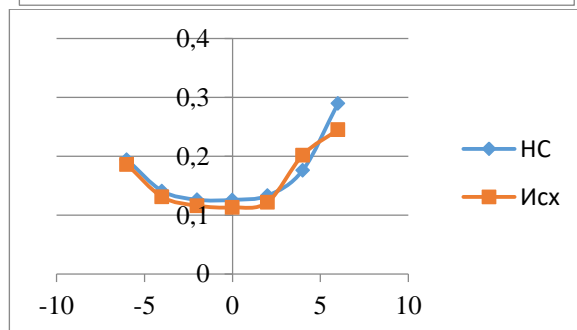
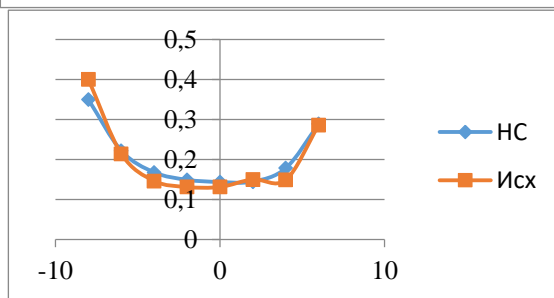
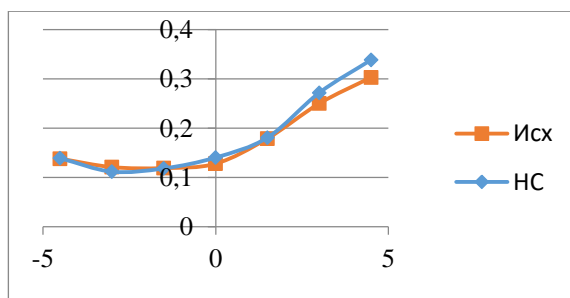


Частотная диаграмма густоты решетки ЛД l/t .



Частотная диаграмма угла атаки i_3 .

Результаты моделирования показаны на рисунках. Точность моделирования соответствует требованиям применения аппроксимирующей модели в Методе универсального моделирования:



Характеристики коэффициента потерь.

Слева сверху ЛД $b_3/D_3=0,0545$; $l/t=1,861$; $\alpha_{v3}=15^0$; $\Delta\alpha_v=10^0$.

Справа сверху ЛД $b_3/D_3=0,0409$; $l/t=1,97$; $\alpha_{v3}=20^0$; $\Delta\alpha_v=10^0$.

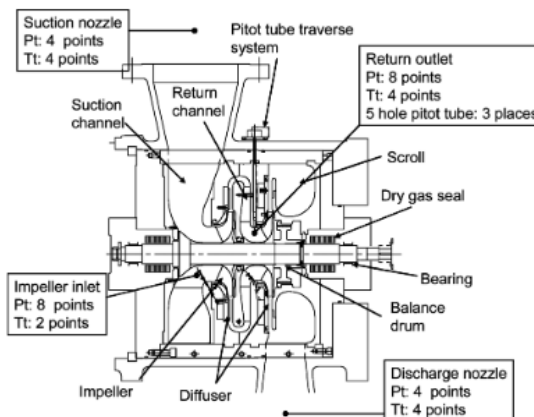
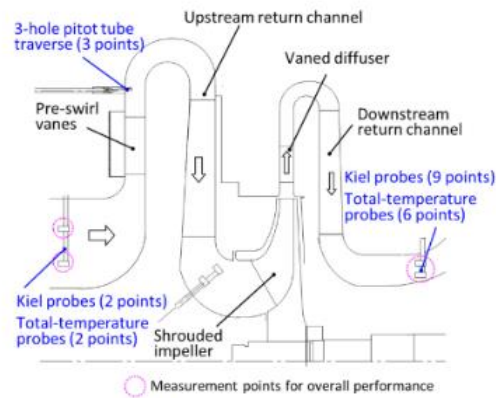
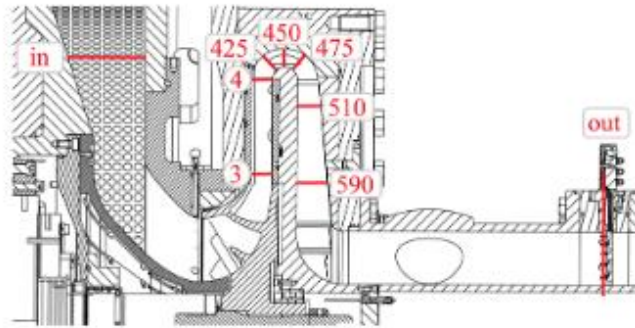
Снизу слева ЛД $b_3/D_3=0,0545$; $l/t=1,97$; $\alpha_{v3}=20^0$; $\Delta\alpha_v=10^0$.

Снизу справа ЛД $b_3/D_3=0,0227$; $l/t=1,854$; $\alpha_{v3}=20^0$; $\Delta\alpha_v=10^0$.

Первичное проектирование ОНА (исполнитель Л.Маренина).

Применению CFD-методов расчета и оптимизации обратно направляющих аппаратов в 2020-е гг. в мире стали уделять большое

внимание. Экспериментальная проверка результатов оптимизации ОНА учеными и инженерами Германии, Японии и других стран дала положительные результаты.



Современные зарубежные стенды для испытания модельных ступеней с обратно-направляющими аппаратами. Вверху RWTH Aachen University Germany, в центре и внизу Hitachi, Ltd., Japan

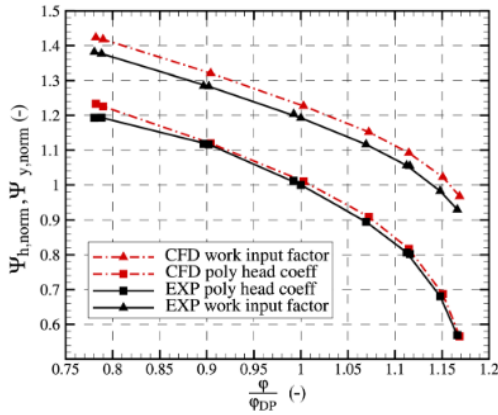


Fig. 3 Normalized stage performance at design speed

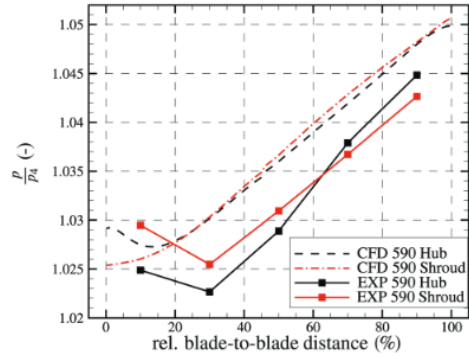


Fig. 21 Normalized static pressure distribution in plane 590 (see Fig. 15) near stall

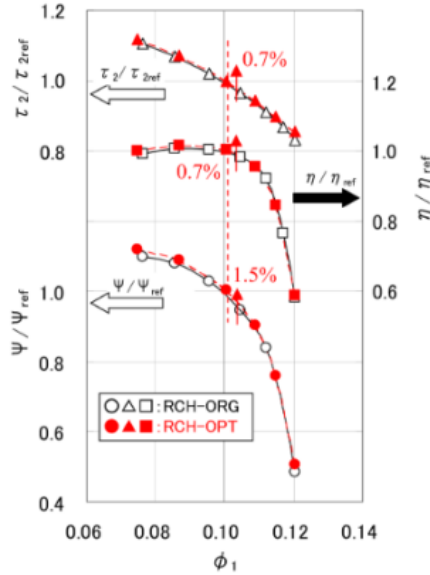
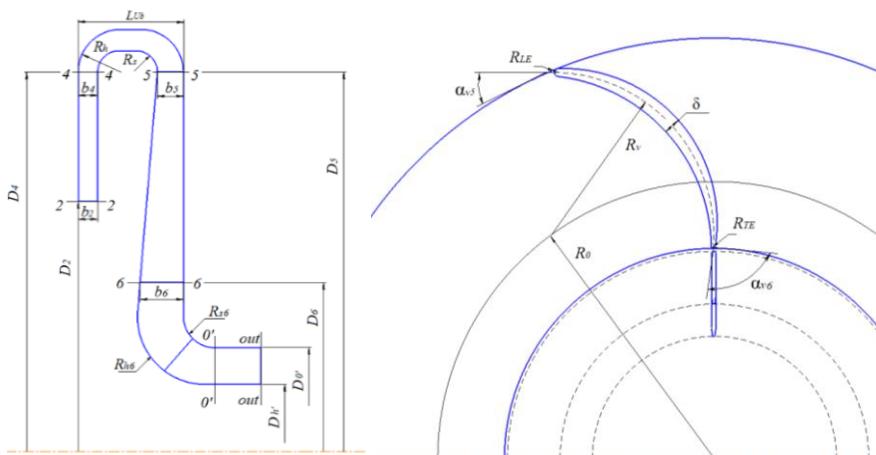


Fig. 13 Measured overall performance characteristics

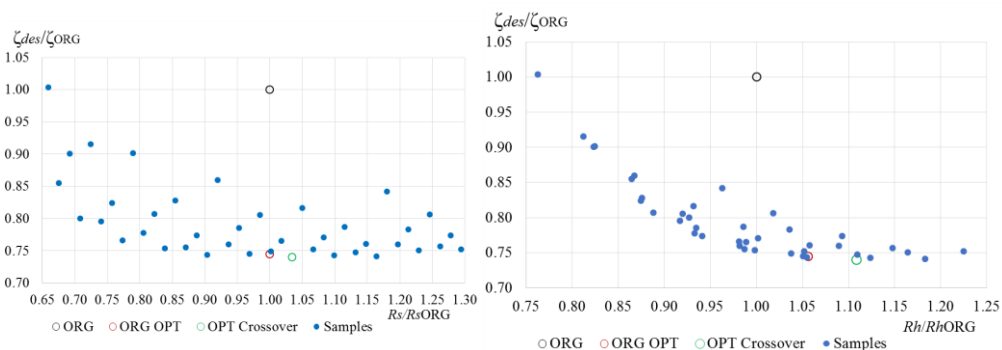
CFD- оптимизация ОНА и экспериментальное подтверждение на модельных стендах на предыдущем рисунке

Оптимизация проведена для ОНА ряда ступеней в диапазоне параметров проектирования $\Phi_{\text{расч}} = 0,015 - 0,15$, $\Psi_{\text{Трасч}} = 0,45 - 0,70$. Пример проекта ОНА Методом универсального моделирования:



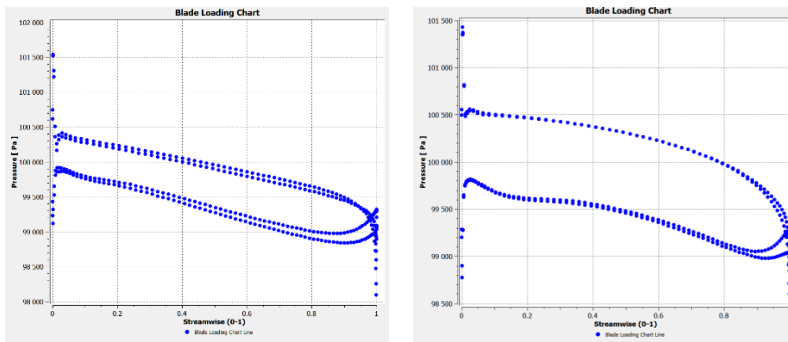
Размеры обратно-направляющего аппарата по первичному проектированию Методом универсального моделирования

Объектами оптимизации были размеры контрольных сечений, радиусы закругления поворотного колена, количества и входного угла лопаток. Применена программа Design Optimization программного комплекса ANSYS. Пример зависимости коэффициента потерь от оптимизируемого параметра:



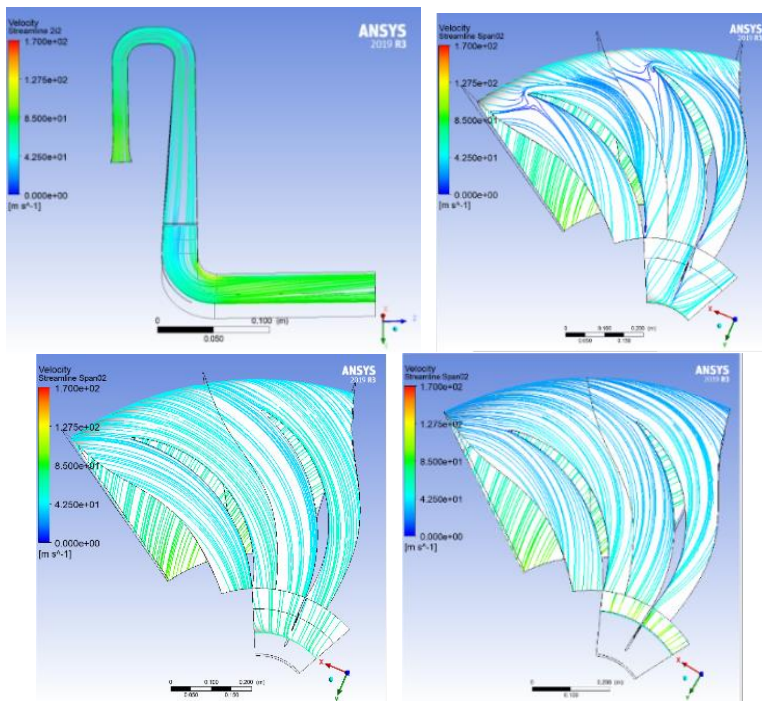
Влияние радиусов кривизны поворотного колена на коэффициент потерь ОНА

Результаты оптимизации указывают на существенное отличие от традиционного выбора основных размеров ОНА. Можно ожидать заметного увеличения КПД некоторых ступеней промежуточного типа, у которых оптимальные размеры заметно отличаются от традиционных. В частности, для некоторых ОНА целесообразно существенно уменьшить число лопаток. Анализ диаграмм давления показывает, что такая рекомендация не должна привести росту потерь отрыва.



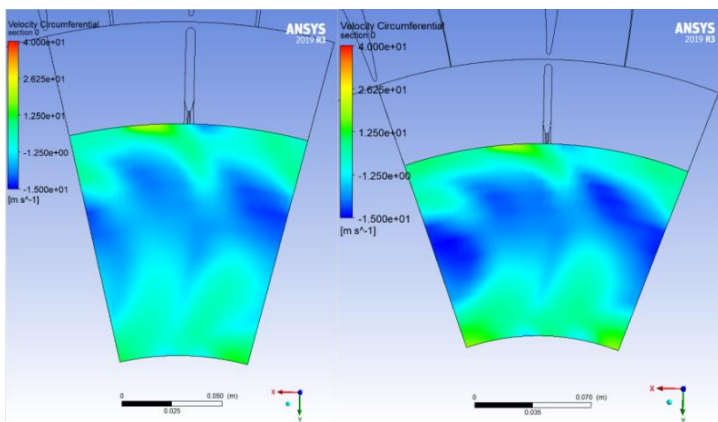
Диаграммы давления на лопатках ОНА. Слева – число лопаток по первичному проекту. Справа – число лопаток после оптимизации всех размеров

В этом конкретном ОНА течение ускоренное на обеих поверхностях лопаток при уменьшенном числе лопаток тоже. Линии тока в меридиональной плоскости и на трех осесимметричных поверхностях в целом показывают благоприятную картину течения:



Линии тока в меридиональной плоскости ОНА и на трех осесимметричных поверхностях $0,02 \bar{b}_5$, $0,50 \bar{b}_5$, $0,98 \bar{b}_5$. Расчетный режим

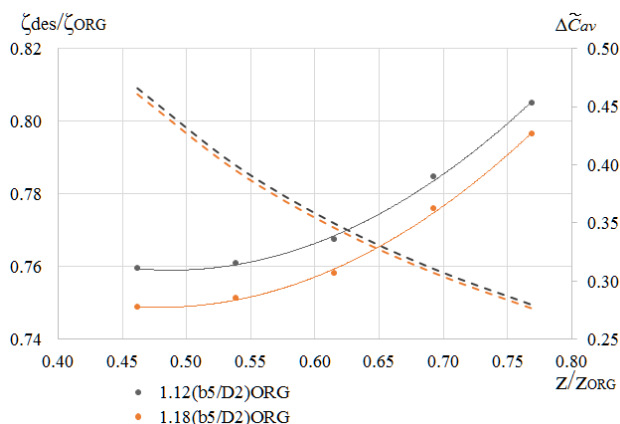
Возникает опасность того, что при уменьшенном числе лопаток может опасно увеличиться неравномерность потока на выходе из ОНА - входе в следующее рабочее колесо. На рисунке показаны поля окружной составляющей скорости на выходе из ОНА, до и после оптимизации:



Поля окружной составляющей скорости на выходе из ОНА. Слева – число лопаток по первичному проекту. Справа – число лопаток после оптимизации всех размеров

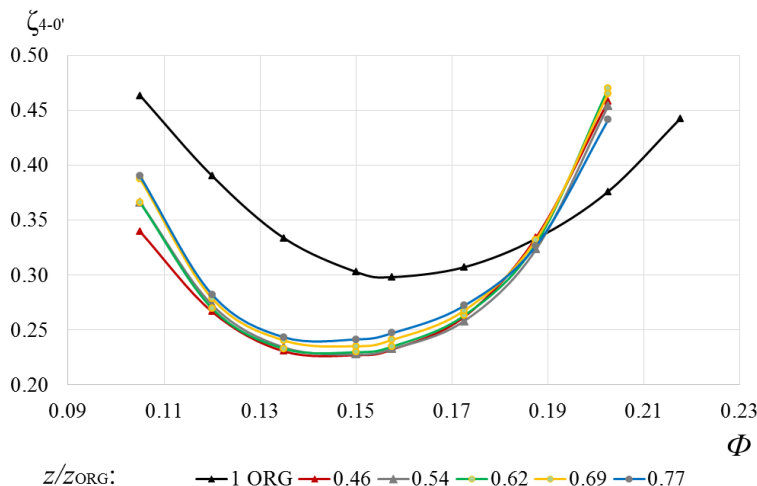
При меньшем числе лопаток зрительно неравномерность сильнее. Но количественное различие маленькое, около 2 м/с.

Одновременно с уменьшением числа лопаток, оптимизация показала тенденцию к увеличению высоты лопаток на входе, вплоть до лопаток с постоянной высотой $b_5 = b_6$:



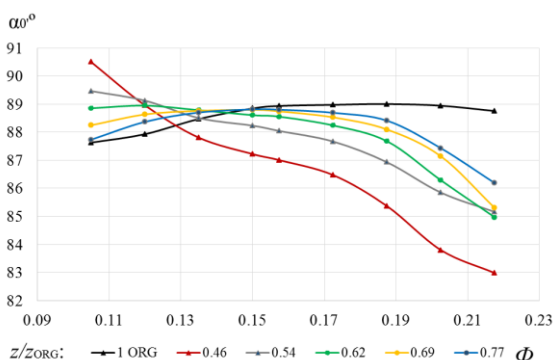
Варианты ОНА ступени с $\Phi_{расч} = 0.15$ с разным числом и разной высотой лопаток на входе.

Характеристики коэффициента потерь вариантов ОНА с оптимальной высотой $b_5 = b_6$ и разным числом лопаток:



Характеристики коэффициента потерь вариантов ОНА с оптимальной высотой $b_5 = b_6$ и разным числом лопаток. Черные треугольнички – ОНА по первичному проекту

Угол выхода потока из ОНА не должен сильно отличаться от 90° . На рисунке показаны углы выхода потока для представленных на предыдущем рисунке вариантов.



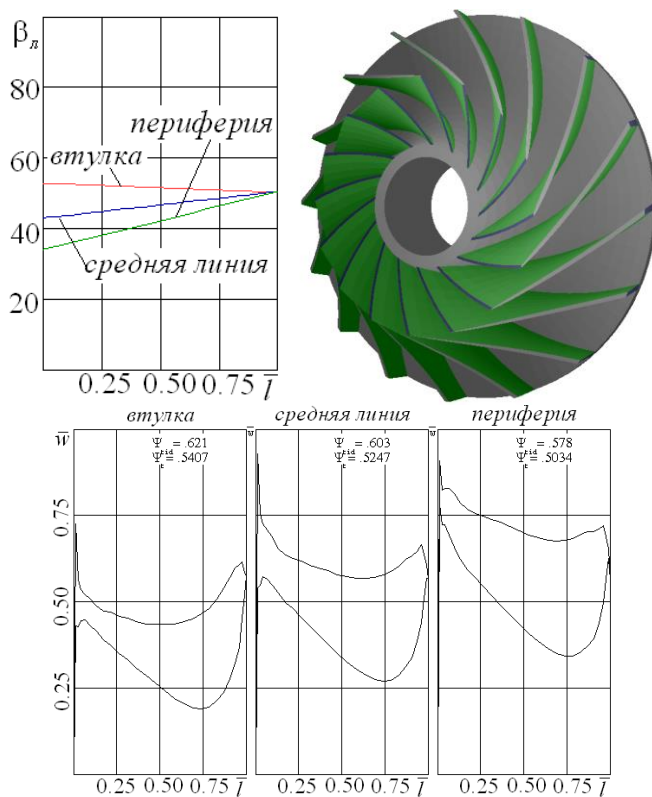
Углы выхода потока для представленных на предыдущем рисунке вариантов ОНА

Решение о выборе окончательного варианта принимается с учетом обоих параметров – коэффициента потерь и угла выхода. Расчеты, подобные представленным выше, выполнены для нескольких десятков ОНА ступеней в широком диапазоне параметров проектирования. На этом

основании формируется новый подход к первичному проектированию обратно-направляющих аппаратов.

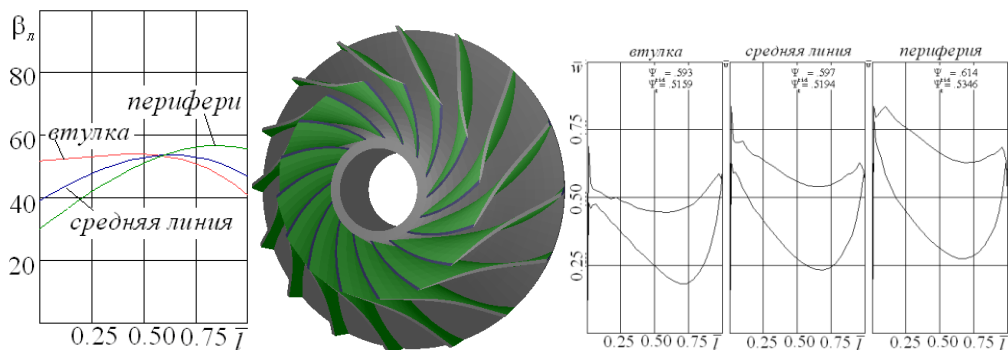
Окончательное проектирование центробежной ступени (исполнитель А.Дроздов). Приемы окончательного проектирования – выбора варианта с возможным приближением к максимальному КПД активно обрабатываются в практике проектирования с 1990-х гг. и полно изложены в книге Ю.Б. Галеркина «Турбокомпрессоры» 2010 г. В современный период наибольшее внимание сосредоточено на осерадиальных рабочих колесах, по которым опыт проектирования небольшой. Особенность CFD – моделирования в том, что при всех несоответствиях эксперименту, максимальный измеренный и рассчитанный КПД практически совпадают. Это дает основание сопоставлять варианты проточных частей по КПД, рассчитанному по CFD- программам.

Известно, что многие западные проектанты используют «геометрический» способ профилирования:



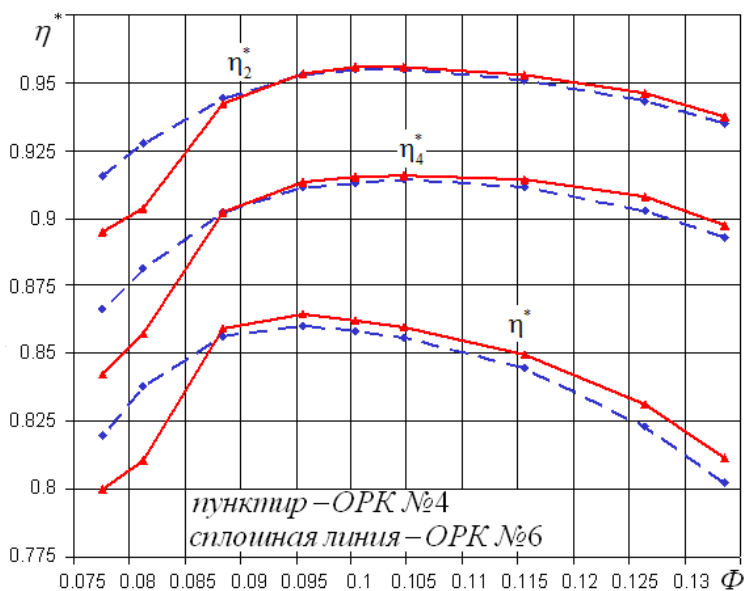
ОРК №4 с «геометрической» формой лопаток. Линейное изменение углов лопаток на трех ОПТ, вид лопаточной решетки, диаграммы скоростей на трех ОПТ

Метод универсального моделирования предусматривает оптимизацию формы лопаток анализом диаграмм скоростей невязкого квазитрехмерного потока:



ОРК №6 с «газодинамической» формой лопаток (Метод универсального моделирования). Изменение углов лопаток на трех ОПТ (оптимизировано), вид лопаточной решетки, диаграммы скоростей на трех ОПТ

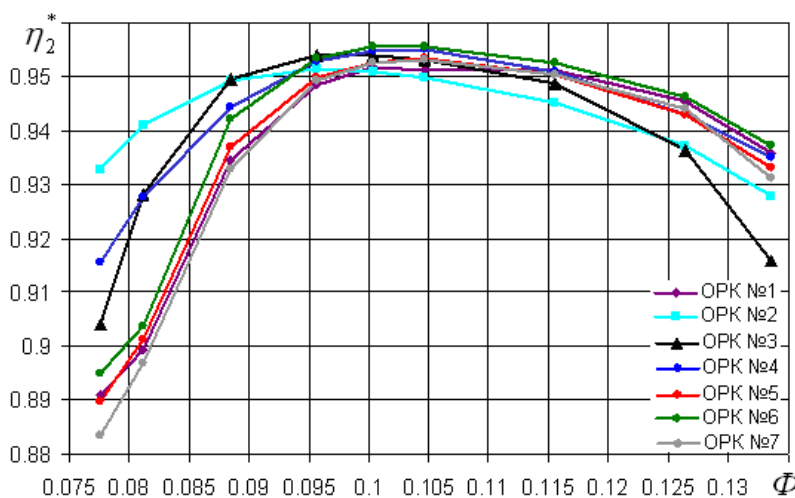
Сравнительный CFD-расчет КПД вариантов ступени с этими ОРК показал преимущество «газодинамического» профилирования.



Характеристики КПД вариантов ступени с ОРК №4 и ОРК №6

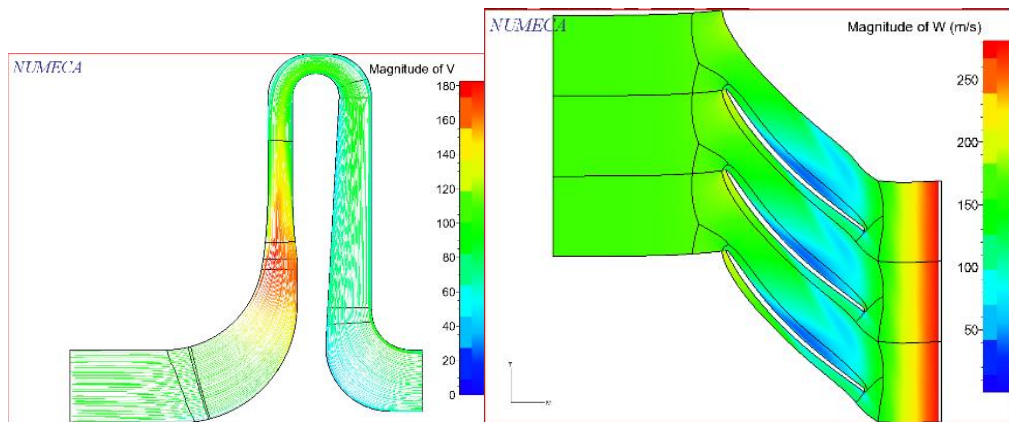
Несмотря на зрительно малозаметные различия сопоставленных вариантов, «геометрическое» профилирование обеспечивает более

высокий КПД. Исследовано влияния ряда геометрических параметров ОРК, которые оказывают определенное влияние на КПД:

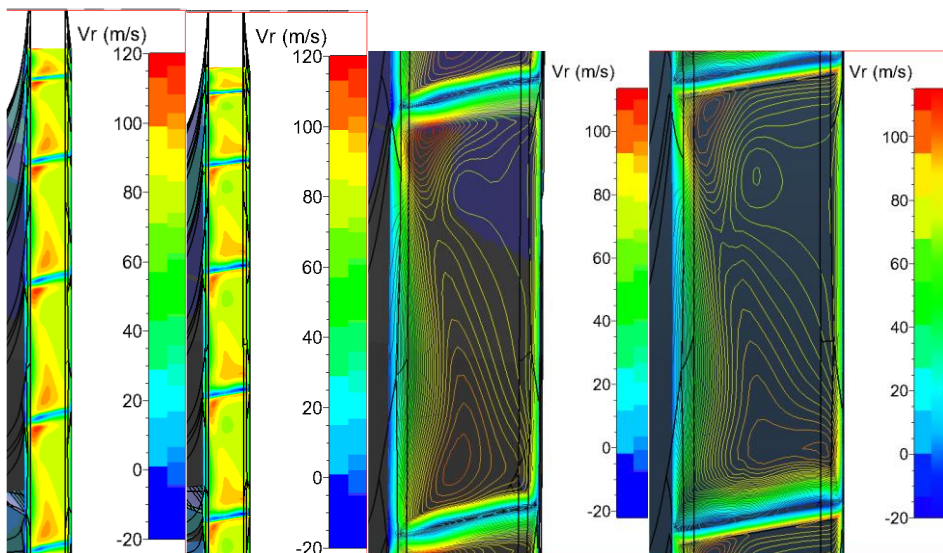


Полиτροпный КПД ОРК с разными параметрами проектирования - семь вариантов рабочих колес

Параллельно получена обширная информация о поведении потока в проточной части:

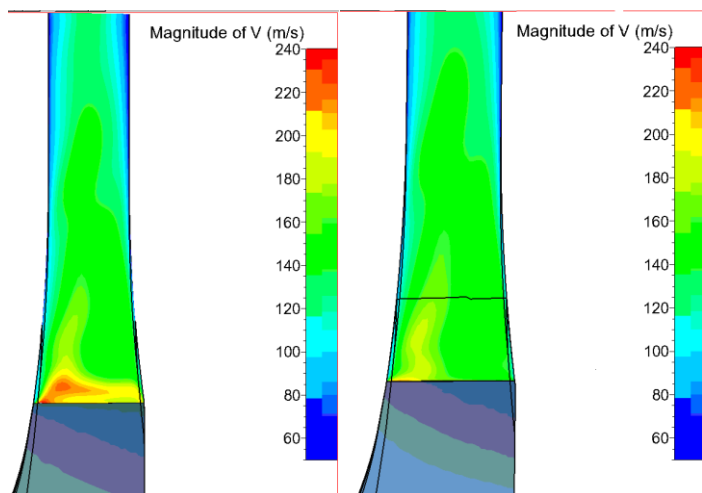


Линии тока в меридиональной плоскости в ступени и поле скоростей в ОРК на периферийной осесимметричной поверхности. Расчетный режим



Поле радиальных скоростей на выходе и изотакси радиальных скоростей на выходе из ОРК. Расчетный режим (NUMECA Fine/Turbo). ОРК с разной относительной высотой лопаток на выходе при одинаковых

$$\Phi_{\text{расч}}, \Psi_{\text{Трасч}}$$



Поле скоростей на входе в БЛД на расчетном режиме (NUMECA Fine/Turbo) у ОРК с разным углом навала лопаток на диаметре D_2 . Слева $\chi_2 = -10^\circ$, справа $\chi_2 = 0^\circ$

В рамках описанного выше проекта спроектировано и сопоставлено 23 варианта ступени, а именно:
 - по стандартной методике 5-й версии Метода универсального моделирования были спроектированы 7 вариантов осерадиальных рабочих

колес с различными подходами к профилированию лопаточных решеток, 6 вариантов безлопаточного диффузора и 7 вариантов ОНА;

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

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

- спроектирована и оптимизирована проточная часть ступени с условным коэффициентом расхода $\Phi_{\text{расч}} = 0,105$, $\Psi_{\text{Трасч}} = 0,56$ с КПД на 2,5 % больше, чем у исходной ступени.

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

- оптимальный (с точки зрения максимума КПД на расчетном режиме) входной диаметр \bar{D}_0 на 8-10 % меньше диаметра, соответствующего минимальной входной скорости, параметр A_D должен лежать в пределах 0,897 - 0,914;

- для ОРК с исследованными параметрами оптимальная меридиональная длина равна $\bar{L}_m = 0,28$;

- величина размера $\bar{l}_{m.l}$, определяющего положение входной кромки, лежит в пределах 0,69 - 0,75;

- доказана эффективность профилирования лопаточных решеток на основе анализа диаграмм скоростей квазитрехмерного потока («газодинамический» подхода к профилированию лопаток РК);

- целесообразно применение переменного выходного угла лопатки с увеличением от втулки к периферии для уменьшения неравномерности потока на выходе из ОРК;

- целесообразно применение отрицательного угла навала выходной кромки лопатки для уменьшения угла навала лопатки на входе;

- показана необходимость увеличения угла потока на входе в БЛД на расчетном режиме до 36^0 (вместо рекомендуемых 25^0) за счет симметричного сужения входного участка диффузора

, установлена наилучшая форма сужения начального участка БЛД;

- предложена более эффективная, по сравнению с рекомендуемой, форма поворотного колена ОНА.

5.2 Развитие математического моделирования. Версии №№ 5, 6, 7 математической модели

(исполнители К.Солдатова, А.Дроздов)

После выполнения проекта необходимо рассчитать газодинамические характеристики, что представляет самую большую проблему. Простой одномерный газодинамический расчет осуществим, если известны КПД и коэффициент напора. Строгий расчет этих газодинамических коэффициентов требует решения не интегрируемых дифференциальных уравнений движения газа второго порядка. Идея моделирования – замена строгих дифференциальных уравнений алгебраическими уравнениями с эмпирическими коэффициентами. Идентификация модели – определение значений коэффициентов, при которых характеристики КПД и напора с приемлемой точностью соответствуют характеристиками испытанных ступеней и компрессоров.

Основные положения Метод универсального моделирования были сформулированы Ю.Галеркиным в начале 1970-х гг. Проф. д.т.н. А.Г.Никифоров (тогда аспирант в научной группе Ю. Галеркина) выполнил первое исследование вопроса и защитил кандидатскую диссертацию. Затем сотрудники кафедры А.Г.Никифорова в Смоленском филиале МЭИ – аспиранты Ю.Галеркина исследовали разные аспекты проблемы. В этом принял участие вед.н.с. ЛГДТМ А.Ф.Рекстин – тогда аспирант Ю.Галеркина. Созданные первые три версии модели и компьютерные программы были близки к реальной проектной практике. Тогдашняя большая трудность была чисто техническая. В этот период на было персональных компьютеров.

В начале 1990-х гг. К.А. Данилов на базе 4-й версии математической модели разработал программы для ПК, предназначенные для оптимального проектирования отдельных ступеней и компрессоров, и для расчета семейства газодинамических характеристик. По этим программам научной группой проф. Ю.Галеркина в 1990 – 2000 гг. было создано новое поколение компрессоров газоперекачивающих агрегатов мощностью до 25 000 кВт. Проблема, в частности, заключалась в том, что компрессора советского периода имели лопаточные диффузоры и силовые корпуса небольшого диаметра. В отличие от лопаточных диффузоров, безлопаточные диффузоры требуют большого радиального размера для получения высокого КПД. Но при этом у них широкая зона работы, что стало причиной их востребованности. Компрессора нового поколения с БЛД требовалось разместить в корпусах малого диаметра, что затрудняло получение высокого КПД.

При решении задачи Метод универсального моделирования продемонстрировал свою эффективность. В статье «Новое поколение высокоэффективных центробежных компрессоров (ректор СПбПУ академик РАН Ю. Васильев, зам. председателя Газпрома П.Родионов, ген. директор АО-НПО «Искра» чл.-корр. РАН М.Соколовский) орган СМ РФ «Промышленность России» (2000, №;10-11) оценил повышение среднеэксплуатационного КПД компрессоров нового поколения в 4%.

Четвертая версия Метода с рядом усовершенствований работала до начала 2010-х гг. Были созданы десятки успешных проектов центробежных компрессоров. В основу мат модели была положена физическая модель, отражающая основные черты рабочего процесса, но игнорирующая некоторые процессы как бы вторичной значимости. Соответствие действительных характеристик характеристикам по проекту достигалось так. Для групп ступеней с разными параметрами проектирования были разработаны соответствующие им наборы эмпирических коэффициентов.

При разработке 5-й версии в начале 2010-х гг. была поставлена задача разработки единого набора для всех типов ступеней. К.Солдатова решила проблему введением ряда уточнений. Краткий обзор сделанного – в порядке движения газа в проточной части ступени. Версии 6 и 7 – это модификации 5-й версии для промышленных партнеров. Например, в 7-й версии добавлены расчеты волновых потерь в скачках уплотнения по алгоритмам, аналогичным программам Ю.Попова по осевым компрессорам.

Входной патрубков. Была учтена величина ускорения потока во входном патрубке. В монографии К.П.Селезнева и Ю.Б.Галеркина показано, что коэффициент потерь $\zeta_{н-0} = 2h_{вн-0} / c_n^2$ правильно спроектированных ВП равен примерно 3,0. Индивидуальность патрубков заключается в том, каково в нем ускорение потока.

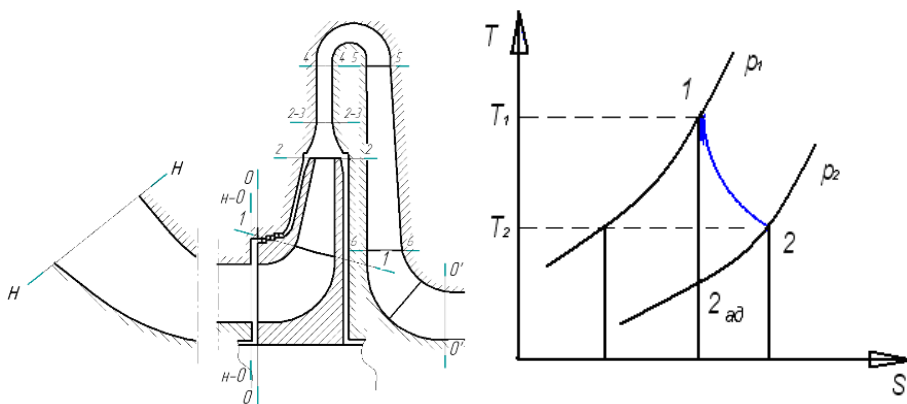


Схема «всасывающей» ступени и T-S диаграмма течения во всасывающем патрубке

Реализация схемы позволила уточнить моделирование характеристик «всасывающих» ступеней и потребовала введения соответствующего итерационного процесса расчета параметров в сечении «0».

Влияние протечек газа в лабиринтном уплотнении покрывающего диска. Циркуляция газа в зазоре «рабочее колесо – покрывающий диск» приводит к тому, что расход колеса больше расхода ступени, $\Phi_0 = \Phi(1 + \beta_{пр})$:

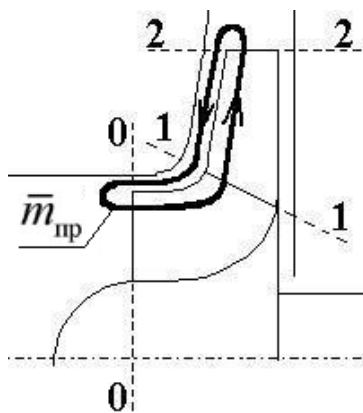


Схема движения газа при наличии лабиринтного уплотнения покрывающего диска рабочего колеса

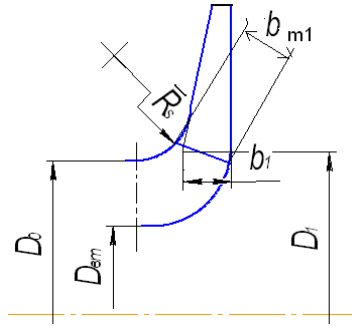
Поступающий в РК из области нагнетания газ подогревает газ на входе в рабочее колесо:

$$T_0^* = T_n^* \left(1 + \frac{\beta_{пр}}{1 + \beta_{пр}} 2 \frac{k-1}{k+1} \psi_i \lambda_u^2 \right).$$

При решении «прямой» задачи газодинамики (расчет характеристик существующего компрессора) потребовалось ввести дополнительные итерации.

Уточнение величины входного сечения рабочего колеса. Обтекание входных кромок рабочих колес Методом универсального моделирования благоприятно благодаря сочетанию размеров на рисунке ниже.

При этом реальная высота лопаток $b_{м1}$ больше величины b_1 , рассчитываемой при предварительном проектировании. Ранее это обстоятельство не учитывалось.

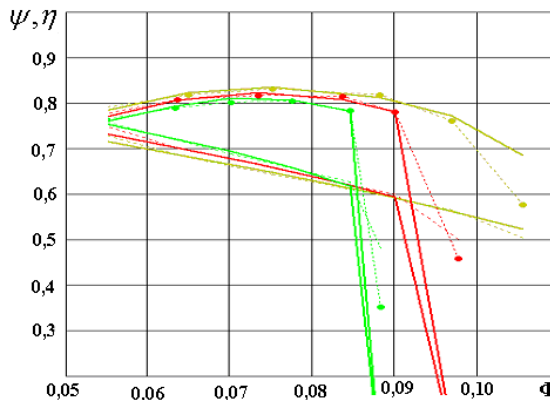


Уточненная величина высоты лопатки на входе в рабочее колесо

Учет сжимаемости потока при расчете ударных потерь. Расчет режима запирания канала при достижении скорости звука. Основные расчетные формулы 4-й версии модели сохранены. Коэффициент ударных потерь содержит эмпирический коэффициент, который в 5-й версии не число, а уравнение, содержащее скоростной коэффициент потока на входе в лопаточную решетку:

$$\zeta_{уд} = X_i \frac{\Delta \bar{w}_{уд}^2}{2 \bar{w}_1^2}, \quad X_i = (1 + X_{25} \tilde{\lambda}_{w_1}^{X_{24}}).$$

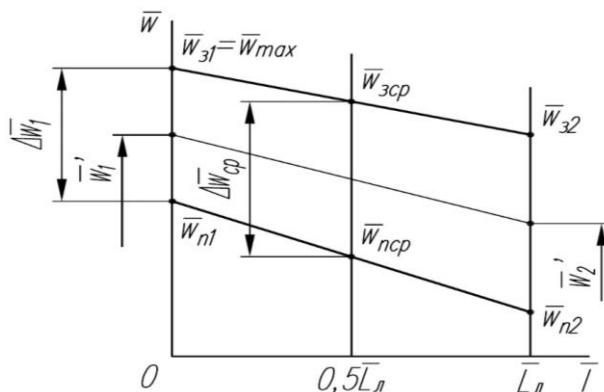
При больших окружных скоростях при $\Phi > \Phi_{расч}$ скорость в горле канала может достичь скорости звука. Этот расход становится предельным. Характеристики КПД и отношения давлений превращаются в вертикальную прямую. На графике это наклонные прямые, так как испытание модельных ступеней производится при ограниченном количестве режимов по расходу. Точное определение режима $\Phi_{макс}$ не предусмотрено:



Сопоставление характеристик 3-х испытаний модельной ступени типа

K-101-1. при $M_u = 0,6, 0,70, 0,80$. — — — — — расчет; — ● — — — — эксперимент

Уточнение схематизации диаграмм обтекания лопаток рабочего колеса. Одной из особенностей Метода является расчет потерь напора с учетом уровня скоростей на лопатках, продольного и поперечного градиентов скорости. Для расчета газодинамических характеристик нужны характерные скорости на поверхностях лопаток. В 4-й версии модели применялась упрощенная схематизация диаграммы скоростей. Нагрузка лопаток определяется в зависимости от коэффициента теоретического напора и числа лопаток. Нагрузка делится поровну между передней и задней стороной лопаток и накладывается на среднерасходную скорость. Изменение среднерасходной скорости и нагрузки \bar{w} по длине лопатки принимается линейным. Для приближения к действительной диаграмме, отношение $\Delta\bar{w}_1 / \Delta\bar{w}_{cp}$ может приниматься пользователем в соответствии со способом профилирования лопаток. Приближенная схематизация нагрузки лопаток РК:



Схематизированная диаграмма скоростей в 4-й версии модели и характерные скорости для расчета потерь напора

- для расчета потерь трения используется фактор диффузорности

$$F_D = 1 - \frac{\bar{w}_2}{\bar{w}_{31}} \text{ и др., т.е. нужны скорости в начале и конце поверхностей}$$

лопаток $\bar{w}_{31}, \bar{w}_{н1}, \bar{w}_{32}, \bar{w}_{н2}$;

- для расчета скорости в точке отрыва w_s и возникающих в результате вихревых потерь требуется знать скорость \bar{w}_{31} ;

- для учета отрицательного влияния сжимаемости на потери используется величина местного максимального скоростного коэффициента $\tilde{\lambda}_{max}$ требуется знать скорость \bar{w}_{31} .

Схематизированные диаграммы значительно отличаются от рассчитанных по программе невязкого квазитрехмерного потока ЗДМ.023. Известно, что

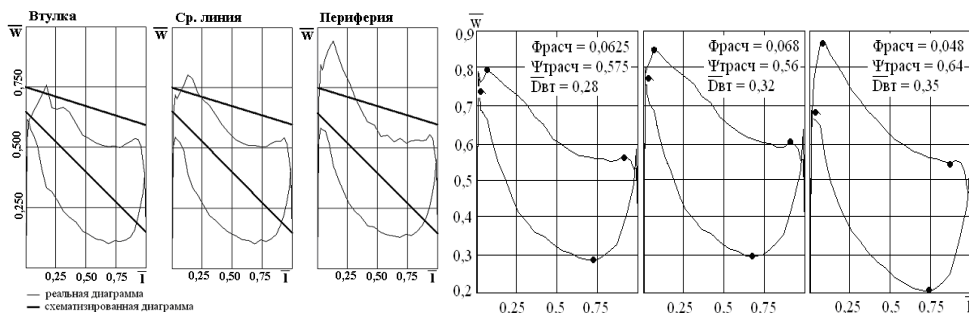
эти диаграммы на расчетном режиме очень похожи на действительные, измеренные с помощью передатчика давления. Методом универсального моделирования были спроектированы более сотни рабочих колес с параметрами проектирования:

$$\Phi_{расч} = 0,02; 0,03; 0,04; 0,05; 0,06; 0,07; 0,08; 0,09;$$

$$\Psi_{Трасч} = 0,45; 0,50; 0,55; 0,60; 0,65; 0,70; 0,75; 0,80;$$

$$\bar{D}_{от} = 0,20; 0,25; 0,30; 0,35; 0,40; 0,45.$$

Значения характерных скоростей аппроксимированы алгебраическими коэффициентами и введены в решатель программ расчета характеристик. Результаты демонстрирует рисунок:



Диаграммы скоростей на периферийных сечениях лопаток трех рабочих колес. Слева – схематизированные диаграммы (прямые линии) и рассчитанные по программе ЗДМ.023. Справа характерные скорости, нанесены на рассчитанные диаграммы скоростей

Расчет точки отрыва пограничного слоя на лопатках рабочих колес. Специфика течения в центробежном колесе – на задней поверхности лопаток нормальный градиент давления провоцирует быстрый отрыв пограничного слоя. В мировой литературе как определяющий фактор используется число Россби. Это отношение нормального градиента скорости к градиенту скорости в пограничном слое. Инженерный Метод не оперирует параметрами пограничного слоя. Для учета влияния нормального градиента скорости на движение газа введен безразмерный градиент скорости в ядре потока, названный К.Селезевым и Ю.Галеркиным условным числом Россби. Для центробежного рабочего колеса условное число Россби равно

$$Ro' = 4 \pm \frac{0,5(\bar{w}_1 + \bar{w}_2)}{\bar{R}_r}. \text{ В четвертой версии точка отрыва потока на задней}$$

поверхности лопатки вычисляется по формуле:

$$\dot{w}'_s = \frac{\dot{w}'_s}{w'_{s1}} = X_{15} \left(1 + X_{16} Ro'^{X_{17}} \right).$$

В этой формуле X_{15} - отношение скоростей, при котором поток отрывается в прямоосном диффузоре, где нормальный градиент отсутствует. Расчетный анализ показал, что моделирование потерь отрыва (они же потери смещения или потери давления) у рабочих колес с разными параметрами проектирования лучше получается, если в уравнении точки отрыва использовать непосредственно тот параметр, который определяет градиент скорости, а именно коэффициент теоретического напора:

$$\dot{w}_s = \frac{\dot{w}_s}{w_{31}} = X_{15} \left(1 + X_{16} \psi_{T_{расч}}^{X_{17}} \right).$$

Учет отклонения потока лопатками рабочих колес при моделировании потерь смещения. Тщательный анализ потерь смещения в рабочих колесах расчетами по 4-й версии модели показал, в зависимости от основных параметров проектирования, коэффициентов расхода и напора, выявляется тенденция разного уровня этих потерь. После сравнения разных способов моделирования потерь смещения учетом особенностей колес был выбран вариант представления коэффициента потерь смещения X_{20} в виде функциональной зависимости:

$$X_{20} = X_{31} \left(1 + X_7 Ro'^{X_8} + X_{18} (1 - \dot{w})^{X_{19}} \right).$$

Расчет потерь трения в зависимости от числа Рейнольдса и относительной шероховатости поверхностей. В соответствии с концепцией математического моделирования, за основу расчета потерь трения берутся экспериментально-теоретические формулы сопротивления тонкой пластинки. В четвертой версии шероховатость поверхностей не принималась во внимание. При расчете характеристик компрессоров при условиях эксплуатации значения чисел Рейнольдса могут быть на 2 порядка больше, и их поверхности фактически становятся гидравлически шероховатыми. Но модель 4-й версии считает их гладкими и рассчитывает завышенный КПД. При расчетах приходилось прибегать к искусственным приемам. В 5-й версии модели коэффициенты силы сопротивления

рассчитываются так: гидравлически гладкая, $c_f = X_9 \frac{0,0307}{Re_w^{1/7}}$,

шероховатая, $c_f = X_9 0,0162 \left(\frac{k_{uu}}{B} \right)^{1/7}$. В результате 5-я версия программы

корректно рассчитывает характеристик компрессоров при заводских испытаниях, и в реальных условиях работы.

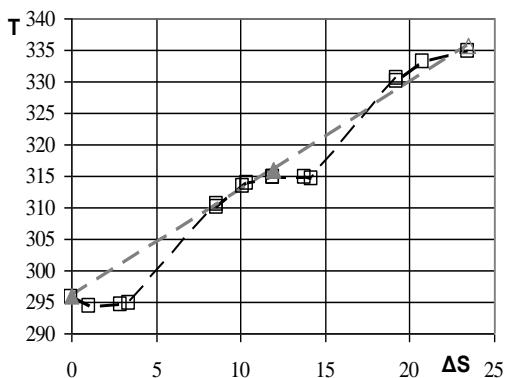
Уточнение вида КПД для идентификации модели потерь напора. Компьютерные программы Метода рассчитывают «истинный» КПД, величина которого однозначно определяет уровень потерь механической

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

компрессора или модельной ступени такой «истинный» КПД не может быть измерен. Политропный КПД по полным параметрам при обработке

результатов испытания рассчитывается так $\eta^* = \frac{\ln(p_k^* / p_n^*)}{\frac{k}{k-1} \ln(T_k^* / T_n^*)}$.

Различие между этими КПД иллюстрирует T-S диаграмма:



T-S -диаграмма движения газа в проточной части компрессора УРАЛ 76-1,44 на расчетном режиме. ---□--- сжатие с показателями процесса для каждого элемента проточной части («истинный» КПД), ---Δ---сжатие с постоянным показателем процесса (измеренный КПД)

При построении диаграммы параметры потока в контрольных сечениях рассчитаны по 5-й версии математической модели. Расчет

приращения энтропии по формуле $\Delta S = \frac{2R \left(p_1^* \left(1 + (k-1) \nu_i M_u^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} - p_2^* \right)}{p_2 + p_1}$.

Разница КПД для дозвуковых ступеней на расчетном режиме $\eta_r^* - \eta^* \approx 0,7 - 1,1\%$ в предыдущих версиях не принималась во внимание при идентификации, что вносило неконтролируемую погрешность.

Модель потерь напора в БЛД. Новая модель потерь БЛД и других осесимметричных участков проточной части более детальная и показала свою эффективность. БЛД по ходу движения газа делится на 20 одинаковых участков, потери в которых суммируются. Расходная

составляющая скорости на границах участков рассчитывается по уравнению неразрывности. Изменение окружной составляющей скорости рассчитывается по уравнению моментов:

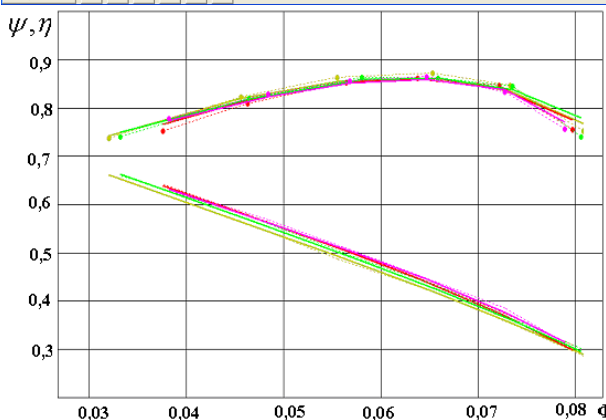
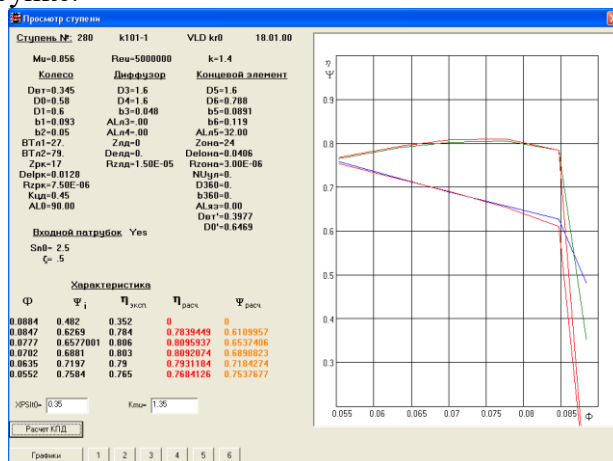
$$\bar{c}_{u2y} = \bar{c}_{u1y} - 0.5 \cdot \left(c_w \frac{\bar{c}_{u1y}}{b \cdot \operatorname{tg} \alpha_{1y}} + 2 \frac{\bar{c}_{u1y}}{D_{1y}} \right) \cdot (\bar{D}_{2y} - \bar{D}_{1y}).$$

Уменьшение момента

количества движения силами трения в этом уравнении учитывается коэффициентом силы сопротивления, для которого предложена математическая модель с несколькими эмпирическими коэффициентами.

Результаты идентификации 5-й версии математической модели.

Программа IDENT автоматически перебирает эмпирические коэффициенты и выбирает те значения, при которых рассчитанные КПД максимально близки к измеренным. С расчетами сопоставлялись характеристики модельных ступеней семейства 20CE Проблемной лаборатории компрессоростроения. Примеры применения программы IDENT – на рисунке.



Сверху – меню программы IDENT с параметрами модельной ступени и сравнением характеристик. Снизу – сопоставление характеристик КПД модельной ступени, испытанной при разных значениях M_u .

Введенные усовершенствования решили задачу моделирования КПД единым набором эмпирических коэффициентов в расчетной точке ступени с погрешностью плюс-минус 0,7%. Для расчета характеристики в пределах всего диапазона расхода нужны некоторые корректировки той части коэффициентов, которые отвечают за ударные потери при нерасчетных режимах работы. Введенные усовершенствования использованы в последующих версиях модели, кроме модели БЛД. В 8 – 9-й версиях другая модель потерь в безлопаточном диффузоре.

5.3 Развитие математического моделирования. Версии №№ 8, 9 математической модели

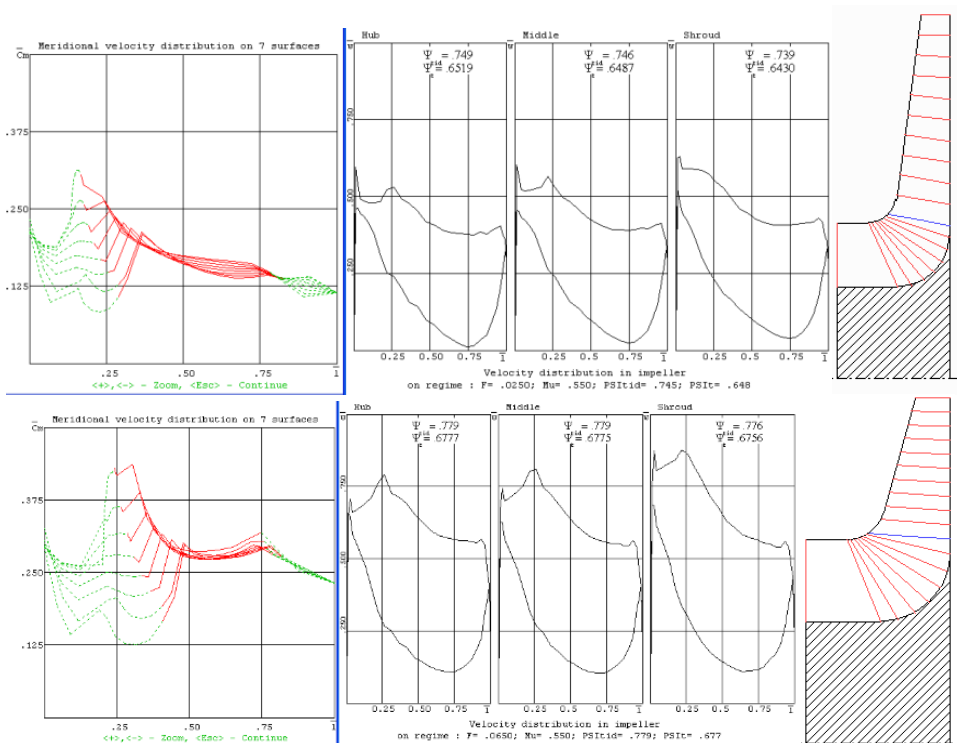
(исполнитель А.Дроздов)

Применительно к дозвуковым промышленным компрессорам опыт работы с программами 4 – 5-й версий, исследование отдельных вопросов моделирования показали перспективность таких направлений развития Метода, которые были реализованы в версиях 8 - 9:

- значительный прогресс в моделировании газодинамических характеристик может быть достигнут при повышении точности расчета условия входа в лопаточные решетки. Проблема делится на две части. Рассчитанная по одномерной модели скорость не равна скорости, с которой потока натекает на лопатку из-за перестройки потока под действием нагрузки. Условие безударного входа также зависит от перестройки потока. Для уточненного решения этих вопросов проведены соответствующие исследования и введены изменения в математическую модель;
- новая схема моделирования напорной характеристики позволяет более точно аппроксимировать экспериментально определенные зависимости $\psi_T = f(\varphi_2)$;
- успехи CFD-моделирования характеристик безлопаточных диффузоров позволил заменить успешную, но довольно сложную модель БЛД 5-й версии на систему алгебраических уравнений, аппроксимирующих результаты расчетного исследования;
- новая модель течения в БЛД представляет информацию о размерах проходных сечений входа и выхода. Это позволило заменить итерационный расчет выходных параметров на расчет с помощью газодинамической функции плотности тока $c \times \rho \times f = f(\lambda)$;
- одномерная модель осерадиальных рабочих колес заменена на более точную квазитрехмерную модель;
- устаревшая и неполная модель тангенциальных выходных устройств

заменена на более полную и корректную.

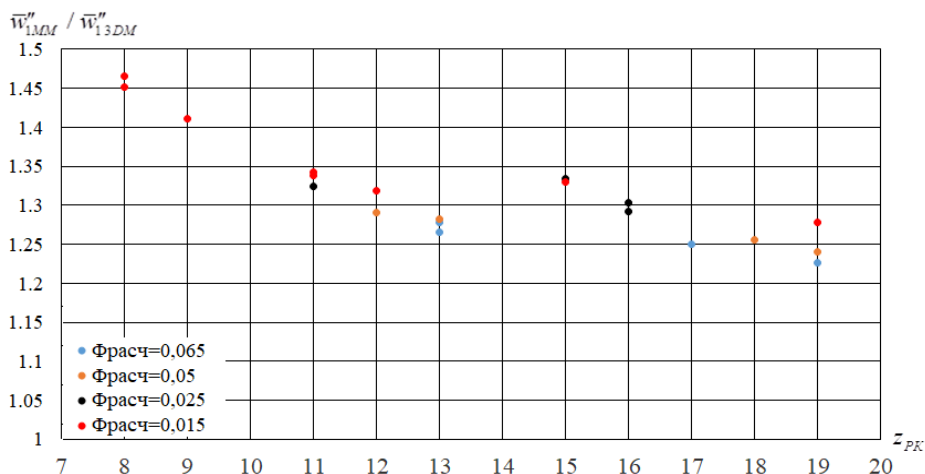
Уточнение величины скорости на входе в лопаточные решетки радиальных рабочих колес. Известно, что разность давлений на поверхностях лопаток – нагрузка – создает шаговую неравномерность скорости набегающего потока. Квазитрехмерные расчеты невязкого потока доказали свою эффективность при моделировании течения на безударном режиме. Была спроектирована серия радиальных рабочих колес в практически интересном диапазоне параметров проектирования и рассчитаны диаграммы скоростей по программе 3ДМ.023 (невязкий квазитрехмерный поток). Примеры показаны на рисунке.



Диаграммы скоростей на поверхностях лопаток и меридиональная форма РРК.

Вверху $\Phi_{расч} = 0,025$ $\Psi_{Т расч} = 0,65$ $\bar{D}_{от} = 0,25$. Внизу $\Phi_{расч} = 0,065$ $\Psi_{Т расч} = 0,65$
 $\bar{D}_{от} = 0,35$

Анализ показал, что скорости по расчету квазитрехмерного потока значительно меньше скоростей по одномерному расчету: $K_{ММ/3ДМ} = \bar{w}_{1ММ}'' / \bar{w}_{13ДМ}'' > 1$, что следует учесть при моделировании. Коэффициент $K_{ММ/3ДМ}$ зависит от размеров РРК, например:

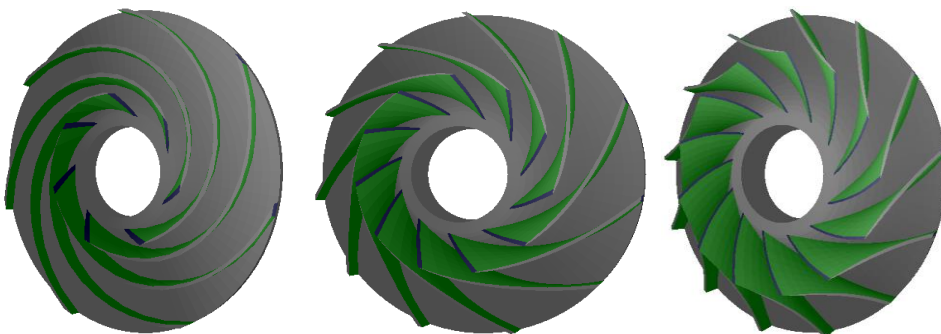


Зависимость $\bar{w}''_{1MM} / \bar{w}''_{13DM}$ от числа лопаток РК при $\Phi_{расч} = 0,015, 0,025, 0,05, 0,065$

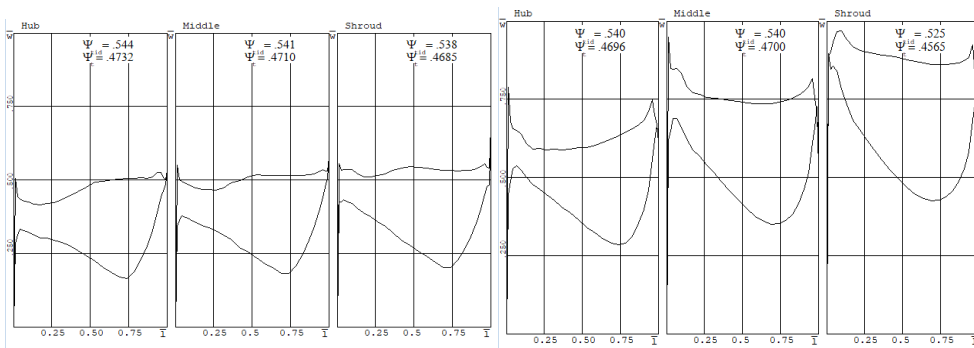
Разброс точек на рисунке имеется, так как влияют и другие размеры. Тем не менее достаточно универсальную аппроксимацию рассчитанных значений $\bar{w}''_{1MM} / \bar{w}''_{13DM}$ можно сделать с опорой на расчетный коэффициент расхода и число лопаток, от которых зависят размеры входа в РК:

$$K_{MM/3DM} = (-13\Phi_{расч}^2 + 1,14\Phi_{расч} - 0,03) \cdot z_{PPK} + (198,9\Phi_{расч}^2 - 18,65\Phi_{расч} + 1,76)$$

Уточнение величины скорости на входе в лопаточные решетки осерадиальных рабочих колес. Аналогичное сопоставление одномерного и квазитрехмерного расчета скоростей сделано для большой серии осерадиальных колес – примеры на рисунке.

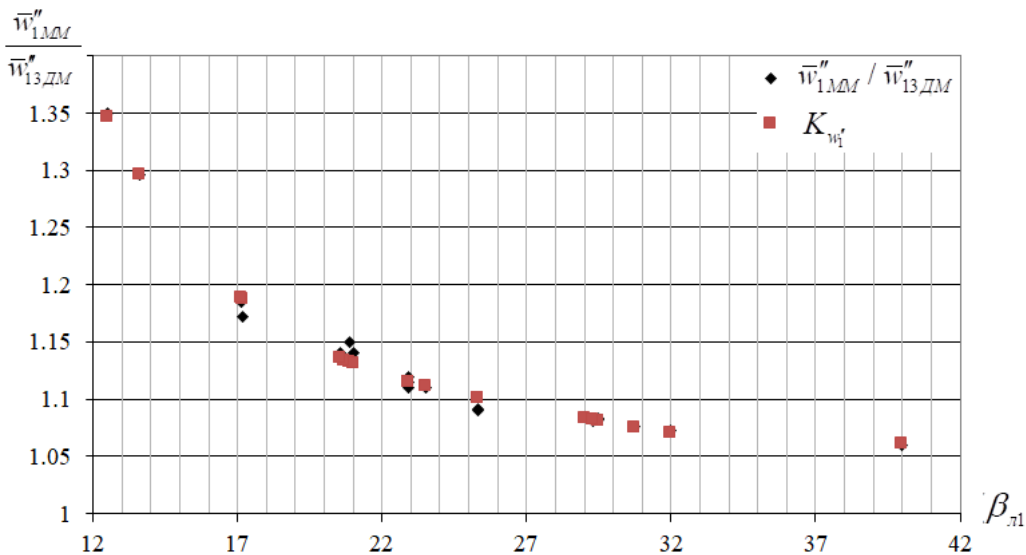


Вид лопаточной решетки серии ОРК $\Phi_{расч} = 0,015$ (слева), $\Phi_{расч} = 0,055$ (в центре), $\Phi_{расч} = 0,15$ (справа)



Диаграммы скоростей ОРК с $\Phi_{расч} = 0,015$ (слева), $\Phi_{расч} = 0,15$ (справа)

Как и у РРК, скорости по одномерному расчету значительно больше. Очень показательным параметром оказался входной угол лопаток:



Зависимость $\frac{\bar{w}''_{1MM}}{\bar{w}''_{13DM}}$ от угла лопатки на входе в ОРК. Расчет по аппроксимирующей формуле – красные квадраты

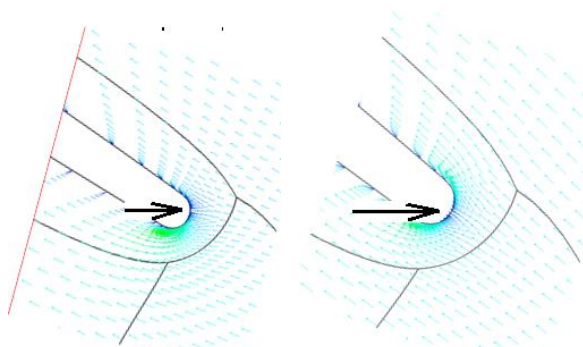
Была подобрана аппроксимирующая зависимость, наиболее точно описывающая расчетные данные, которая представляет из себя полиномиальную функцию вида:

$$K_{w_1} = 2,3226 \cdot 10^{-6} \beta_{.1}^4 - 0,000273 \beta_{.1}^3 + 0,012052 \beta_{.1}^2 - 0,24047 \beta_{.1} + 2,9458$$

Моделирование безударного обтекания лопаток рабочего колеса. Анализ и опыт проектирования показали большую информативность диаграмм скоростей невязкого потока. В частности,

отсутствие пика скорости на входной кромке указывает на безударный вход. После первичного проектирования входной угол или высота лопаток корректируются по результатам расчета невязкого течения. Результаты приемо-сдаточных и модельных испытаний нескольких десятков центробежных компрессоров мощностью до 32 МВт показал эффективность описанной методики. При надлежащем анализе CFD-расчеты подтверждают корректность невязкого расчета в отношении условий обтекания входных кромок.

На рисунке слева показаны векторы скорости у входной кромки РК с $\Phi_{\text{расч}} = 0,015$, на котором по невязкому квазитрехмерному расчету обтекание безударное.



Векторы скорости у входной кромки лопаток РК. Слева расчет CFD при $\Phi_{\text{расч}} = 0,015$. Справа расчет CFD при $\Phi = 0,0176$

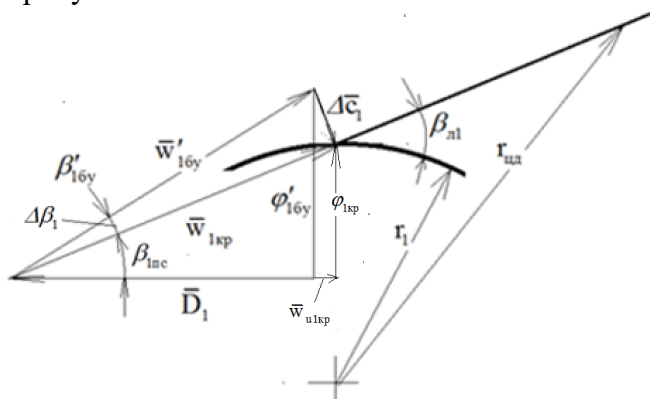
На рисунке слева по CFD положение критической точки (указано стрелкой) соответствует положительному углу атаки. Противоречие кажущееся. По CFD-расчету коэффициент теоретического напора получился на 7,5% больше того, который рассчитан для этого колеса по математической модели. Если, не меняя размеров входа, изменить размеры выхода, чтобы коэффициент напора увеличился на 7,5%, то по невязкому расчету безударный режим соответствует $\Phi = 0,0176$. Именно при этом коэффициенте расхода CFD-расчет на рисунке справа показывает положение критической точки в середине входной кромки (условие безударного входа).

При проектировании компрессора («обратная задача газодинамики») применение программы расчёта невязкого поток решает задачу. Размеры входа в РК выбираются таким образом, чтобы его лопатки обтекались безударно при нужном коэффициенте расхода. При расчете характеристик компрессора с заданными размерами («прямая задача газодинамики») применение программы ЗДМ.023 возможно, но неудобно. В модели 5-й версии задача решается применением схемы

воздействия нагрузки лопаток на поток, представленной в монографии К.П. Селезнева, Ю.Б.Галеркина «Центробежные компрессоры» (1982 г.). Ниже представлен ее усовершенствованный вариант.

Возможно, сильное несовпадение расчета по схеме с заменой нагрузки лопаток воздействием вихря связано с тем, что схема рассматривает одну лопатку, без взаимодействия с соседними лопатками. Возможно, при различии геометрических и газодинамических параметров решеток колес с разными коэффициентами напора и расхода характер воздействия нагрузки лопаток меняется. К тому же схема не вполне строго описывает взаимодействие потока с вихрем.

Воздействие вихря на поток в более строгой постановке иллюстрирует рисунок ниже.



Воздействие заменяющего нагрузку лопатки вихря на вектор скорости критической струйки тока (режим безударного входа)

Заменяющий воздействие лопатки вихрь, расположен на радиусе r_{vd} и индуцирует составляющую скорости $\Delta\bar{c}_1$, перпендикулярную направлению от вихря до входной кромки. С учетом упрощающих допущений и введении эмпирического коэффициента X :

$$\Delta\bar{c}_1 = X \frac{\psi_T}{z} \frac{\sin \beta_{nl}}{(1 - K_{vd})(1 - \bar{D}_1)}. \quad \text{Коэффициент расхода критической струйки}$$

тока: $\varphi_{1kp} = \varphi'_1 - \Delta\bar{c}_1 \cdot \cos \beta_{nl}$. Окружная составляющая скорости критической струйки тока: $\bar{w}_{u1kp} = \bar{D}_1 + \Delta\bar{c}_1 \cdot \sin \beta_{nl}$. Скорость критической

$$\text{струйки тока: } \bar{w}_{1kp} = \sqrt{\bar{w}_{u1kp}^2 + \varphi_{1kp}^2}.$$

По скорости \bar{w}_{1kp} следует рассчитывать потери напора в лопаточной решетке и рассчитывать диаграмму скоростей. Направление критической

струи тока: $\beta_{1кр} = \arctg \frac{\varphi_{1кр}}{\bar{w}_{u1кр}}$. Угол потока безударного входа:

$$\beta_{1оу} = \beta_{п1} + \Delta\beta_1.$$

Для определения эмпирического коэффициента в формуле для расчета $\Delta\bar{c}_1$ был спроектирован ряд радиальных и осерадиальных рабочих колес, безударные режимы которых рассчитаны по откорректированной схеме перестройки потока и по программе 3ДМ.023. Обобщение результатов позволило ввести в математическую модель такие величины эмпирического коэффициента:

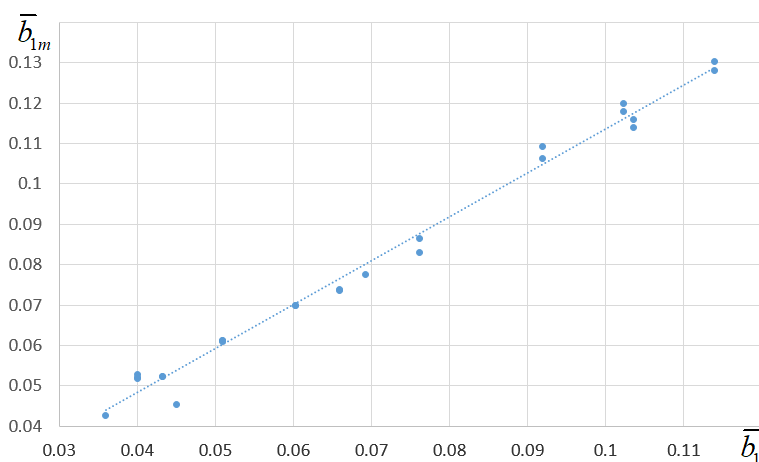
- радиальные рабочие колеса с «дугowymi» лопатками: $X = 1,37 = \text{const}$.

- радиальные рабочие колеса с профилированными лопатками: $X = 1 + 5\Delta\bar{w} - 24,9\bar{a}_1$,

- осерадиальные рабочие колеса: $X = 1 + 9,75\Delta\bar{w} - 31,9\bar{a}_1$, где

$$\bar{a}_1 = \bar{r}'_1 \times \sin \beta_{п1} = \frac{\pi \bar{D}_1}{z} \tau_1 \times \sin \beta_{п1}.$$

Фактическая высота лопатки на входе радиального рабочего колеса. Фактическая величина высоты лопатки b_{1m} больше формальной величины b_1 , что было учтено в 5-й версии программы и описано выше. Однако для расчета величины b_{1m} рекомендации не были сформулированы. Обобщение серии выполненных расчетов показало, что между b_{1m} и b_1 , при проектировании рабочих колес Методом универсального моделирования с практической точностью получается линейная зависимость:



Значения $\bar{b}_{1m} = f(\bar{b}_1)$ у РПК по Методу универсального моделирования (точки) и аппроксимирующая зависимость

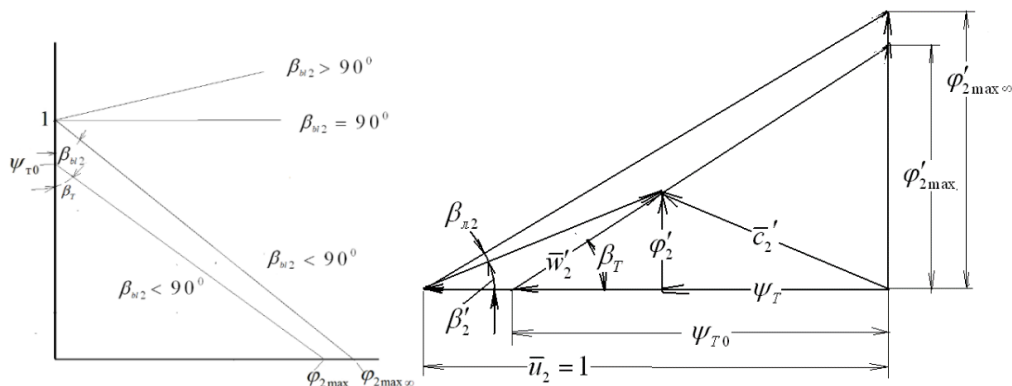
Аппроксимирующая зависимость связывает величины b_{1m} и b_1 :

$$\bar{b}_{1m} = 1.0871\bar{b}_1 + 0.0048 .$$

Уточненный расчет диаграммы скоростей. Опыт работы с математической моделью выявил некоторое неудобство, которое не проявляется в проектной практике, но затрудняет обработку экспериментальных данных при идентификации модели. Характерные скорости диаграммы скоростей рассчитываются по методике 5-й версии для режима $\Phi_{расч}$, на котором направление струйки тока совпадает с углом лопатки. При идентификации величина X в уравнении перестройки потока меняется, чтобы $\Phi_{расч}$ соответствовал экспериментальным данным. Одновременное изменение диаграммы скоростей вносит неопределенность.

Для устранения неопределенности расчет диаграмм скоростей коэффициент выполняется при коэффициенте расхода $\Phi_{i=0}$, при котором углу лопатки равно направлению осреднённого по шагу потока. Коэффициент $\Phi_{i=0}$ зависит только от размеров колеса и не меняется при изменении эмпирических коэффициентов модели.

Новая модель характеристики коэффициента теоретического напора (исполнители К. Солдатов, А. Дроздов). Согласно предложенной Ю. Галеркиным новой концепции моделирования, линейную зависимость $\psi_T = f(\varphi'_2)$ следует задавать значениями коэффициента теоретического напора при нулевом расходе ψ_{T0} и углом наклона линейной напорной характеристики β_T . При линейной зависимости $\psi_T = f(\varphi'_2)$ выходной треугольник скоростей представлен как рисунке справа:



Характеристики коэффициента теоретического напора идеальных рабочих колес с $\beta_{n2} \geq 90^\circ$ и реального рабочего колеса с $\beta_{n2} < 90^\circ$ (слева), выходной треугольник скоростей (справа)

При такой форме выходного треугольника скоростей вместо обычного выражения $\psi_T = 1 - \varphi'_2 \operatorname{ctg} \beta_2$ с неизвестной величиной выходного угла потока β_2 , можно воспользоваться выражением:

$$\psi_T = \psi_{T0} - \varphi'_2 \operatorname{ctg} \beta_T.$$

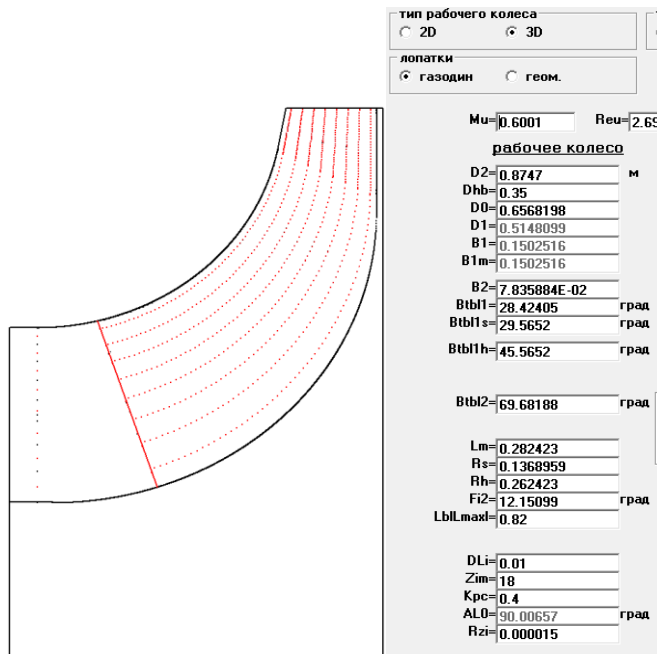
Анализ напорных характеристик рабочих колес, рассчитанных при движении невязкого квазитрехмерного потока и измеренных при испытании модельных ступеней позволил выявить наиболее значимые геометрические параметры рабочего колеса, определяющие значения ψ_{T0} и β_T . Характеристики реальных рабочих колес моделируются следующими выражениями. Коэффициент напора при нулевом расходе:

$$\psi_{T0} = 1 - y_{\text{взк}} \frac{180^\circ - \beta_{\text{л}2}^0}{3300} (1 + y_1 \beta_{\text{л}2}^0)^3 (1 - y_2 \bar{\delta}_{\text{л}}) (1 - y_3 \cdot 1/t) (1 - y_4 \cdot b_2/b_1) (1 - y_5 (\beta_{\text{л}2}^0 - 20^\circ)).$$

Эта формула предназначена для лопаток со средней линией, рассчитанной с контролируемым распределением нагрузки. Для традиционных РК с лопатками в виде дуги окружности формула (8) применима при эмпирическом коэффициенте $y_5 = 0$. Для моделирования угла наклона напорной характеристики предложено соотношение:

$$\beta_T^0 = \beta_{\text{л}}^0 + z_{\text{взк}} \left[z_1 (45^\circ - \beta_{\text{л}}^0) \left(1 - z_2 \bar{\delta}_{\text{л}} + \frac{z_3}{1/t} - \frac{z_4}{b_2/b_1} \right) \right] \times (1 - z_5 (\beta_{\text{л}}^0 - 29^\circ)).$$

Квазитрехмерный расчет осерадальных рабочих колес. В 9-й версии математической модели применен квазитрехмерный подход расчета осерадальных рабочих колес. Течение в лопаточной решетке разделяется на 8 линий тока (рисунок), для каждой из которых рассчитываются ударные потери, потери трения на лопатках и потери смещения. Потери трения на ограничивающих поверхностях (на основном и покрывающем дисках) имеют место на 1-й и 8-й линиях тока. В отличие от 8-й версии, площади основного и покрывающего диска рассчитываются отдельно. Пользователь имеет возможность задать величину лопаточных углов на втулке и периферии. Между ними изменение углов предполагается по линейному закону.



Меридиональный вид ОРК и линии тока, на которых производится расчет (слева) и меню задания размеров ОРК (справа)

На входе в лопаточную решетку предполагается, что коэффициент расхода ϕ'_{1i} одинаковый на каждой линии тока. С учетом разницы скоростей по высоте входной кромки расчетный алгоритм для каждой линии тока повторяет одномерный расчет (название по традиции – на самом деле расчет двухмерный, так как мат модель рассчитывает потери напора на передней и задней поверхностях лопаток отдельно). После определения всех составляющих потерь в лопаточной решетке, рассчитывается показатель политропы процесса между сечениями 1 и 2, исходя из суммы потерь на каждой линии тока:

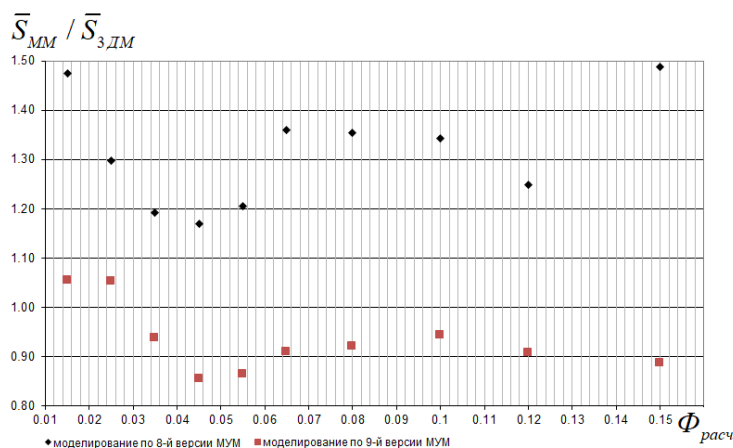
$$\eta_{1-2} = \frac{k}{k-1} - \lambda_{u0}^2 \frac{k}{k+1} \left(\sum_{i=1}^8 (\zeta_{mp,li} + \zeta_{cmi}) \bar{w}_1^{n2} + \zeta_{cm,b3/b2} \bar{w}_1^{n2} + \zeta_{ozpi=1} \bar{w}_{1i=1}^{n2} + \zeta_{ozpi=8} \bar{w}_{1i=8}^{n2} + \sum_{i=1}^8 (\zeta_{yoi} \bar{w}_{1i}^{n2}) + 2\psi_T (\beta_{np} + \beta_{mp}) \right) / \left[\frac{T_1'}{T_0^*} \left(\frac{T_2}{T_1'} - 1 \right) \right]$$

Пример коэффициентов потерь, скоростей и потерь КПД на каждой линии тока, рассчитанных по программе ОРТИМ2 9-й версии Метода показан в таблице.

Таблица значений коэффициентов потерь, скоростей и потерь КПД на линиях тока. Расчет по программе ОРТИМ2 9-й версии

	1	2	3	4	5	6	7	8
dETic	.0058	.0067	.0071	.0072	.0068	.0059	.0047	.0032
dwad	.0962	.1039	.1072	.1065	.1019	.0934	.0809	.0643
SRKTP	.0167	.0150	.0137	.0128	.0121	.0116	.0183	.0133
SRKCM	.0537	.0900	.1313	.1764	.2247	.2755	.3284	.3833
SRK0	.0384	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0349
Sad	.0291	.0298	.0286	.0260	.0224	.0181	.0133	.0085
SRK	.1089	.1050	.1450	.1892	.2368	.2870	.3467	.4315
Sb1	.0097	.0085	.0076	.0068	.0063	.0058	.0087	.0061
Sogr	1.0364	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.8578
BTL1	.456E+02	.427E+02	.401E+02	.377E+02	.355E+02	.334E+02	.314E+02	.296E+02
W31	.533E+00	.561E+00	.591E+00	.622E+00	.656E+00	.691E+00	.730E+00	.771E+00
W32	.614E+00	.627E+00	.639E+00	.651E+00	.664E+00	.678E+00	.693E+00	.708E+00
WN1	.456E+00	.480E+00	.505E+00	.532E+00	.561E+00	.592E+00	.625E+00	.661E+00
WN2	.185E+00	.173E+00	.161E+00	.148E+00	.135E+00	.122E+00	.107E+00	.911E-01
DW	.268E+00	.283E+00	.299E+00	.314E+00	.331E+00	.348E+00	.366E+00	.386E+00
WS	.854E+00	.854E+00	.854E+00	.854E+00	.854E+00	.854E+00	.854E+00	.854E+00
W111	.510E+00	.537E+00	.565E+00	.595E+00	.627E+00	.661E+00	.698E+00	.738E+00
WT	.784E+00	.745E+00	.707E+00	.672E+00	.638E+00	.605E+00	.573E+00	.542E+00

В таблице представлено сопоставление площадей лопаток серии ОРК, точно рассчитанных по программе 3ДМ.023, и по программам 8-й и 9-й версии.



Сопоставление отношения площадей лопаток ОРК $\bar{S}_{MM} / \bar{S}_{3DM}$ в зависимости от расчетного коэффициента расхода $\Phi_{расч}$.

Средняя погрешность определения площади лопаток уменьшилась с 31% в 8-й версии до 7% в 9-й версии, что благоприятно сказалось на точности расчета потерь трения на лопатках.

Математическая модель безлопаточного диффузора на основе CFD-исследования (исполнители О.Соловьева, А.Дроздов).

Математическая модель 5-й версии корректна и эффективна, однако успехи CFD-моделирования неподвижных элементов проточной части открывают альтернативный путь. Характеристики коэффициента потерь и выходного угла БЛД были рассчитаны в диапазоне относительной ширины $b/D_2 = 0,006 - 0,10$, с радиальной протяженностью до $D_4/D_2 = 2,0$ в практически значимом диапазоне критериев подобия. Для аппроксимирующей зависимости коэффициента потерь $\zeta_\sigma = f(\bar{b}_2, \bar{D}_4, \alpha_2, \lambda_{c2}, Re, \bar{k}_{iu})$ выбран такой общий вид алгебраических уравнений: $\zeta_\sigma = \frac{A \cdot \alpha^B \cdot K_{D4}}{K_{Re k_{iu}}}$. Каждый член формулы – это довольно

сложный набор набор алгебраических уравнений. Например, при фиксированном значении относительной длины диффузора $D_4/D_2 = 1,6$:

$$\zeta = A \cdot \alpha^B; \text{ где } A = c \cdot (b_2/D_2)^4 + d \cdot (b_2/D_2)^3 + e \cdot (b_2/D_2)^2 + h \cdot (b_2/D_2) + i;$$

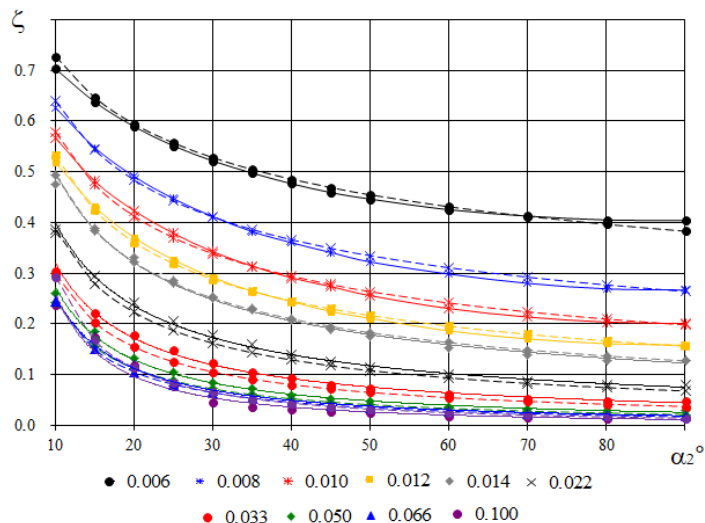
$$c = 111633 \cdot \lambda_{c2}^2 - 208134 \cdot \lambda_{c2} - 184432; \quad d = 64704 \cdot \lambda_{c2}^2 - 61330 \cdot \lambda_{c2} + 71806;$$

$$e = -10988 \cdot \lambda_{c2}^2 + 12468 \cdot \lambda_{c2} - 7411.4; \quad h = 465.59 \cdot \lambda_{c2}^2 - 499.03 \cdot \lambda_{c2} + 245.24;$$

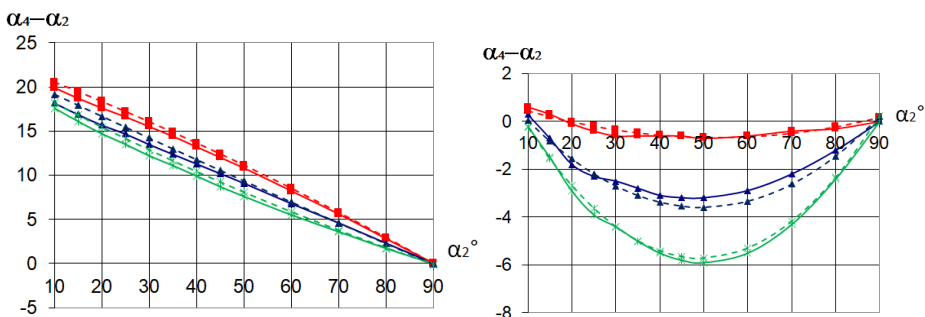
$$i = -1.7437 \cdot \lambda_{c2}^2 + 2.468 \cdot \lambda_{c2} - 0.1413; \quad B = f \cdot \ln(b_2/D_2) + g;$$

$$f = 0.0796 \cdot \lambda_{c2}^2 - 0.194 \cdot \lambda_{c2} - 0.2775; \quad g = -0.7042 \cdot \lambda_{c2} - 1.6742.$$

Сопоставление результатов CFD-расчетов с моделированием на рисунках дает представление о корректности модели:



Сравнение расчетных и аппроксимирующих значений коэффициентов потерь БЛД в зависимости от угла на входе в БЛД. $D_4/D_2 = 1.6$, $\lambda_{c2} = 0.39$. Сплошные линии – расчет, пунктир – аппроксимация



Изменение угла потока в БЛД с разной относительной шириной (слева 0,008, справа 0,10) в зависимости от угла потока на входе. Сплошные линии – расчет, пунктир – аппроксимация $D_4 / D_2 = 1,6$
 Скоростной коэффициент $\lambda_{c_2} = 0,39$ (—■—), $0,64$ (—▲—), $0,82$ (—*—).

У новой модели хорошая точность и есть другие преимущества. Большое количество алгебраических уравнений новой модели не создает проблем для современных ПК. Проверка показала, что модель не требует идентификации. Поэтому общее количество эмпирических коэффициентов модели ступени уменьшено. Так как по новой модели отношение проходных сечений входа/выхода f_4 / f_2 определено, возможен расчет параметров потока на выходе из БЛД по уравнению газодинамической функции плотности тока. Это делает ненужными итерации.

Расчет параметров потока в контрольных сечениях по уравнению газодинамической функции плотности тока (исполнители О.Соловьева, А.Дроздов). Этот подход демонстрируется на примере новой математической модели БЛД. Уравнение неразрывности, записанное с использованием безразмерной функции плотности тока:

$$\bar{m}_{i+1} \frac{p_{i+1}^* f_{i+1} q(\lambda_{i+1})}{\sqrt{T_{i+1}^*}} = \bar{m}_i \frac{p_i^* f_i q(\lambda_i)}{\sqrt{T_i^*}}.$$

Функция $q(\lambda)$ – отношение плотности тока к

плотности тока в критическом сечении:

$$q(\lambda) = \frac{\rho c}{(\rho c)_{cr}} = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \times \lambda \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}.$$

Уравнение расхода, записанное

через условный коэффициент расхода и через функцию скорости:

$$\bar{m} = \Phi \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2 \frac{p_i^*}{RT_i^*} = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \times \lambda_i \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_i^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \frac{p_i^*}{RT_i^*} \times a_{cr} \times f_i$$

. Для удобства записи обозначено: $a = \frac{k}{k-1}$; $b = \frac{1}{k-1}$; $c = \frac{k-1}{k+1}$; $d = \frac{k+1}{2}$;

$$e = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}}; \quad g = \frac{\rho_{ucr}}{\rho_n^*} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}}.$$

Отсюда вытекает уравнение для расчета скорости и статических параметров потока в сечении «i» с известными полными параметрами и заданным условным коэффициентом расхода:

$$\Phi = e \times \frac{g}{\lambda_{ui}} \times \bar{f}_i \times \lambda_i \left(1 - c \times \lambda_i^2 \right)^b, \quad \text{где: } \lambda_{ui} = \frac{u_2}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_i^*}}. \text{ Отсюда вытекает}$$

уравнение для расчета параметров потока на выходе из любого неподвижного элемента проточной части:

$$\frac{\lambda_{i+1}}{\lambda_i} \left(\frac{1 - c \times \lambda_{i+1}^2}{1 - c \times \lambda_i^2} \right)^a = \frac{\bar{f}_i}{\bar{f}_{i+1}} \frac{1}{\sigma}, \quad \sigma = \frac{p_{i+1}^*}{p_i^*}.$$

После ряда термодинамических преобразований коэффициент потери полного давления предстает в виде:

$$\sigma = \left(\frac{1 - c \times \lambda_i^2}{1 - c \times \lambda_{i+1}^2} \right)^{\frac{k-1}{k} \frac{\zeta}{1 - \frac{\lambda_{i+1}^2}{\lambda_i^2}}} \left(\frac{1 - c \times \lambda_i^2}{1 - c \times \lambda_{i+1}^2} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \text{ Искомый коэффициент скорости на}$$

выходе из БЛД определяет уравнение

$$\frac{\lambda_{i+1}}{\lambda_i} \left(\frac{1 - c \times \lambda_{i+1}^2}{1 - c \times \lambda_i^2} \right)^a \left(\frac{1 - c \times \lambda_i^2}{1 - c \times \lambda_{i+1}^2} \right)^{\frac{k-1}{k} \frac{\zeta}{1 - \frac{\lambda_{i+1}^2}{\lambda_i^2}}} = \frac{\bar{f}_i}{\bar{f}_{i+1}}, \quad \text{которое легко решается}$$

перебором значений λ_{i+1}^2 , после чего все параметры на выходе из БЛД рассчитываются по известным формулам термодинамики. Эта математическая модель БЛД успешно проявила себя при идентификации общей математической модели ступени и в проектно-расчетной практике.

Математическая модель тангенциальных выходных устройств.

Основы метода расчета размеров в рамках политехнической школы сформулированы еще в книге «Центробежные компрессоры» (К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, 1982). А.М.Мифтахов в ЛПИ и КХТИ, В.И.Зыков в ЛПИ провели исследования, развившие приемы проектирования. В предыдущих версиях Метода была упрощенная версия расчета размеров и не для всех типичных выходных устройств. В новой

версии эти недостатки устранены. Некоторые основные положения алгоритма:

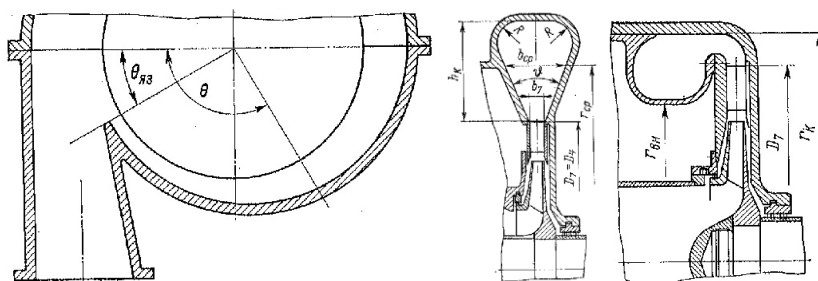
- сечения спиральной камеры рассчитываются по уравнению

$$\bar{m}_{\Theta} = \frac{\Theta}{360^{\circ}} \bar{m}_{расч} = \rho c_{u4} r_4 \int_{r_4}^{r_{вн}} b \frac{dr}{r}. \text{ Трение и сжимаемость влияют на}$$

размеры проходного сечения в противоположном направлении и не принимаются во внимание. В соответствии с результатами испытаний размеры спиральной части рассчитываются на массовый расход на 20% больше расчетного;

- поперечное сечение кольцевой сборной камеры равно выходному сечению улитки аналогичного типа.

На рисунках показаны основные типы выходных устройств, для которых разработана новая математическая модель.



Примеры трапецевидной и боковой внутренней улиток

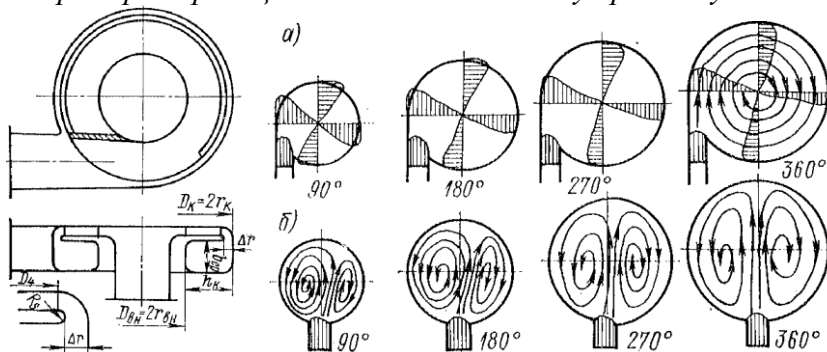
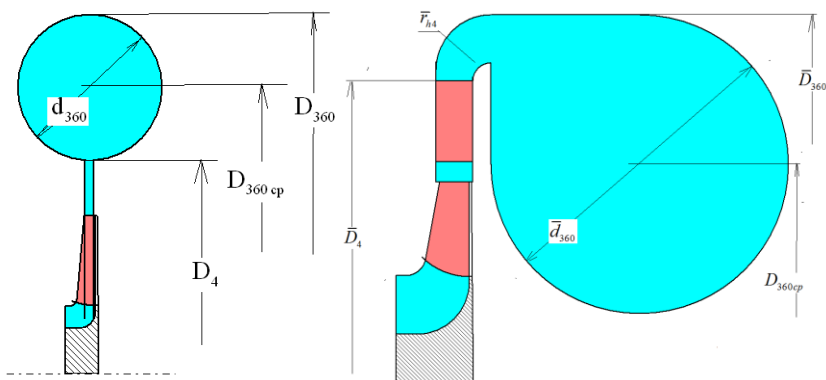


Схема кольцевой сборной камеры и форма поперечного сечения и схема меридионального течения в круглых улитках. Вверху – боковая наружная, внизу – симметричная

Внешняя круглая улитка. Размеры выходного сечения спиральной части показаны на рисунке.



Размеры выходного сечения спиральной части внешней и внутренней круглой улитки

Из уравнения расхода и геометрических соотношений вытекает уравнение для диаметра выхода из спиральной части

$$\bar{d}_{360} = \frac{5\bar{b}_4 \text{tg} \alpha_{4\text{расч}} + \sqrt{(5\bar{b}_4 \text{tg} \alpha_{4\text{расч}})^2 + 4 \cdot 5\bar{b}_4 \text{tg} \alpha_{4\text{расч}} \bar{D}_4}}{2}$$

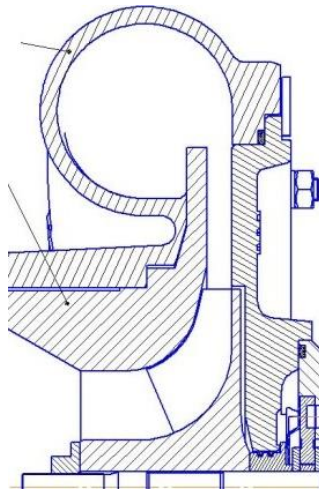
Безразмерная площадь выхода из спиральной части для любых круглых улиток и КСК $\bar{F}_{360} = \bar{d}_{360}^2$. Формула для всех трапециевидных и круглых

улиток и КСК $\bar{c}_{360} = \frac{4\bar{D}_4 \bar{b}_4 \varphi_{r4}}{\bar{F}_{360}}$. Для уменьшения скорости на выходе из ступени за улиткой следует диффузор с оптимальным углом раскрытия 8° .

Внутренняя круглая улитка и КСК. Из уравнения расхода выходной диаметр спиральной части – диаметр КСК рассчитывается по

уравнению
$$\bar{d}_{360\text{внутр}} = \frac{-5\bar{b}_4 \text{tg} \alpha_{4\text{расч}} + \sqrt{(5\bar{b}_4 \text{tg} \alpha_{4\text{расч}})^2 + 4 \cdot 5\bar{b}_4 \text{tg} \alpha_{4\text{расч}} (\bar{D}_4 + 2\bar{r}_{h4})}}{2}$$

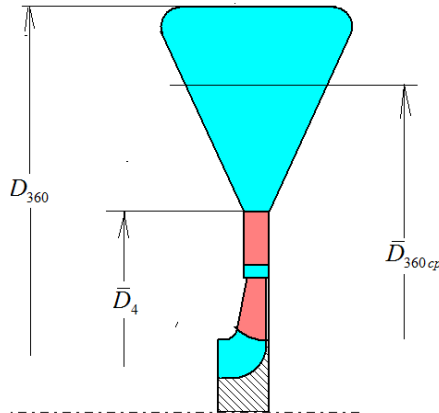
Круглая улитка с произвольным средним радиусом сечения ($\bar{D}_{360\text{срнар}} > \bar{D}_{360\text{српроизв}} > \bar{D}_{360\text{срвнутр}}$). Пример представлен на рисунке.



Произвольная круглая улитка

Размеры такой улитки задает проектировщик, исходя из конкретных условий проектирования.

Трапецевидная улитка. Размеры трапецевидной улитки показаны на рисунке.



Размеры выходного сечения спиральной части трапецевидной улитки

Площадь поперечного сечения трапецевидной улитки – сумма площадей прямоугольника и трапеции в сечении 360^0 . Сомножитель 0,95 учитывает уменьшение площади из-за радиусов скругления. Наружный диаметр улитки в сечении 360^0 :

$$\bar{D}_{360} = \frac{11.6D_4b_4tg\alpha_{4расч} - 2\bar{b}_4}{tg \frac{\nu}{2}} + \bar{D}_4$$

Модель потерь. После определения размеров выходного

устройства рассчитываются потери в его элементах.

Модель потерь выходного диффузора аналогична хорошо зарекомендовавшей модели расчета прямоосных диффузоров (Аэрогидродинамика технологических аппаратов: (подвод, отвод и распределение потока по сечению аппаратов) / И.Е.Идельчик// М.: Машиностроение. – 1983). Коэффициент сопротивления – сумма коэффициентов трения и расширения: $\zeta_{\text{вд}} = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\nu}{2}} \left(1 - \frac{1}{c_{\text{вд}}}\right)^2 + 3,2 \text{tg}^{1,25} \frac{\nu}{2} \left(1 - \frac{1}{c_{\text{вд}}}\right)^2$.

Для трапецевидной улитки угол раскрытия диффузора ν - это эквивалентный угол раскрытия. Поправочные коэффициенты введены в ММ и определены идентификацией.

Расчет потерь в спиральной части. В радиальной плоскости потери трения рассчитываются с помощью эмпирического коэффициента

трения $\lambda_{\text{сп}}$: $h_{\text{втрспч}} = \sum_0^{360} \frac{c^2}{2} \lambda \frac{d_1}{d_2} \approx \frac{c_{\text{сп}}^2}{2} \lambda_{\text{сп}} \frac{l}{d_{\text{сп}}}$. С учетом упрощающих

допущений коэффициент потерь трения спиральной части

$$\zeta_{\text{сп}} = \lambda_{\text{сп}} 0,5 \frac{\pi \bar{D}_4}{\bar{d}_{\text{сп}}} \left(1 + \frac{\bar{c}_{360}^2}{\bar{c}_4^2}\right).$$

В меридиональной плоскости у трапецевидной улитки потери расширения в зависимости от угла раскрытия улитки по аналогии с

прямоосным диффузором $\zeta_{\text{мертрап}} = \frac{h_{\text{вмерп}}}{0,5 c_4^2} = \sin^2 \alpha_4 \cdot 3,2 \text{tg}^{1,25} \frac{\nu_{\text{ул}}}{2}$.

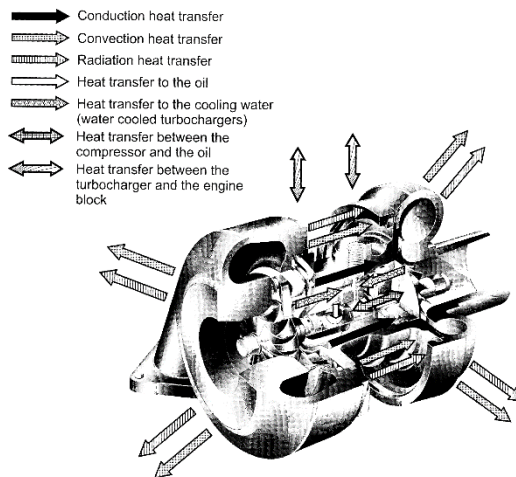
В круглой улитке и КСК скорость c_4 переходит в скорость вращения в спиральной части и полностью преобразуется в тепло. Но вращение потока подавляет потери расширения в спиральной части, и кинетическая энергия меридионального потока не вся теряется

$\zeta_{\text{меркр}} = X_i \sin^2 \alpha_4$, где эмпирический коэффициент $X_i < 1$. Суммарный коэффициент потерь ВУ включает также ударные потери при обтекании языка спиральной части. Модель включает и другие эмпирические коэффициенты.

5.4 Моделирование газодинамических характеристик центробежных компрессоров при неадиабатном сжатии (исполнитель К.Солдатова)

В рамках договора о сотрудничестве с Ганноверским университетом (ФРГ) К.В.Солдатовой была проведена работа в Институте турбомашин (директор проф. Й.Зойме). Германские коллеги предоставили информацию по испытаниям компрессоров для

турбонаддува ДВС. Представление о конструкции компрессора и теплотоках в агрегате дает рисунок.

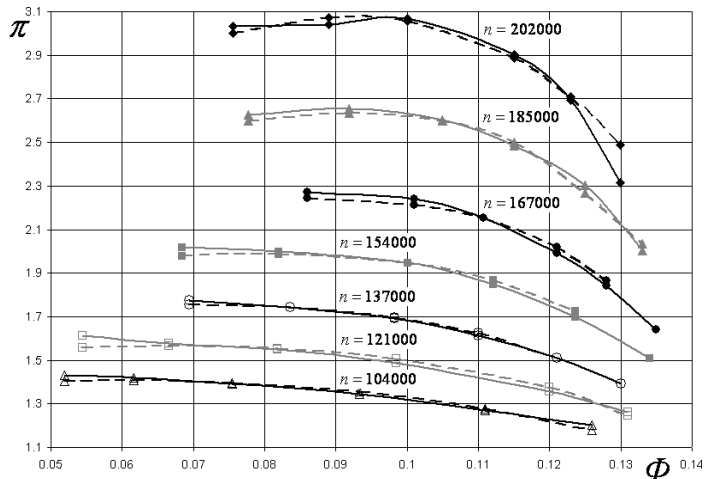


Разрез турбонагнетателя ДВС в составе «центробежный компрессор + радиальная турбина» и теплотоки в агрегате

Спецификой работы компрессора является сильное влияние внешнего теплообмена с атмосферой, горячим смазочным маслом и деталями конструкции, нагретыми выхлопными газами. Имеет место, так называемое неадиабатное сжатие, при котором подведенная механическая работа не может быть определена по повышению температуры сжимаемого воздуха. Основное допущение, вытекающее из экспериментов германских коллег – при номинальных высоких оборотах агрегата подвод/отвод тепла взаимно компенсируются, и характеристика КПД, рассчитанная по измеренному повышению температуры, достоверна. Но при снижении оборотов, температура сжимаемого воздуха уменьшается, а температура выхлопных газов – нет. Подогрев сжимаемого воздуха теплом выхлопных газов приводит к ошибке измерения КПД по разнице температур. КПД неправдоподобно уменьшается.

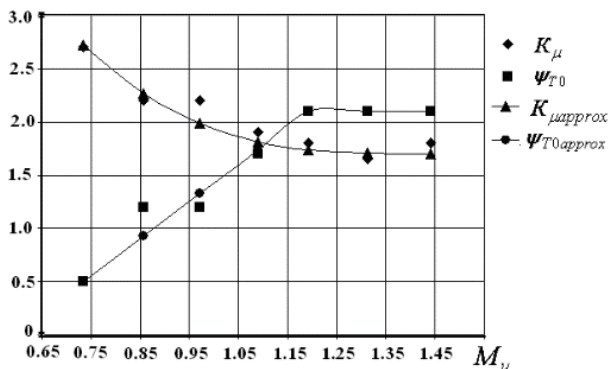
Для моделирования характеристик и корректного определения КПД при неадиабатном сжатии во всем диапазоне оборотов была использована программа на базе 5-й версии модели расчета газодинамических характеристик с добавлением уточненных размеров осерадиальных рабочих колес. Эмпирические коэффициенты модели потерь откорректированы для удовлетворительного моделирования характеристики КПД при номинальных оборотах. Предполагается, что такая модель корректно описывает потери напора во всем диапазоне оборотов. Характеристика коэффициента внутреннего напора подбиралась

таким образом, чтобы рассчитанные отношения давлений соответствовали измеренным. Результаты показаны на рисунке.



Характеристики отношения давлений. Сплошные линии – измеренные, штриховые линии – расчет по математической модели

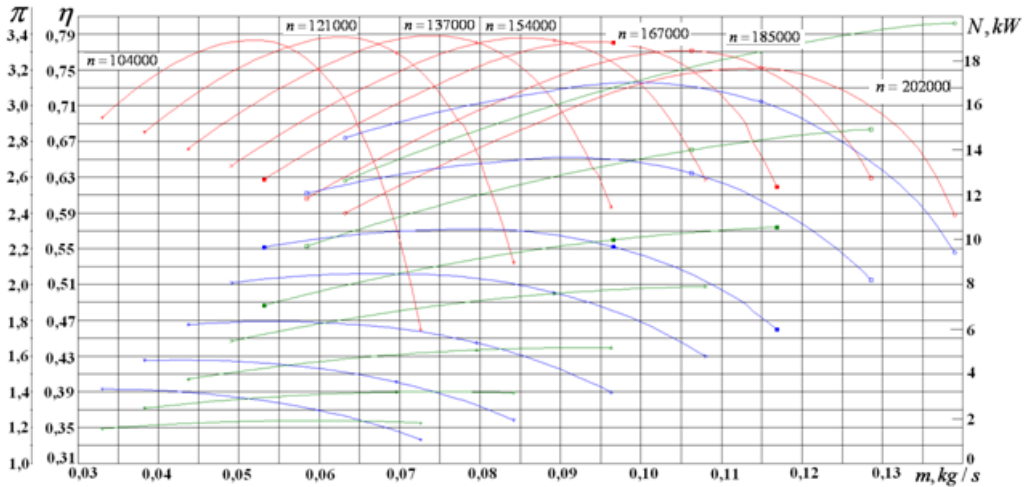
Коэффициенты, определяющие линейную напорную характеристику $\psi_T = f(\phi_2')$, зависят от условного числа Маха, при котором работает компрессор, на рисунке.



Зависимости коэффициентов K_μ и ψ_{T0} от условного числа Маха по результатам испытания центробежного компрессора агрегата турбонаддува ДВС

Условные числа Маха на рисунке выше соответствуют диапазону 104000-202000 об/мин (наружный диаметр РК 48 мм, окружная скорость 260-507 м/с). Графические зависимости на рисунке аппроксимированы уравнениями $K_\mu = 3(1,45 - M_u)^{3,2} + 1,7$, $\psi_{T0} = 0,5 + 3,5(M_u - 0,735)$. Этих

зависимостей вместе с моделью потери напора достаточно для расчета характеристик компрессора в нужном диапазоне оборотов. На рисунке приведены характеристики коэффициента полезного действия и отношения давлений в диапазоне 104000-202000 об/мин (наружный диаметр РК 48 мм, окружная скорость 260-507 м/с), рисунок.



Семейство характеристик центробежного компрессора агрегата турбонаддува ДВС по результатам моделирования

Показанные на рисунке характеристики отношения давлений близко совпадают с измеренными. Характеристика КПД при номинальных оборотах 202000 в минуту тоже совпадает с измеренной. Изменение характеристики КПД при уменьшении оборотов представляется закономерным. При всей условности предложенной методики, обсуждение на международных конференциях показало отсутствие альтернативы в настоящее время.

5.4 Реализованные проекты компрессоров и ступеней

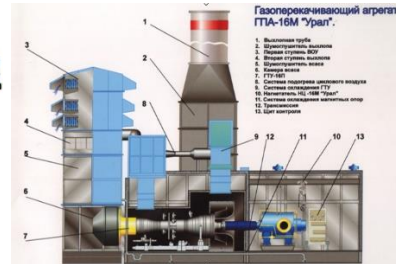
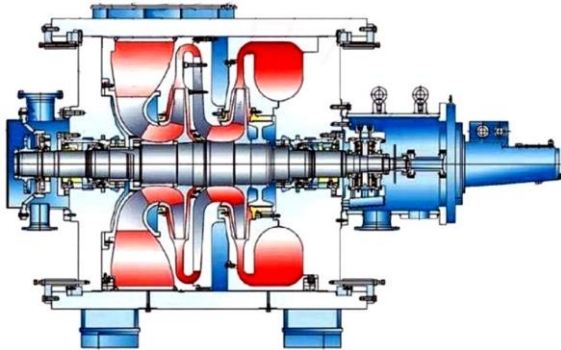
В 2015 г. проф. Ю.Галеркин силами АСКОМП и ЛГДТМ провел конференцию, посвященную 95-летию юбилею К.П.Селезнева (Москва, РСВ-ехро, Крокус-Сити в рамках Международного форума «Насосы, компрессоры, арматура, октябрь 2015 г.»). В докладе Ю. Галеркина были приведены такие данные по выпуску центробежных компрессоров по проектам Методом универсального моделирования:

ПЕРЕЧЕНЬ
центробежных компрессоров для газовой промышленности
по г/д проектам научной группы проф. Ю.Галеркина

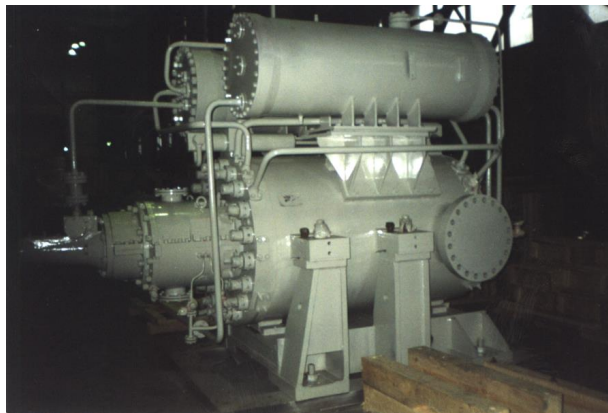
№	Название компрессора/СПЧ	Место установки	Заказчик - изготовитель	Кол-во
1	ГПА-Ц-6,3/1-2,2	Кавказтрансгаз	СМПО им. Фрунзе	4
2	ГПА-Ц-8/160-2,4	Югтрансгаз	СМПО им. Фрунзе	4
3	ГПА-Ц-16/21-2,2	Кавказтрансгаз	СМПО им. Фрунзе	6
4	ГПА-Ц-16/41-2,2	Кавказтрансгаз	СМПО им. Фрунзе	6
5	ГПА-Ц-16/76-1,7	Ямбурггаздобыча, Надымгазпром	СМПО им. Фрунзе	33
6	ГПА-Ц-16/85-1,5	Белтрансгаз	СМПО им. Фрунзе	5
7	ГПА-Ц-16/100-1,7	Львовтрансгаз	СМПО им. Фрунзе	5
8	СПЧ-10/32к-2,0	Оренбурггазпром	СМПО им. Фрунзе	4
9	ГПА-Ц-6,3/29В-1,7	Львовтрансгаз	СМПО им. Фрунзе	3
10	ГПА-Ц-6,3/41С-1,7	Киевтрансгаз	СМПО им. Фрунзе	7
11	ГПА-Ц-6,3/64С-1,7	Киевтрансгаз	СМПО им. Фрунзе	3
12	ГПА-Ц-6,3/71	Турция	СМПО им. Фрунзе	4
13	ГПА-8/71-1,45...1,25	Аргентина	СМПО им. Фрунзе	2
14	ЭГПА-6,3/32к-2,2	Оренбурггазпром	СМПО им. Фрунзе	4
15	ГПА-Ц-16/76-1,25	Пермьтрансгаз	СМПО им. Фрунзе	4
16	ГПА-Ц-16/76-1,5	Тюментрансгаз, Уренгойгазпром, Пермьтрансгаз	СМПО им. Фрунзе	88
17	ГПА-Ц-16/56-1,7	Уренгойгаздобыча	СМПО им. Фрунзе	30
18	ГПА-Ц-16/45-1,7	Ямбурггаздобыча	СМПО им. Фрунзе	12
19	ГПА-Ц-16/45-1,7	ГПА-Ц-16 «Урал»	СМПО им. Фрунзе	5
20	СПЧ-6,3/61-1,27	Мострансгаз	СМПО им. Фрунзе	3
21	ГЦ1-285/3,5-10,7	КС Анастасьевка	СМПО им. Фрунзе	3
22	ГЦ1-470/1,1-5,7	КС Гнедицы	СМПО им. Фрунзе	3
23	ГЦ1- 680/1,5-4,5	КС Качановка	СМПО им. Фрунзе	3
24	ГПА-Ц-16/76-1,6	КС Сивас	СМПО им. Фрунзе	н/д
25	108-51-1Л ГПА-10ДКС «Урал»	Уренгойгазпром	ОАО «Компрессорный комплекс»	10
26	СПЧ 108-71-1Л ГПА-10ДКС «Урал»	Уренгойгазпром	ОАО «Компрессорный комплекс»	н/д
27	СПЧ 108-81-1Л ГПА-10ДКС «Урал»	Уренгойгазпром	ОАО «Компрессорный комплекс»	н/д
28	398-23-1Л ГПА-16УТГ «Урал»	Уралтрансгаз	ОАО «Компрессорный комплекс»	4
29	398-27-1Л ГПА-16 «Урал»-02	Волгатрансгаз	ОАО «Компрессорный комплекс»	11
30	СПЧ 235-28-1	Волгатрансгаз	ОАО «Компрессорный комплекс»	н/д
31	СПЧ 650-1,37/76 ГПА-25-ПС «Урал»	Пермьтрансгаз	ОАО «Компрессорный комплекс»	1
32	48-61-1 ГПА-4ПХГ «Урал»	Мострансгаз	ОАО «Компрессорный комплекс»	1
33	СПЧ НЦ-18/70-1,7 ГПА-Ц-18	Тюментрансгаз	ОАО «Компрессорный комплекс»	4
34	НЦ-16/76-1,44 «Урал»	Севергазпром	ОАО НПО «Искра»	1
35	СПЧ НЦ-16/76-1,44	Пермьтрансгаз	ОАО НПО «Искра»	2
36	СПЧ 16/73-1,35	Тюментрансгаз	ОАО НПО «Искра»	1
37	СПЧ 16/76-1,64	Тюментрансгаз	ОАО НПО «Искра»	2
38	НЦ-16М/76-1,44	Самаратрансгаз	ОАО НПО «Искра»	1
39	ПА-Ц-4А/76-1,7	КС «Замьяны»	СМПО им. Фрунзе	н/д

Всего около 270 шт. с общей мощностью 4 000 000 кВт

В последующие годы выпуск перечисленных в таблице компрессоров продолжался.



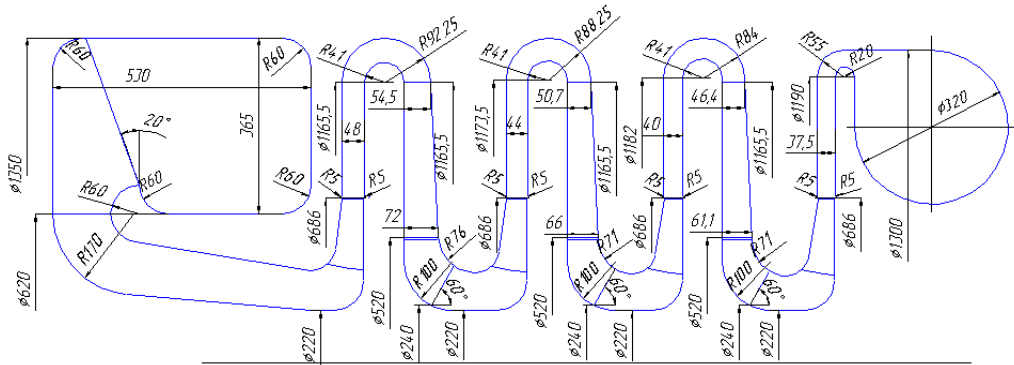
Компрессор нового поколения мощностью 16 мВт в составе газоперекачивающего агрегата в блочно-контейнерном исполнении



Пятиступенчатый компрессор с конечным давлением 12,3 МПа для подземных хранилищ газа



Компрессор ГПА с регулируемым электроприводом



Проточная часть дожимного компрессора с рекордными показателями эффективности (87,6% по заводским испытаниям)

По заданию АО «Турбохолод» проектируются компрессора турбодетандерных агрегатов с 2005 г. Информация производстве и поставке конечному потребителю от ОА «Турбохолод» на конец 2020 г. На конец 2022 г. номинальнь выполнено 27 проектов (ТК1 – ТК27) но, фактически, пронектов более30, так как ряд колмпрессоров подл единым номером сделан в 2-х – 3-х вариантах.

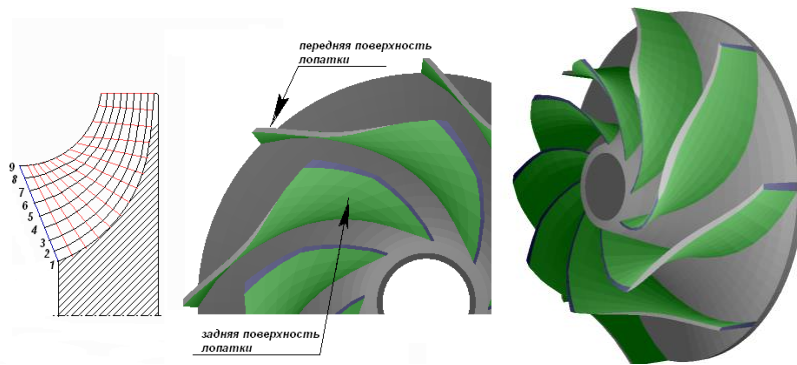
Перечень компрессоров турбодетандерных агрегатов по газодинамическим проектам Методом универсального моделирования.

Заказчик – изготовитель компрессоров АО «Турбохолод», г. Москва

№	Назв.	Мощ./год кВт	D_2 м	\bar{m} , кг/с	p_k МПа	π	n , об/мин	К-во 2015	Сумм. мощн.	Место установки
1	ТК-1	2350/2005	0,32 0	59	11,8	1,31 1	15500	1	2400	Опытный образец
2	ТК-2	3650/2005	0,36 5	79	8,0	1,33 3	15500			
3	ТК-3	2670/2006	0,36 5	78,1	8,90 6	1,22	14000	10	26700	Песцовое, Харвутинское
4	ТК-4/0706	5030/2007	0,37 5	79	6,75	1,42 4	15500			
5	ТК-4/530	5030/2007	0,39 0	79	6,75	1,42 4	16250	10	50300	Бованенково
6	ТК-5	3080/2007	0,35 0	77,7	7,75	1,27 7	16000	7	21500	Заполярное
7	ТК-6	1850/2007	0,57 5	163	8,69	1,07 0	5000	22	40700	Ярынская
8	ТК-7	2400/2007	0,27 5	86,3	13	1,20 9	16000	6	14400	Юрхарово
9	ТК-8	1660/2007	0,27 5	59,19	13	1,20 9	16000	4	6600	Юрхарово
10	ТК-4/410	5580/2009	0,41 0	79	6,75	1,42 4	14500	30	167400	Бованенково
11	ТК-3а	1200/2010	0,36 5	59	8	1,12	12000	4	4800	Находкинское

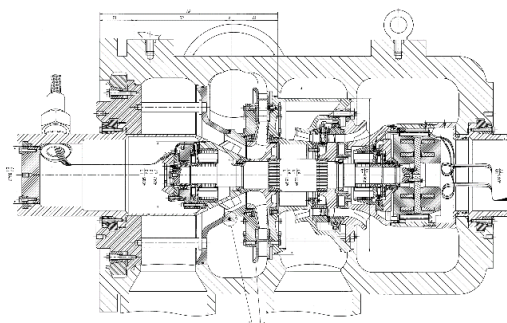
№	Назв.	Мощ./год кВт	D ₂ м	\bar{m} , кг/с	p _к МПа	π	n, об/мин	К-во 2015	Сумм. мощн.	Место установки
12	TK-8a	1660/ 2010	0,24	59	10,8	1,18	16000	1	1660	Г.д Ямбург ?
13	TK-10	2099/ 2012	0,31 0	36,05	13,0 2	1,32	16500			
14	TK-11	3231/ 2012	0,31 0	103,5	12,2	1,20 8	15000			
15	TK- 11A	3320/ 2012	0,34 0	105,3	12,2	1,20 8	13280	1	3300	Юрхаровское
16	TK-12	1792/ 2012	0,27 5	60,5	13	1,24 4	15500	3	5400	Самбургское
17	TK-13	1962/ 2013	0,30 0	85,19	12,5 3	1,17 1	13300	4	7800	Ачимовское
18	TK-14	3651/ 2013	0,32 0	84,0	14,2	1,36 5	16000	-	0	-
19	TK- 14A	2290/ 2013	0,34 0	84,0	12,5	1,20 2	12500	2	4600	Яро-Яхинское
20	TK-15	762/ 2014	0,49 0	88,91	5,51 3	1,07 2	5100	8	6100	Чаяндинское
21	TK-16	6363/ 2017	0,39 0	88,4	6,3	1,46 0	16250	1	6400	Бованенково
22	TK-17	5135/ 2017	0,40 0	84,6	6,3	1,40 6	15900	1	5100	Бованенково
23	TK-18	680/ 2018	0,28 0	27,26	5,39 8	1,16 9	15500	3	2000	Узбекистан
25	TK-21	3282/ 2020	0,30 0	104,9	13,4 1	1,23	15000	В изг.		Салман
26	TK-22	2703/ 2020	0,34 0	90.16	7,46 1	1,26	13500	В изг.		Ковыткинское
27	TK23	1629/202 1	0,30 5	31,416	5,8	1,36 5	18800	Пилот ный образ ец		Ево-Яхинское
28	TK24	2815/202 1	0,33	54,166	5,80 4	1,36 6	17500	Пилот ный образ ец		Ево-Яхинское
29	TK25	9392/202 1	0,53	127,44 2	6,14 8	1,61 4	13000	В изг.		Харасавэй
30	TK27	4388/202 1	0,41 5	93,4	6,45	1,31 6	13395	В изг.		Харасавэй
31	TK26	6247/202 2	0,47 5	137,07 6	3,35 4	1,29	13000	Пилот ный образ ец		Усть-Луга
	ВСЕГ О								377160	

Часть представленных в таблице проектов не реализована, или информации нет. На рисунке показано рабочее колесо компрессора ТДА с предельно большой быстроходностью – проект для компании «Турботех» (Харьков)

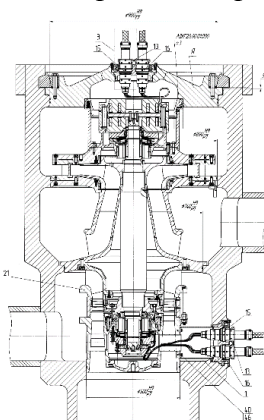


Рабочее колесо компрессора турбодетандера с предельной быстроходностью

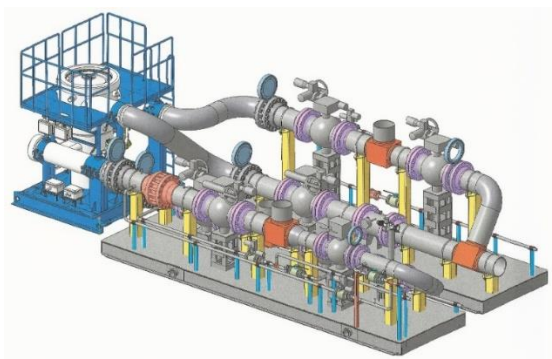
На рисунках показаны наиболее массовые ТДА, поставляемые конечному потребителю.



Турбодетандерный агрегат АДКГ-10 с компрессором ТК-3. Первый серийный агрегат на магнитных подшипниках



Турбодетандерный агрегат АДКГ-20 с компрессором ТК-6. Серийный агрегат с наибольшим объемным расходом и размерами. Ротор с вертикальной осью создает минимальную нагрузку на магнитные подшипники



Общий вид ТДА с арматурными блоками для УКПГ Чаюдинского НГКМ МГ «Сила Сибири»

По единичной мощности компрессора ТДА уступают линейным и дожимным компрессорам газовой промышленности, но в ряде случаев работают параллельно в большом количестве.



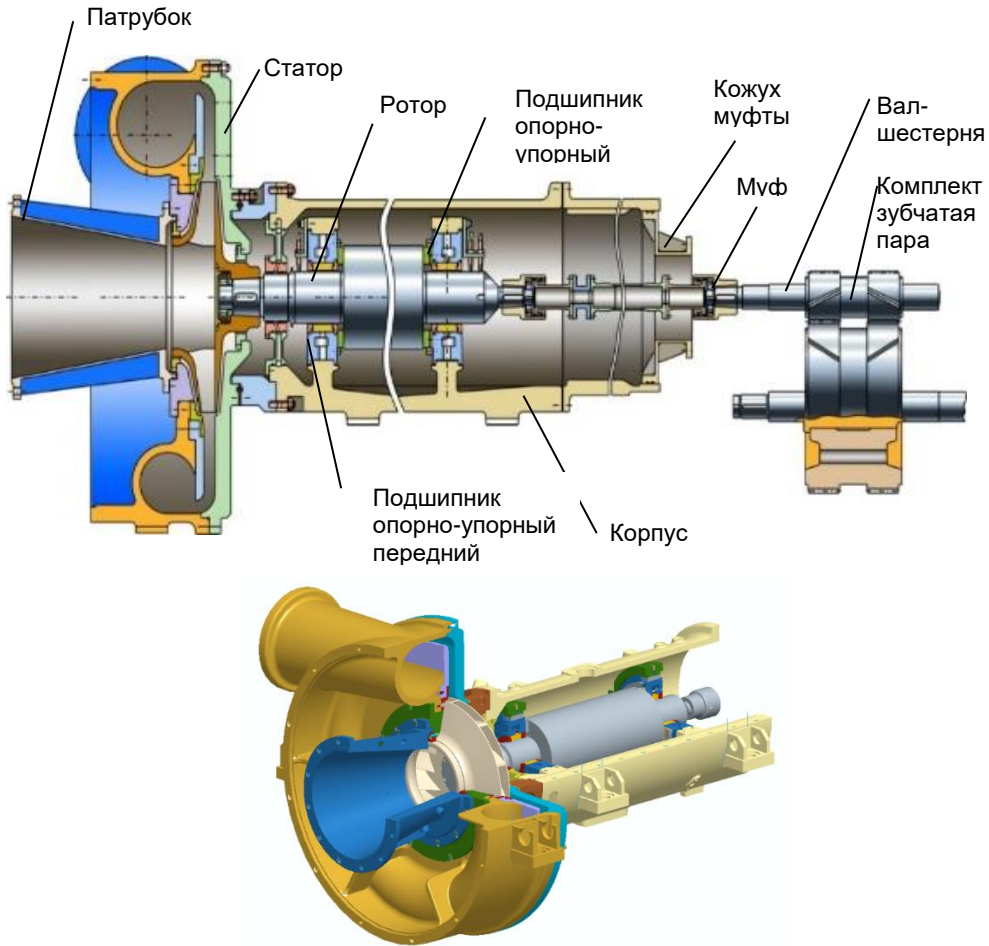
Тубодетандерные агрегаты АДКГ-10-20-УХЛ4 на СОГ КС-42 Ярынская МГ «Бованенково-Ухта»

Одноступенчатый компрессор для перспективного ГПА 32 МВт.

С помощью 5-й версии модели спроектирован одноступенчатый компрессор для перспективного ГПА 32 МВт с приводом от высокооборотной газовой турбины. Быстроходность компрессора оказалась близкой у оптимальной, но ниже предела, за которым нужно применять осерадиальные рабочие колеса.

Индустриальный партнер предложил схему с консольным расположением рабочего колеса. Это позволило осуществить осевой подвод газа и применить рабочее колесо с нулевым втулочным отношением. Индустриальный партнер не ограничил диаметральные размеры, поэтому для безлопаточного диффузора выбран оптимальный радиальный размер. Внутренняя улитка спрофилирована по специально разработанной проф Ю. Галеркиным методике. Эти обстоятельства вместе

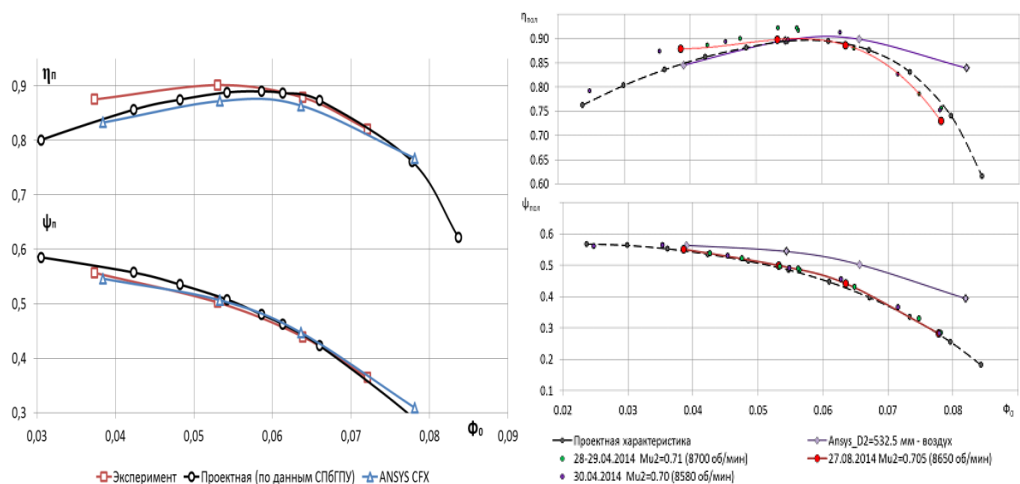
с эффективной системой оптимального проектирования позволили достичь оговоренного ТЗ политропного КПД 90%. Для проверки результата индустриальный партнер построил модель компрессора в масштабе 1:2 и испытал ее на модельном стенде.



Продольный разрез и общий вид модели компрессора ГПА 32 МВт



Аэродинамический стенд АДС-1250 для испытания модельных ступеней



Безразмерные газодинамические характеристики модели компрессора ГПА мощностью 32 МВт.

Слева – результаты испытаний и CFD, справа – передано Исполнителю в рабочем порядке

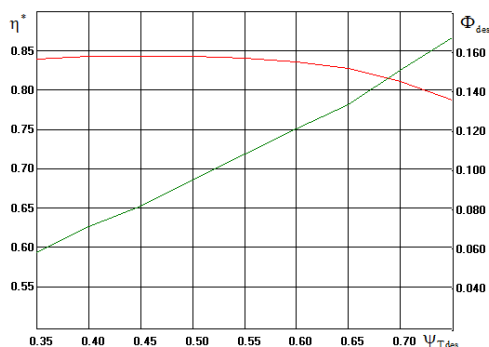
Индустриальный партнер отмечает: «Особо следует отметить, что в точке характеристики, соответствующей проектному режиму работы, значение политропного КПД компрессора достигает заявленного по ТЗ 90% и соответствует уровню лучших мировых образцов компрессорной техники для ЦК такого назначения». Заслуживает внимания широкая зона работы компрессора. Пятая версия модели сумела предсказать не только КПД в расчетной точке, но и почти идеально предсказала характеристику полезного напора.

Центробежный компрессор ТНД среднеоборотного конвертированного дизеля

По программам 8-й версии модели было произведено оптимальное проектирование рабочего колеса центробежного компрессора турбоагнетателя типа ТКР 140Э с учётом стандартных размеров диффузора и улитки, применяемых индустриальным партнером АО НПО «Турботехника». Был произведен расчёт газодинамических характеристик спроектированного компрессора в заданном индустриальным партнером диапазоне оборотов. В АО «НПО «Турботехника» сконструировали, изготовили и испытали турбокомпрессор на своём экспериментальном стенде.

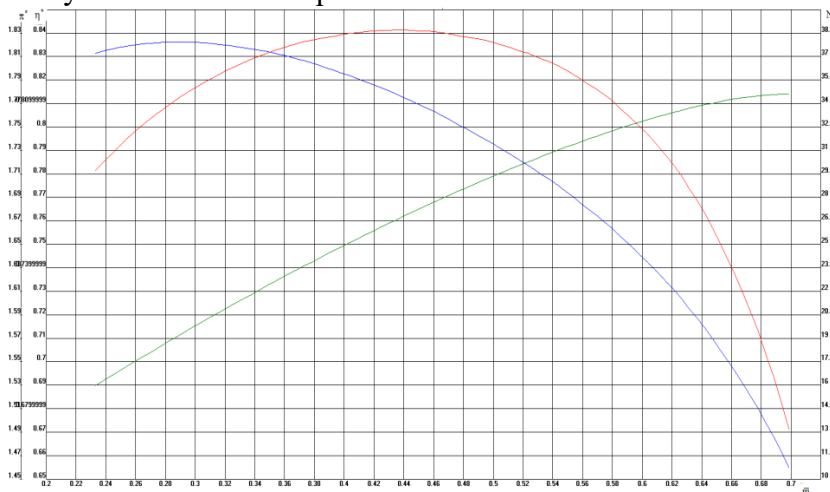
Расчётные параметры компрессора: $\bar{m}_{расч} = 0,62$ кг/с, $\pi_{расч}^* = p_{к}^* / p_{н}^* = 1,61$. Заданная частота вращения ротора 41 000 об/мин, что соответствует окружной скорости 300 м/с. Программа вариантного расчёта и

предварительного проектирования рассчитывает КПД вариантов с разными коэффициентами напора по упрощённой математической модели.



Программа ППЦК. Вариантный расчёт ТКР 140Э. Зависимость КПД (красный) и условного коэффициента расхода (зеленый) от коэффициента напора (т.е. от диаметра РК)

Наивысший КПД у варианта с $\psi_{T\text{ расч}} \approx 0,47$. Для среднеоборотного двигателя с очень большим сроком службы предпочтительнее вариант рабочего колеса с возможно меньшей окружной скоростью. С целью ограничения окружной скорости был выбран вариант с коэффициентом напора больше оптимального, а именно $\psi_{T\text{ расч}} = 0,572$. У этого варианта окружная скорость 300 м/с, но по вариантному расчёту КПД ниже на 0,43%, чем у оптимального варианта.



Программа РХЦК-Г9Р. Характеристики компрессора ТКР 140Э с размерами проточной части после первичного проектирования. Красный – полнотропный КПД по полным параметрам; синий – отношение давлений; зеленый – потребляемая мощность.

Качественная оптимизация рабочего колеса производится на основании анализа диаграмм скоростей, рассчитанных по программе невязкого квазитрехмерного расчета №ДМ.023. Схема окончательного варианта ОРК компрессора ТКР 140Э в меридиональной плоскости и характер изменения лопаточных углов на трех ОПТ представлены на рисунке.

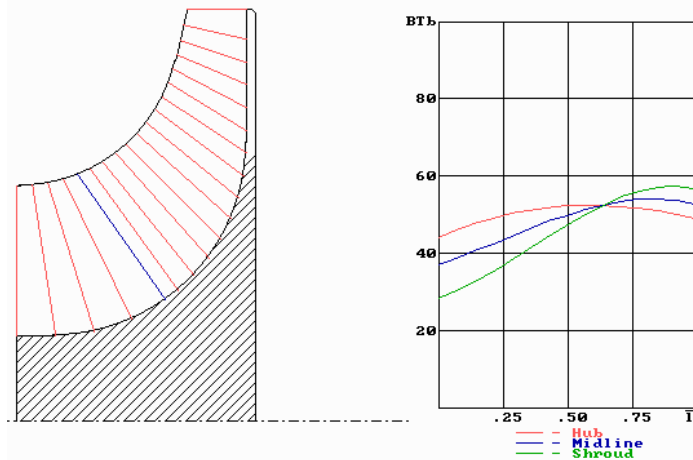
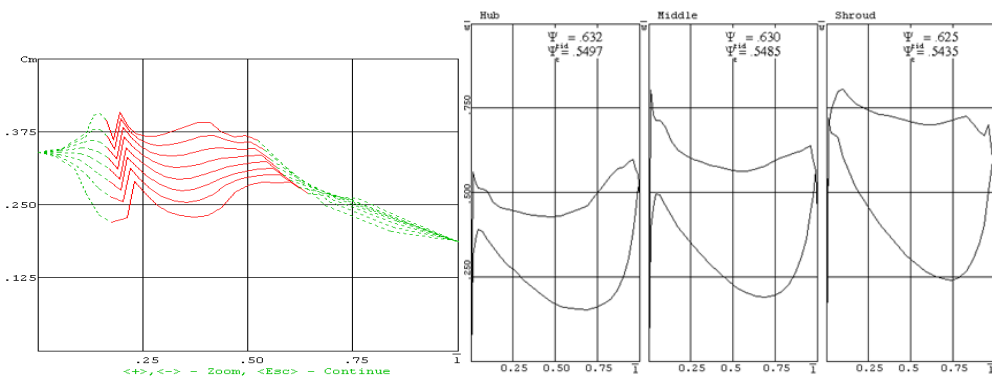


Схема проточной части ОРК компрессора ТКР 140Э в меридиональной плоскости и характер изменения лопаточных углов на трех ОПТ

Рассчитанные диаграммы распределения скоростей на трех линиях тока и меридиональные скорости на восьми осесимметричных поверхностях тока для окончательного варианта ОРК представлены на рисунке.



ОРК компрессора ТКР 140Э. Слева – меридиональные скорости на восьми ОПТ, справа – диаграммы скоростей на лопатках на втулочной, средней и периферийной ОПТ.

Компрессор ТКР 140Э испытан на стенде АО «НПО «Турботехника» при $M_u = 0,437, 0,5836, 0,7280, 0,8739$.

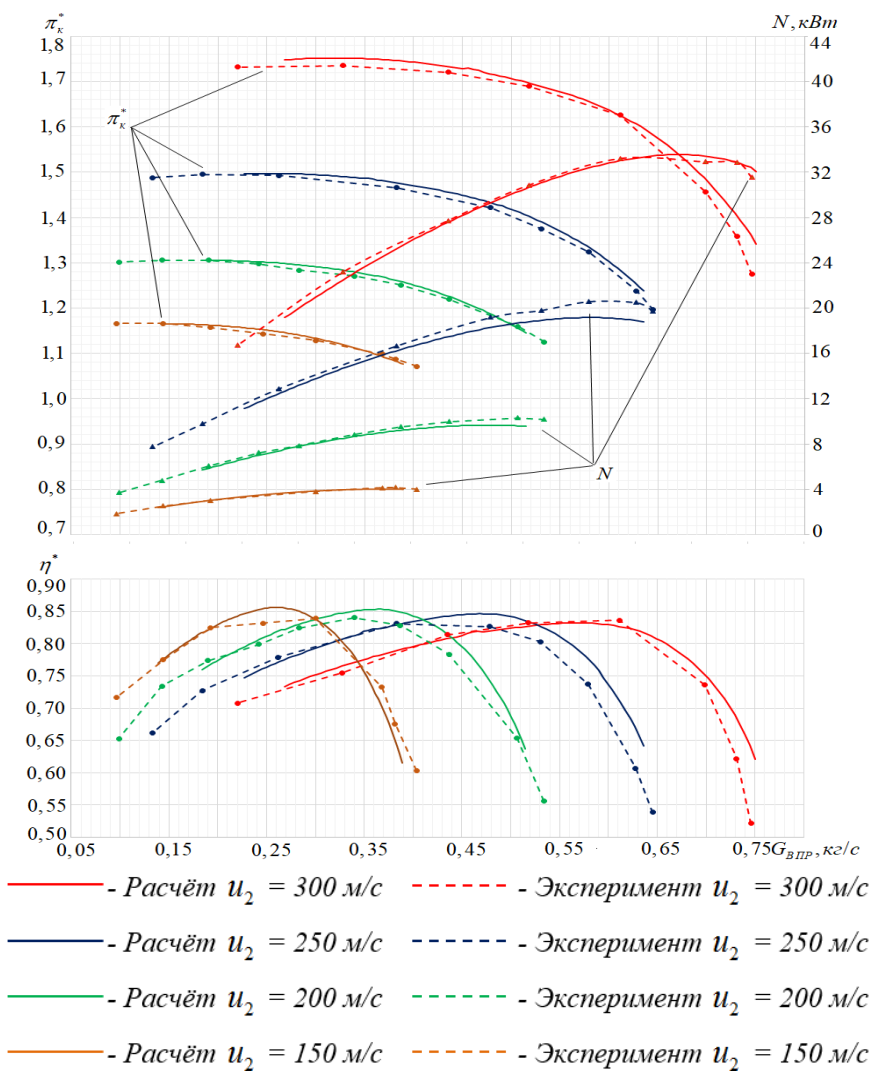


Стенд испытаний турбокомпрессоров АО «НПО «Турботехника»



Элементы конструкции компрессора ТКР 140Э

Проектные и измеренные газодинамические характеристики компрессора ТКР 140Э представлены на рисунке.

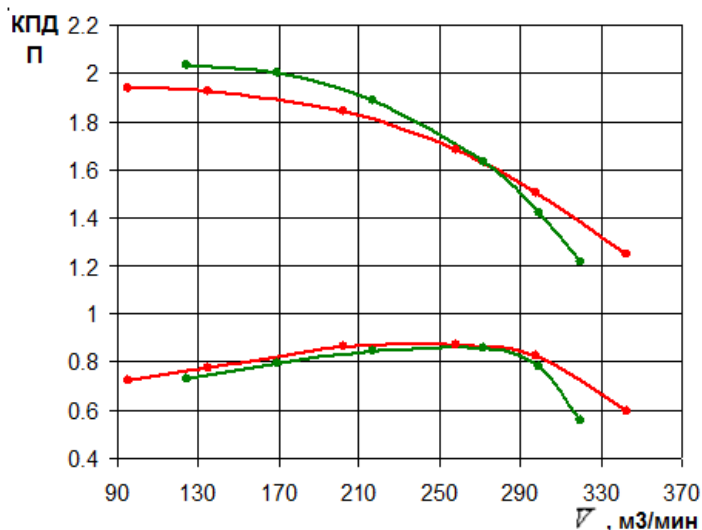


Проектные и экспериментальных характеристики модельного компрессора ТКР 140Э при окружной скорости $u_2 = 150, 200, 250$ и 300 м/с

В расчётной точке с $\bar{m}_{расч} = 0,62$ кг/с при проектной окружной скорости $u_2 = 300$ м/с заданное отношение давлений обеспечено практически точно. Подтвержден ожидаемый КПД. Математическая модель несколько завышает КПД и отношение давлений на нерасчетных режимах. Математическая модель рассчитывает КПД на расчетном режиме для всех испытаний с точностью 0,89%, а КПД по характеристике в целом с точностью 1,55%. КПД ТКР 140Э на 3% выше, чем у аналогов.

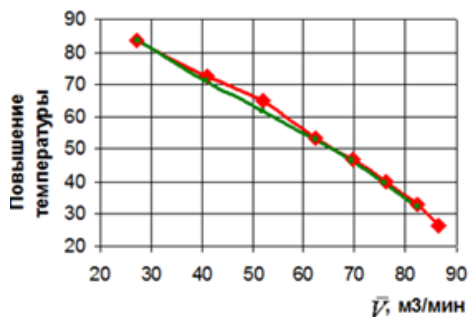
Модельные ступени семейства 21CV (исполнитель К Солдатова)

При анализе результатов заводских испытаний ряда компрессоров, спроектированных для газовой промышленности по 4-й версии модели, выяснилось, что КПД и отношение давлений в расчетной точке предсказаны точно. В пределах характеристики есть отличия – характерный пример:

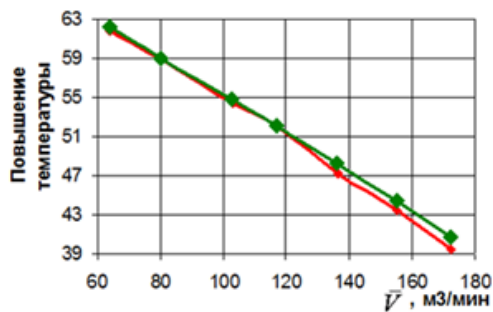


Характеристики четырехступенчатого центробежного компрессора с расчетным отношением давлений 1,6 по проекту (4-я версия) и по данным заводских испытаний. Зеленый цвет – проект, красный цвет – испытания

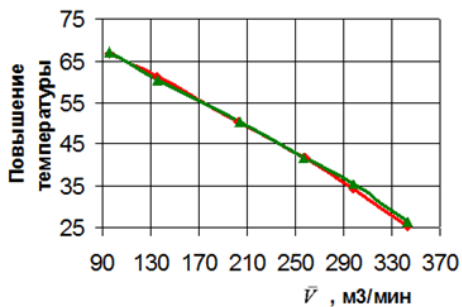
Более совершенная 5-я версия позволила достаточно точно смоделировать характеристики компрессоров, измеренные при заводских испытаниях. Повышение температуры позволяет рассчитать коэффициент внутреннего напора:



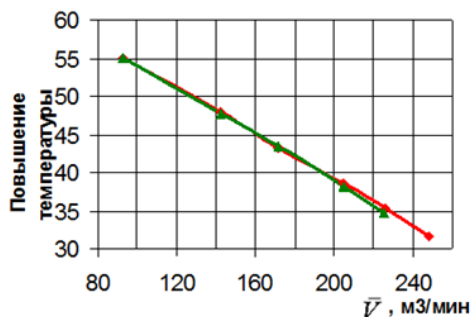
а)



б)



в)

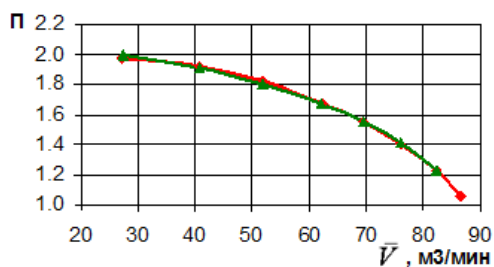


г)

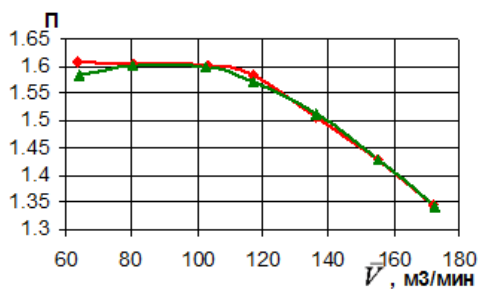
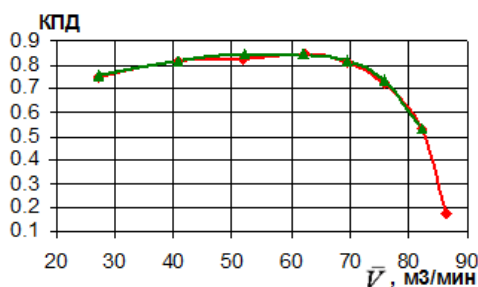
Сопоставление измеренного и рассчитанного по 5-й версии модели повышения температуры:

а) ЦК 75/76-1,7; б) ЦК 105/107-1,6; в) ЦК 260/76-1,6; г) ЦК 170/56-1,55
 Красный цвет – измерения, зеленый цвет - расчет

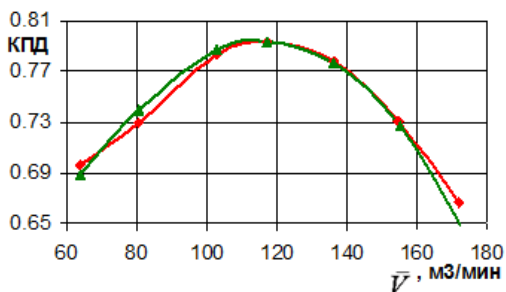
Корректность моделирования отношения давлений и КПД иллюстрируют следующие графики:

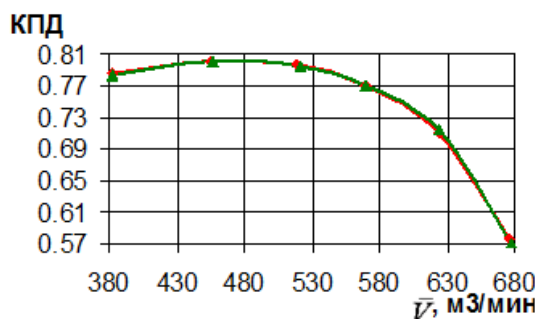
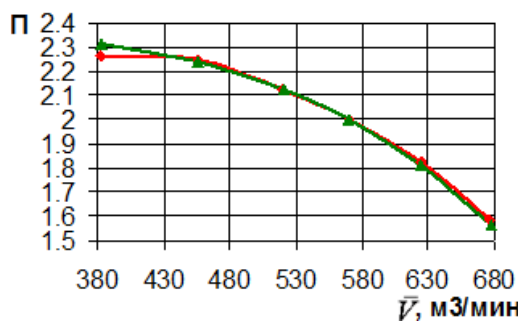


а)



б)





в)

*Измеренные и рассчитанные отношения давления и КПД
а) ЦК 75/76-1,7; б) ЦК 105/107-1,6; в) ЦК 455/41-2,2. Красный цвет – измерения, зеленый цвет - расчет*

Точность расчета характеристик компрессора с большой степенью вероятности гарантирует соответствие действительных характеристик ступеней с расчетом по математической модели. Такой результат позволяет использовать ступени испытанных компрессоров как модельные ступени при создании новых машин, хотя испытания собственно этих ступеней не проводились. Для комплектации базы данных модельных ступеней семейства 21CV использованы результаты испытания 16 компрессоров и СПЧ с количеством ступеней 2 – 6, с общим количеством ступеней 49 шт.

Компрессоры и СПЧ, данные заводских испытаний, которых использованы для создания модельных ступеней серии 21CV

№	Наименование компрессора/СПЧ	Кол-во ступеней
1	СПЧ 375/73-1,35	2
2	ЦК 355/76-1,44	2
3	СПЧ 385/61-1,64	2
4	ЦК 75/76-1,7	6
5	ЦК 360/76-1,5	2
6	ЦК 270/76-1,7	2
7	ЦК 90/77-1,6	4
8	ЦК 170/56-1,55	2
9	ЦК 260/76-1,6	4
10	ЦК 355/85-1,5	2

№	Наименование компрессора/СПЧ	Кол-во ступеней
11	ЦК 455/41-2,2	4
12	ЦК 380/76-1,44	2
13	ЦК 340/76-1,5	2
14	СПЧ 650/76-1,37	2
15	СПЧ 38/100-2,05	6
16	ЦК 47/125-1,7	5
17	ЦК 105/107-1,6	5

Для первых ступеней в количестве 16 шт. рассчитаны характеристики с учетом входного патрубка («всасывающая ступень») и без учета входного патрубка – промежуточная ступень. В результате получены характеристики 65 ступеней, из которых:

- 16 концевых ступеней с кольцевыми сборными камерами,
- 16 всасывающих ступеней – промежуточные ступени + входной патрубок,
- 33 промежуточных ступени с безлопаточными и лопаточными диффузорами.

Перечень модельных ступеней семейства 21CV

№	Компрессор/ СПЧ	Ступень	η_{\max}	$\frac{\Phi_{\text{крит}}}{\Phi_{\text{онт}}}$	M_u	$\frac{D_{\text{ат}}}{D_2}$	$\frac{D_4}{D_2}$
1	СПЧ 38/100-2,05	В/П 031/418	0,771/0,791	0,417	0,5893	0,378	1,6
		П 028/424	0,792	0,404	0,5720	0,394	1,6
		П 025/422	0,787	0,405	0,5559	0,409	1,6
		П 031/431	0,773	0,446	0,4919	0,483	1,6
		П 028/401	0,765	0,432	0,4816	0,466	1,6
		К 027/427	0,763	0,433	0,4726	0,450	1,6
2	ЦК 270/76-1,7	В/П 033/825 Л	0,812/0,822	0,889	0,5896	0,335	1,344
		К 026/849 Л	0,772	0,930	0,5617	0,335	1,344
3	ЦК 355/85-1,5	В/П 036/641 Л	0,851/0,864	0,679	0,5646	0,344	1,44

№	Компрессор/ СПЧ	Ступень	$\eta_{\text{макс}}$	$\frac{\Phi_{\text{крит}}}{\Phi_{\text{онн}}}$	M_u	$\frac{D_{\text{ам}}}{D_2}$	$\frac{D_4}{D_2}$
		К 030/644 Л	0,812	0,709	0,5442	0,344	1,44
4	ЦК 47/125-1,7	В/П 040/585	0,793/0,806	0,639	0,4791	0,350	1,6
		П 036/618	0,807	0,639	0,4694	0,350	1,6
		П 033/576	0,801	0,610	0,454	0,350	1,6
		П 030/616	0,802	0,609	0,4433	0,350	1,6
		К 028/645	0,778	0,574	0,4327	0,350	1,6
5	ЦК 360/76-1,5	В/П 042/648 Л	0,853/0,867	0,761	0,5573	0,340	1,511
		К 036/687 Л	0,844	0,708	0,5377	0,340	1,511
6	ЦК 170/56-1,55	В/П 043/617 Л	0,819/0,843	0,648	0,5884	0,321	1,393
		К 036/672 Л	0,823	0,683	0,5683	0,321	1,316
7	ЦК 90/77-1,6	В/П 0438/6208 Л	0,833/0,848	0,510	0,4501	0,344	1,72
		П 040/568 Л	0,822	0,452	0,4393	0,344	1,72
		П 037/595 Л	0,822	0,456	0,4292	0,344	1,72
		К 034/618 Л	0,799	0,452	0,42	0,344	1,72
8	ЦК 380/76-1,44	В/П 048/533	0,842/0,86	0,579	0,5786	0,279	1,5
		К 042/531	0,84	0,489	0,5585	0,326	1,5
9	ЦК 355/76-1,44	В/П 050/473	0,846/0,868	0,499	0,582	0,290	1,428
		К 044/464	0,832	0,421	0,5639	0,290	1,428
10	ЦК 340/76-1,5	В/П 050/482	0,844/0,862	0,531	0,5862	0,279	1,5
		К 044/487	0,86	0,536	0,5659	0,326	1,5
11	ЦК 75/76-1,7	В/П 052/403	0,834/0,86	0,311	0,4205	0,371	1,65

№	Компрессор/ СПЧ	Ступень	$\eta_{\text{макс}}$	$\frac{\Phi_{\text{крит}}}{\Phi_{\text{онт}}}$	M_u	$\frac{D_{\text{от}}}{D_2}$	$\frac{D_4}{D_2}$
		П 049/410	0,858	0,330	0,4142	0,371	1,65
		П 047/412	0,856	0,330	0,408	0,371	1,65
		П 044/429	0,856	0,322	0,402	0,371	1,65
		П 042/431	0,852	0,312	0,3964	0,371	1,65
		К 039/436	0,832	0,304	0,391	0,371	1,65
12	СПЧ 385/61-1,64	В/П 053/711	0,786/0,816	0,686	0,5961	0,322	1,427
		К 044/715	0,78	0,658	0,5676	0,322	1,427
13	ЦК 455/41-2,2	В/П 055/723 Л	0,772/0,787	0,729	0,5372	0,370	1,41
		П 047/0734 Л	0,814	0,731	0,5201	0,370	1,41
		П 041/736 Л	0,815	0,681	0,5042	0,370	1,41
		К 035/748 Л	0,806	0,639	0,4896	0,370	1,41
14	СПЧ 375/73-1,35	В/П 056/448	0,85/0,874	0,465	0,5607	0,337	1,47
		К 050/448	0,847	0,333	0,5452	0,335	1,47
15	СПЧ 650/76-1,37	В/П 059/508	0,855/0,878	0,561	0,635	0,258	1,45
		К 051/541	0,836	0,559	0,6104	0,301	1,45
16	ЦК 260/76-1,6	В/П 064/512	0,864/0,887	0,395	0,4812	0,323	1,714
		П 057/520	0,886	0,408	0,4724	0,323	1,714
		П 052/521	0,887	0,354	0,464	0,323	1,714
		К 048/522	0,869	0,348	0,4561	0,323	1,714
17	ЦК 105/107-1,6	В/П 075/632	0,783/0,804	0,779	0,37	0,338	1,41
		П 071/646	0,799	0,78	0,364	0,338	1,41
		П 067/624	0,807	0,687	0,358	0,338	1,41
		П 063/638	0,796	0,802	0,352	0,338	1,41
		К 059/627	0,788	0,625	0,346	0,338	1,41

Параметры модельных ступеней лежат в широком диапазоне параметров проектирования:

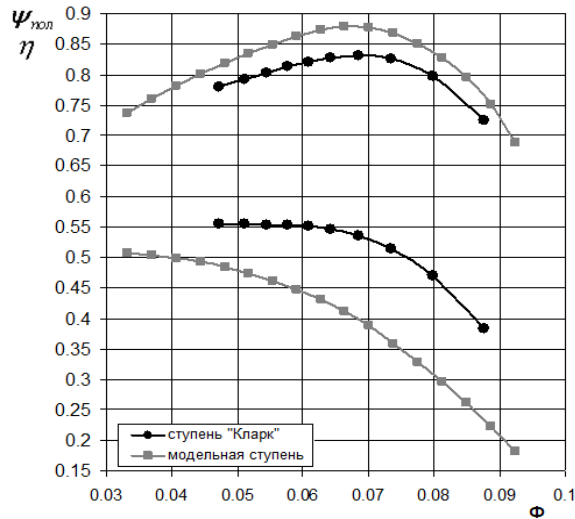
- $\Phi_{\text{opt}} = 0,025 - 0,064$, $\psi_{\text{Топм}} = 0,401 - 0,849$, $\eta_{\text{макс}} = 0,763 - 0,887$,
 $\Phi_{\text{крит}} / \Phi_{\text{opt}} = 0,304 - 0,930$, $D_{\text{вн}} / D_{\text{м}} = 0,258 - 0,483$, $D_4 / D_2 = 1,316 - 1,720$.

Наибольший КПД, почти 89%, имеет ступень П052/521. Ступень имеет оптимальную быстроходность, обеспеченную достаточно большим коэффициентом расхода и небольшим коэффициентом напора. Безлопаточный диффузор с большой радиальной протяженностью $D_4 / D_2 = 1,720$. У ступени П 059/508 с коротким БЛД $D_4 / D_2 = 1,450$ тоже очень высокий КПД $\eta_{\text{макс}} = 0,878$. Эта ступень близка по параметрам к одной из «физических» модельных ступеней кафедры КВХТ, которая показала такое же значение КПД по данным испытаний. Коэффициент запаса по помпажу $\Phi_{\text{крит}} / \Phi_{\text{opt}} = 0,304$ у ступени К039/436 имеет рекордное значение (оптимальный расход может быть уменьшен более чем в 3 раза). Это обеспечено как за счет оптимального проектирования, так и в результате сочетания благоприятных факторов: небольшой коэффициент напора, достаточно протяженный безлопаточный диффузор, выходное устройство не имеет лопаток, на которых могли бы быть ударные потери. Впрочем, и у промежуточных ступеней шестиступенчатого компрессора ЦК 75/76-1,7 значения $\Phi_{\text{крит}} / \Phi_{\text{opt}} = 0,312 - 0,330$ тоже рекордные.

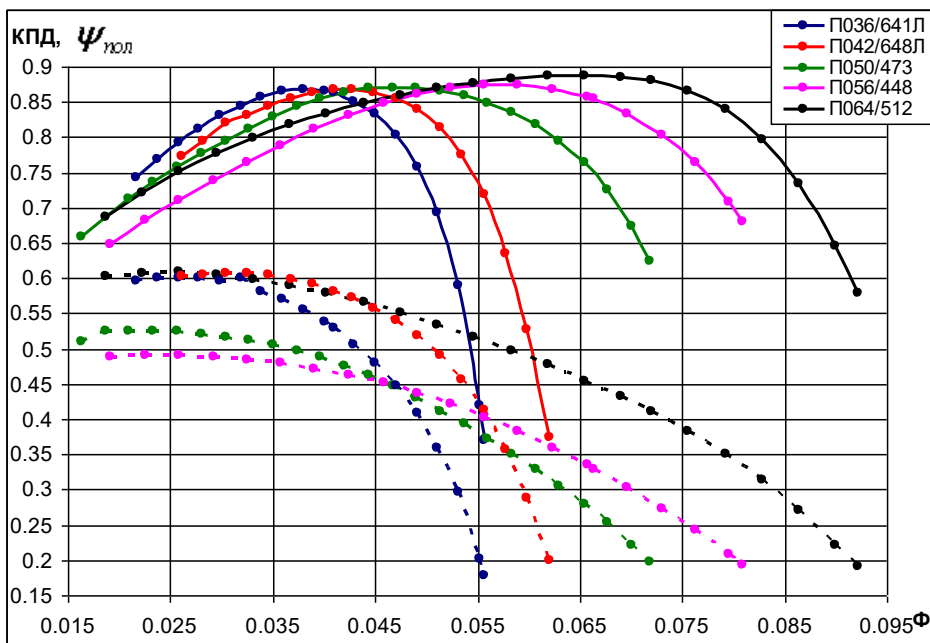
Заслуживает внимания сравнительно высокая эффективность высоконапорной и одновременно малорасходной ступени П033/825Л. Ее КПД более 82%, хотя из-за высокого напора и лопаточного диффузора запас по помпажу $\Phi_{\text{крит}} / \Phi_{\text{opt}} = 0,889$ почти отсутствует. Тем не менее, из компрессоров и СПЧ, созданных Методом универсального моделирования, эта машина одна из наиболее востребованных и поставляется потребителям с 1990-х гг.

Лицензионная ступень имеет довольно высокий коэффициент теоретического напора. Если принять за расчетный режим $\Phi_{\text{расч}} = 0,07$ для обеих ступеней, то коэффициент политропного напора у лицензионной ступени окажется на 18% больше. Однако при этом ее КПД равен 77% против 87% у ступени семейства 21CV. Коэффициенты запаса по помпажу равны соответственно 0,670 и 0,510.

На рисунке ниже показаны характеристики нескольких ступеней семейства 21CV.



Газодинамические характеристики модельной ступени семейства 21CV П059/508 и лицензионной ступени П063/638 фирмы Кларк



Характеристики нескольких ступеней семейства 21CV. Сплошная линия – КПД, штриховая линия – коэффициент политропного напора

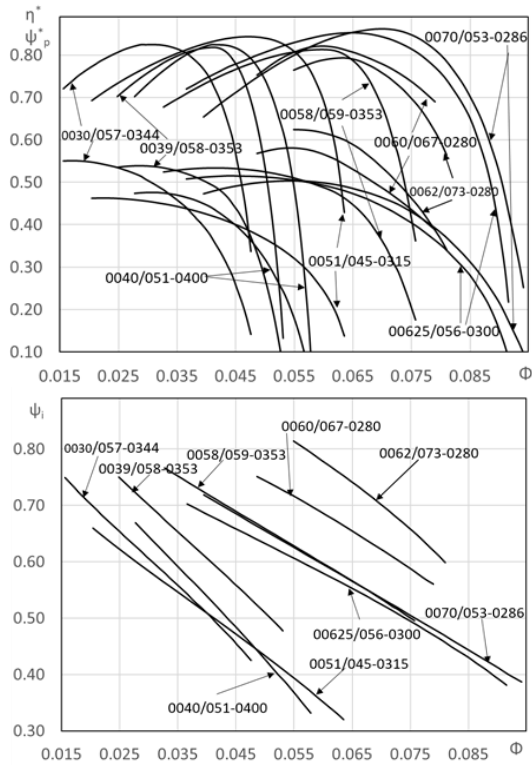
Семейство модельных ступеней для турбодетандерных агрегатов (исполнитель В.Семеновский)

В 2022 г. для АО «Турбохолд» выполнен проект компрессора нового поколения ТК26 по схеме, аналогичной реализованной в проекте *Одноступенчатый компрессор для перспективного ГПА 32 МВт*, представленному выше: комсольное РК, осевой вход, БЛД, улитка. Традиционные компрессоры ТДА отличались рядом особенностей. Одна из них - применение литейной технологии при изготовлении рабочих колес. Результаты испытания показывают, что разные экземпляры компрессоров одного типа могут иметь заметно разные газодинамические характеристики, а КПД уступает КПД аналогичных проточных частей «больших» промышленных компрессоров. Для проектирования компрессоров ТДА желательно иметь собственную базу данных модельных ступеней. Результаты испытания компрессоров ТДА по проектам Метода универсального моделирования были достаточно корректно аппроксимированы расчетами по специальному варианту 8-й версии математической модели, что позволило сформировать базу данных модельных ступеней. Модельные ступени и их параметры проектирования представлены в таблице.

Таблица Параметры проектирования модельных ступеней компрессоров ТДА

№	Название модельной ступени	$\Phi_{расч}$	$\psi_{Трасч}$	M_u	$\bar{D}_{вт}$
1	ТДА-0030/057-0344	0,030	0,570	0,657	0,344
2	ТДА-0039/058-0353	0,039	0,580	0,570	0,353
3	ТДА-0040/051-0400	0,040	0,510	0,555	0,400
4	ТДА-0051/045-0315	0,051	0,450	0,664	0,315
5	ТДА-0058/059-0353	0,058	0,590	0,556	0,353
6	ТДА-0060/067-0280	0,060	0,670	0,710	0,280
7	ТДА-0062/073-0280	0,0620	0,73	0,704	0,280
8	ТДА-00625/056-0300	0,0625	0,560	0,705	0,300
9	ТДА-0070/053-0286	0,070	0,530	0,377	0,286

На рисунке приведены характеристики модельных ступеней при тех условных числах Маха, при которых испытывались компрессоры ТДА. Значения других критериев подобия $k = 1,4$, $Re_u = 6000000$.



Характеристики модельных ступеней компрессоров ТДА

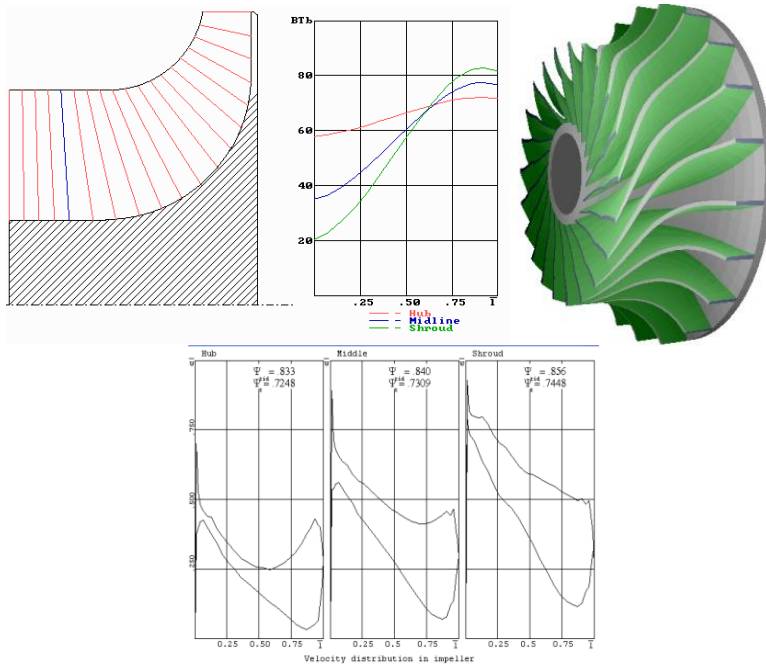
Модельные ступени перекрывают диапазон расчетных коэффициентов $\Phi_{расч} = 0,030 - 0,070$, $\psi_{Т расч} = 0,45 - 0,73$.

Сверхзвуковые центробежные компрессоры.

В этой работе принимали участие все специалисты по центробежным компрессорам лаборатории «Газовая динамика турбомашин» СПбПУ. Большинство исследований и проектных работ Научной школы посвящено промышленным центробежным компрессорам. Компрессорами газотурбинных двигателей занимаются многие другие организации. Тем не менее, при обращении промышленных партнеров сотрудники школы не без успеха экстраполировали Метод универсального моделирования в эту область.

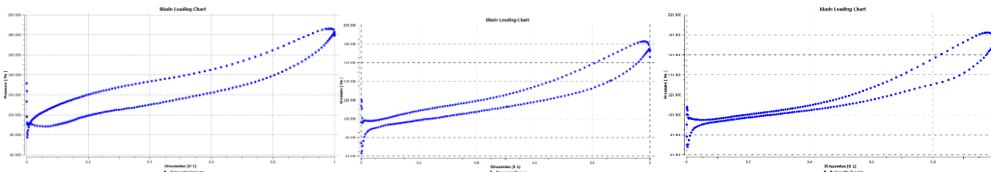
Опыт проектирования был применен к двухступенчатому сверхзвуковому компрессору. Двухступенчатые центробежные компрессоры редко применяют в газотурбинных двигателях. Осерадиальные рабочие колеса проектировались по общим рекомендациям Метода. Проблема возникает при квазитрехмерном анализе обтекания лопаток. Программа 3ДМ.023 непригодна для течений со скачками уплотнения. Оптимизация формы лопаток производится при максимальном возможном числе M_u порядка 1,0. Высота лопаток b_2

увеличена по сравнению с проектом по модели, чтобы выходной треугольник при расчете по 3ДМ.023 был такой же, как по проекту. Пример такого расчета – на рисунке.

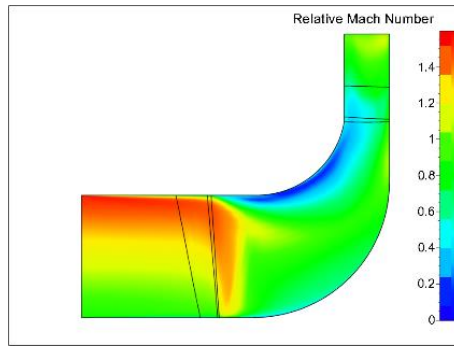


ОРК 1-й ступени при увеличенной высоте лопаток на выходе для расчета по программе 3ДМ.023 при $M_u = 1,06$. Схема в меридиональной плоскости, лопаточные углы на трех ОПТ, вид лопаточной решетки, диаграммы скоростей на трех ОПТ

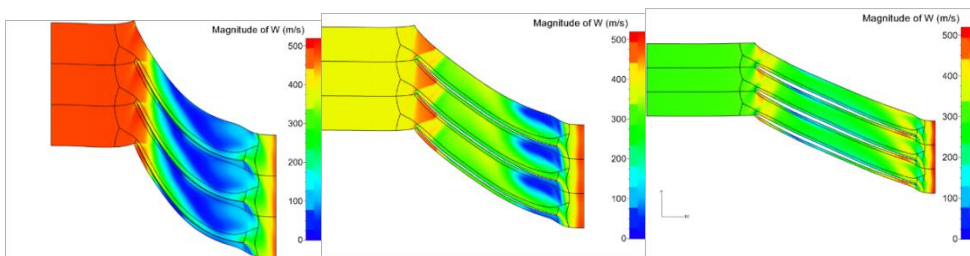
CFD-расчеты подтвердили правомерность и рациональность такой методики. На рисунке показаны диаграммы давлений на лопатках РК, демонстрирующие благоприятный характер обтекания.



Диаграммы давлений на лопатках, периферия, середина высоты, вблизи втулки



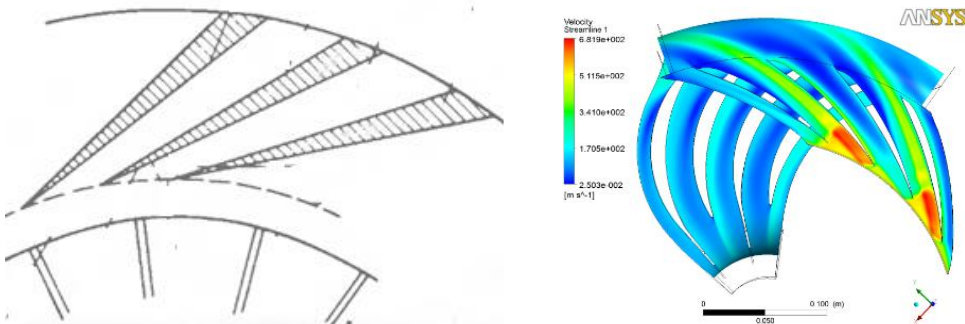
Числа Маха в меридиональном сечении рабочего колеса. Вращающаяся система координат



Поле относительных скоростей на трех поверхностях тока по высоте лопаток- периферия, середина, вблизи втулки

Структура потока на рисунках указывает на зоны отрыва потока. Это неизбежно для центробежных колес с большими коэффициентами напора. Сравнение с аналогами показало эффективность методики проектирования рабочих колес Методом универсального моделирования.

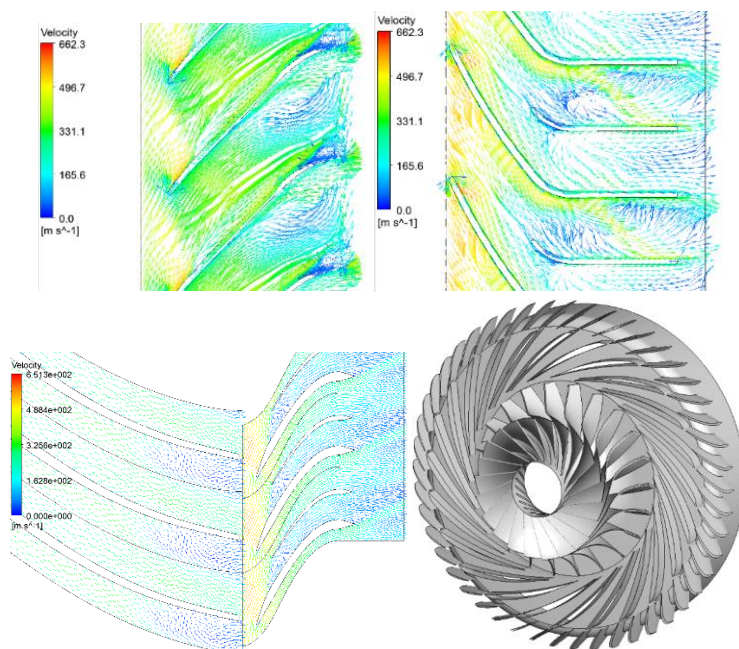
Ю. Галеркин предложил альтернативный вариант формы канального диффузора сверхзвуковой ступени, которую демонстрирует рисунок.



Слева –«классический» канальный диффузор сверхзвуковой ступени. Справа - числа Маха на расчетном режиме в неподвижных элементах по Методу универсального моделирования

CFD-расчет показал, что на расчетном режиме КПД преобразования кинетической энергии в давление в КД + ОНА достигает 80% при сравнительно широкой зоне работы.

При работе над проектом одноступенчатого сверхзвукового компрессора была использована представленная выше методика проектирования рабочего колеса и предложена альтернативная конструкция неподвижных элементов. На рисунке показан характер течения в ступени, которую индустриальный партнер представил в качестве исходного варианта, и предложенной Ю. Галеркиным конструкции.

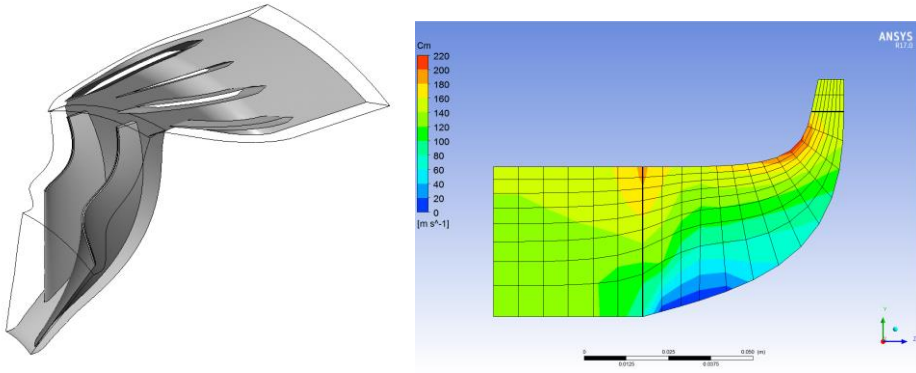


Векторы скорости в рабочем колесе и неподвижных элементах одноступенчатого сверхзвукового компрессора. Исходный вариант слева. Справа – проект Методом универсального моделирования

Зоны отрыва в спрямляющем аппарате исходного варианта представляются недопустимо интенсивными. CFD-исследование альтернативной схемы позволило определить оптимальные соотношения размеров и обеспечить благоприятный характер течения. В отличие от представленного заказчиком исходного варианта, разработанная ЛГДТМ проточная часть обеспечила удовлетворительные результаты.

В рамках проекта для сравнения один из вариантов рабочего колеса был спроектирован по коммерческой программе ANSYS Vista CCD. Программа осуществляет проектирование рабочего колеса в

автоматическом режиме и представляет характеристики двухзвенной ступени РК + диффузор, рассчитанные по математической модели. Информации о диффузоре программа не предоставляет. Судя по твердотельной модели на рисунке, его конструкция не эффективна.



Твердотельная модель, меридиональный контур и поле скоростей в рабочем колесе по проекту с помощью программы ANSYS Vista TF

CFD-расчет характеристик компрессора с проектом рабочего колеса и неподвижных элементов по Методу универсального моделирования, и с теми же неподвижными элементами и рабочим колесом по ANSYS Vista TF показал следующее. Проект РК по ANSYS Vista TF обеспечил заданный режим по расходу, что положительно характеризует программу. При этом КПД варианта по ANSYS Vista TF ниже на 3%, полезный напор ниже на 11%, чем у варианта по Методу универсального моделирования.

5.5 Дозвуковые и сверхзвуковые осевые компрессоры

(исполнители Ю. Попов, К. Солдатова, А. Дроздов, О. Соловьёва)

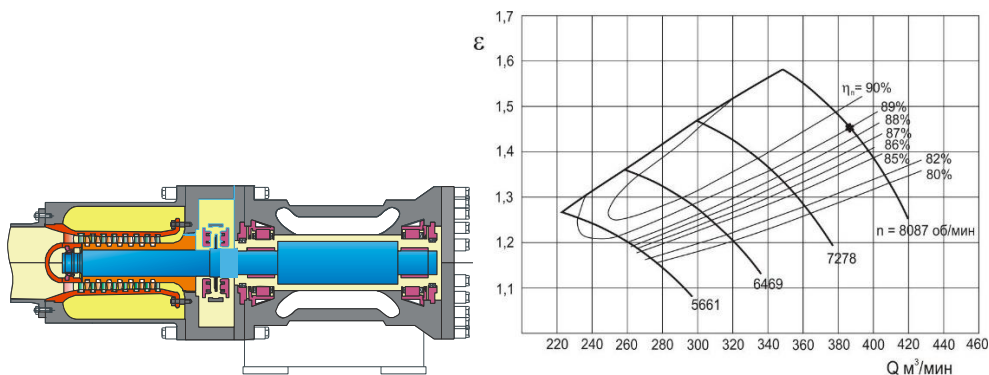
Осевые компрессоры не были объектами исследования Проблемной лаборатории компрессоростроения. Тем не менее, запросы промышленности в отношении осевых компрессоров также удовлетворялись научной группой проф. Ю. Галеркина и лабораторией «Газовая динамика турбомашин».

В силу особенности кинематики потока, для построения фундаментальной теории дозвуковых осевых компрессоров не требуется сложных модельных экспериментов. Достаточно сравнительно дешевой продувки лопаточных решеток в аэродинамических трубах. Результаты продувки поддаются простому и эффективному обобщению – например, диаграмма Хауэлла, предложенная для первичного проектирования дозвуковых еще в середине прошлого столетия.

К.П. Селезнев в совместной с Ю.С. Подобуевым книге «Теория и расчет осевых и центробежных компрессоров» (1957 г.) представил основную информацию, которую осваивали многие поколения выпускников кафедры. Когда в 2000-е гг. Газпрому стали предлагать осевые компрессоры для газоперекачивающих агрегатов, подробное исследование было выполнено научной группой Ю. Галеркина (договор с Газпромом 2007 г. «Исследование и анализ эффективности газодинамических и конструктивных параметров осевых компрессоров ГПА с целью определения рациональной области применения»).

Для выполнения исследования была разработана компьютерная программа ОСН-ГПА-08. В квазитрехмерной постановке решается задача первичного проектирования: расчет основных размеров, треугольников скоростей, КПД. Заданное отношение давлений обеспечивает итерационный процесс. В качестве математической модели использованы результаты продувки решеток и их обобщение отечественного ученого А. Комарова. В монографии Ю. Галеркина «Турбокомпрессоры» (2010 г.) обоснован этот выбор сравнением с зарубежными аналогами. Для идентификации модели использованы результаты испытания 26 осевых компрессоров Невского и Уральского турбомоторного заводов.

Вариантные расчеты определили условия, при которых осевой компрессор газоперекачивающего агрегата может достигнуть КПД в расчетной точке 88 – 89% (число ступеней, обороты). На рисунке показано возможное конструктивное оформление, предложенное В.И. Титенским (НЗЛ), и семейство характеристик осевого компрессора.



Возможное конструктивное оформление ГПА и семейство характеристик осевого компрессора

Хотя достижение высокого КПД представляется возможным, вряд ли осевые компрессоры пригодны для транспортировки газа. Очень узкая зона работы осевых компрессоров – это главное препятствие. Отношение минимального расхода на границе помпажа к расчетному расходу у характеристики на рисунке равно 0,9. У хороших центробежных

компрессоров ГПА оно равно 0,5 и менее – до 0.34 у некоторых ступеней семейства 21CV показанных выше. Методом универсального моделирования разработан центробежный компрессор ГПА с КПД 90%, так что в отношении максимального КПД преимущество осевых компрессоров над центробежными также практически отсутствует.

Показанная на рисунке привлекательная схема герметичного ГПА имеет ряд сомнительных решений. Но она может быть реализована и с центробежным компрессором, если такое решение приемлемо.

В 2010-е гг. выполнены исследования и проектные изыскания в интересах промышленных партнеров, занимающихся сверхзвуковыми осевыми компрессорами. Принципиальное отличие от дозвуковых компрессоров – возникновение скачков уплотнения и потери напора в скачках уплотнения. При встрече с острой передней кромкой лопатки возникает косой скачек уплотнения. Если после этого поток остается сверхзвуковым, дальнейшее торможение происходит в прямом скачке на поверхности лопатки. В скачках уплотнения повышается статическое давление, но полное давление падает. Так называемые волновые потери – потеря механической энергии в скачке уплотнения - единственный вид потерь, имеющий строгое аналитическое решение. Соответствующие уравнения были введены в алгоритмы программ для анализа параметров сверхзвуковых компрессоров.

Анализ эффективности преобразования кинетической энергии в повышение давления в сверхзвуковой решетке рабочего колеса сделан на основании следующих соотношений:

- отношение статических давлений в косом скачке

$$\frac{p_s}{p_1} = \frac{\lambda_1^2 \left[1 - \frac{4k}{(k+1)^2} \cos^2 \gamma \right] - \frac{k-1}{k+1}}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2},$$

- отношение статических давлений в последующем прямом скачке

$$\frac{p_{sonic}}{p_s} = \frac{\lambda_s^2 - \frac{k-1}{k+1}}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_s^2},$$

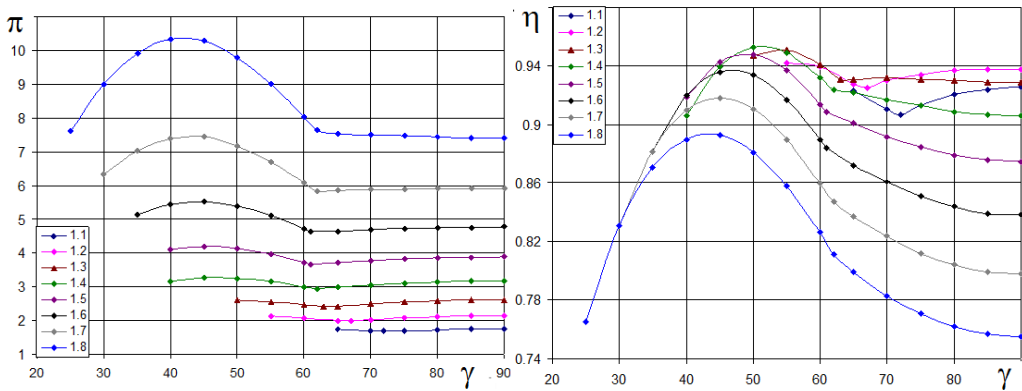
- отношение статических давлений в дозвуковой части рабочего колеса:

$$\frac{p_2}{p_{sonic}} = \left(1 + \frac{k-1}{k+1} \frac{\lambda_{sonic}^2 \left[1 - (\lambda_{w2} / \lambda_{sonic})^2 \right] - \zeta}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{sonic}^2} \right)^{\frac{k}{k-1}},$$

- политропный КПД ступени с учетом скачков уплотнения

$$\eta = \frac{\lg\left(\frac{p_{ex}}{p_1}\right)}{\frac{k}{k-1} \cdot \lg\left(\frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{ex}^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2}\right)}.$$

Результаты расчетного исследования представлены графически. Представлены параметры элементарной ступени, т.е. лопаточной решетки рабочего колеса и направляющего аппарата на одной из осесимметричных поверхностей тока.



Отношение статических давлений и политропного КПД по статическим параметрам в элементарной ступени РК+НА от угла скачка уплотнения на входе при разных скоростных коэффициентов на входе λ_1

Расчеты показывают, что косой и последующий прямой скачки уплотнения могут работать как очень эффективный диффузор - преобразователь кинетической энергии в энергию давления. Однако для получения большого отношения давлений в реальной ступени с трехмерными лопаточными аппаратами существует много препятствий. Для исследования и первичного проектирования сверхзвуковых компрессоров разработана специальная программа, учитывающая особенности изменения параметров потока по высоте лопаток.

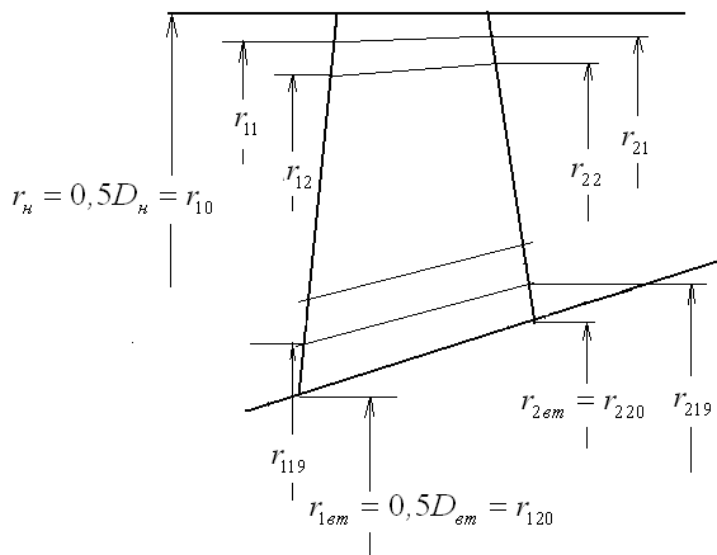
Основной принцип поведения потока в осевом компрессоре – изменение статического давления по радиусу определяется условием

радиального равновесия $\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{c_u^2}{r}$. Закрутка потока c_u создается

лопатками рабочего колеса для передачи механической энергии газу и всегда присутствует в осевом компрессоре. Очевидно, что статическое давление должно увеличиваться по высоте лопатки закономерным

образом. При первичном расчете дозвукового компрессора есть формулы для расчета составляющих скорости $c_u, c_z = f(r)$, при котором условие радиального равновесия выполняется автоматически.

Для сверхзвуковых компрессоров такие простые закономерности не существуют. В программа первичного проектирования сверхзвуковых и дозвуковых осевых компрессоров РРОК задача решается численно в квазитрехмерной постановке. Параметры потока рассчитываются на 20 осесимметричных поверхностях тока.



Осесимметричные поверхности тока и расчетные радиусы рабочего колеса осевого компрессора

Изменение статического давления на выходе из РК в слое между соседними осесимметричными поверхностями $\Delta p = \rho \frac{c_{u2}^2}{r} \Delta r$ рассчитывается с учетом того, закрутка потока связана с заданной пользователем величиной теоретического напора $h_T(r) = c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1$. После расчета полного давления по математической модели потерь определяется вторая составляющая скорости $c_m(r) \approx \sqrt{2 \frac{p_2^* - p_1}{\rho} - c_{u2}^2}$ (в программе РРОК решение точное, по уравнениям процесса и состояния).

Расчет ОК

м, кг/с	88.2	Cs0	154.1311
p0, МПа	0.101325	Vz, м	0.01195
T°0, К	288.15	п, об/мин	9037
k	1.4	число ступеней компрессора	4
Р, Дж/кг·К	287		
ми, Н/с	0.000055		
кш, мм	3		

Расчет наружного контура

ВНА		РК		НА	
Cs1/Cs0 ст	1.154395	Cs2/Cs1 ст	1.0626	Cs3/Cs2 ст	0.7957023
Cu1н, м/с	60	Cu2н, м/с		Cu3н, м/с	50
Cu1ст, м/с	25	Cu2ст, м/с		Cu3ст, м/с	20
Cu1*γ, м	0.75	Cu2*γ, м		Cu3*γ, м	1
βс2ст, град	81				
h*γ, м ² , м ²	1				
hн/γст	1				
Det1, м	0.3682				
Det0, м	0.302	Det2, м	0.4217	Det3, м	0.4654
В ВНАст, м	0.114	В РКст, м	0.0684	В НАст, м	0.0538
В ВНАн, м	0.13034	В РКн, м	0.08945	В НАн, м	0.07159
Vz ВНА, м	0.13	Vz РК, м	0.0624	Vz НА, м	0.061
z ВНА	19	z РК	34	z НА	44
Вf ВНА	0.6	Вf РК	0.5	Вf НА	0.5
дзетта вна н	0.01	дзетта рк н	0.05	дзетта на н	0.07
дзетта вна ст	0.024	дзетта рк ст	0.04	дзетта на ст	0.06
о вна	1	о рк	1	о на	1
омега н1, град	2.3	омега н2, град	3		
омега ст1, град	10.3	омега ст2, град	10		

Ступень № 1

*Программа первичного проектирования осевых компрессоров РРОК.
 Меню ввода параметров компрессора и меню 1-й ступени*

Первичное проектирование с корректным учетом радиального равновесия очень строгий процесс. Если начинать расчет от диаметра втулки, то $c_m(r)$ может стать отрицательной величиной на периферийных радиусах. Если начинать расчет от наружного диаметра, то для получения

нужного теоретического напора у втулки может потребоваться неприемлемо большой угол изогнутости профиля лопатки. Это показал процесс оптимизации 4-х ступенчатого компрессора низкого давления ГТД газоперекачивающего агрегата.

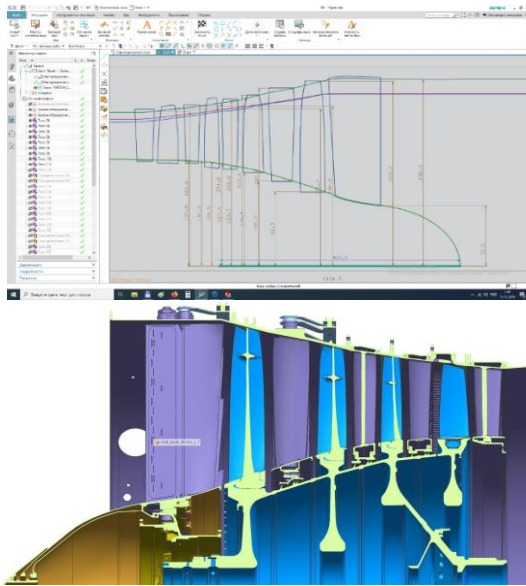
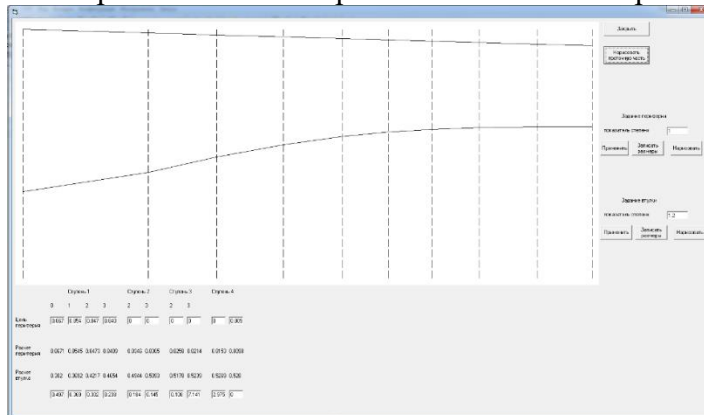


Схема проточной части в меридиональной плоскости и твердотельная модель исходного варианта четырёхступенчатого сверхзвукового компрессора

При заданных конструктивных ограничениях по программе PPOK были сопоставлены варианты с разными диаметрами контрольных сечений (т.е. с разными коэффициентами расхода), с разным распределением теоретического напора между ступенями, с разным изменением коэффициента теоретического напора по высоте лопаток рабочих колес.



Программа PPOK. Оптимизированная меридиональная форма проточной части 4-х ступенчатого ОК

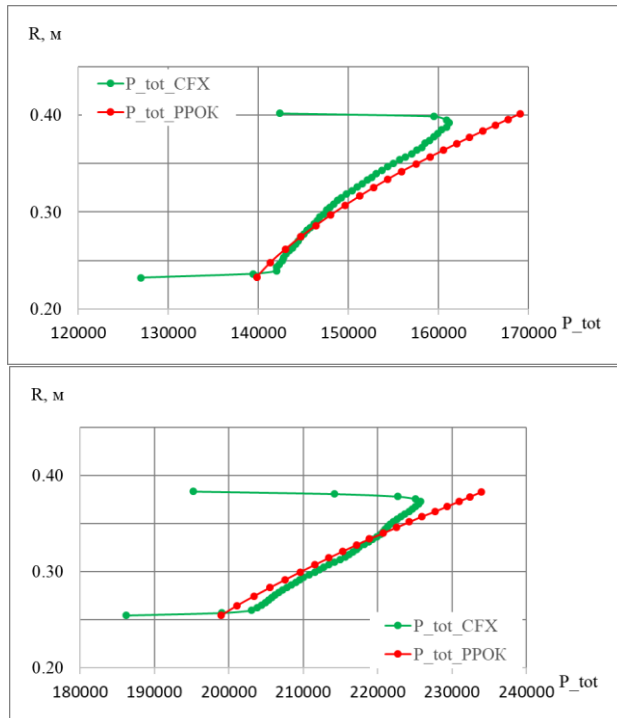
У оптимизированного варианта КПД выше на 2,3% и выполнено требование ТЗ к структуре потока на выходе из компрессора. В таблице сопоставлены некоторые аэродинамические параметры оптимизированного по РРОК и исходного компрессоров.

Характерные параметры проточной части оптимизированного и исходного вариантов компрессора

Параметр	КНД	1-я ступень	2-я ступень	3-я ступень	4-я ступень
π^*	КНД 88,2	1,4643	1,48161	1,331	1,13347
	Аналог	1,52879	1,40427	1,29283	1,14745
$\eta_{пол}^*$	КНД 88,2	0,8931	0,91085	0,91677	0,85585
	Аналог	0,89525	0,88916	0,88346	0,80877
h_T Дж/кг	КНД 88,2	37559,54	42916,38	34477,64	17272,51
	Аналог	41991,39	38205,43	32013,67	19998,45
$h_{врк}$	КНД 88,2	2577,54	2566,69	2027,41	1948,32
	Аналог	2790,32	2731,14	2120,31	2214,01
$h_{вна}$	КНД 88,2	1164,25	1264,12	856,5	527,11
	Аналог	1382,59	1328,03	1423,39	1439,15
$\zeta_{рк вт}$	КНД 88,2	0,0904	0,04	0,04	0,056
	Аналог	0,0727	0,04	0,04	0,0613
$\zeta_{рkn}$	КНД 88,2	0,0357	0,05	0,05	0,0376
	Аналог	0,048	0,05	0,05	0,0392
$\zeta_{на вт}$	КНД 88,2	0,0461	0,06	0,06	0,0539
	Аналог	0,0474	0,06	0,06	0,0535
$\zeta_{на н}$	КНД 88,2	0,0537	0,07	0,07	0,0602
	Аналог	0,0507	0,07	0,07	0,054

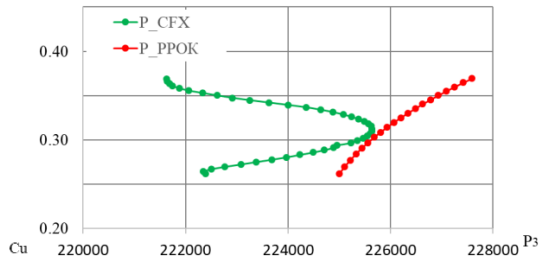
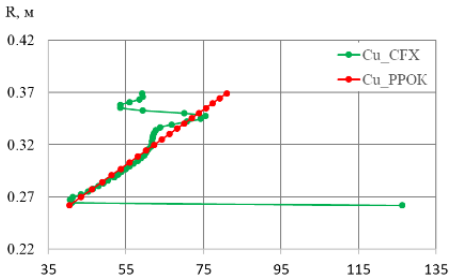
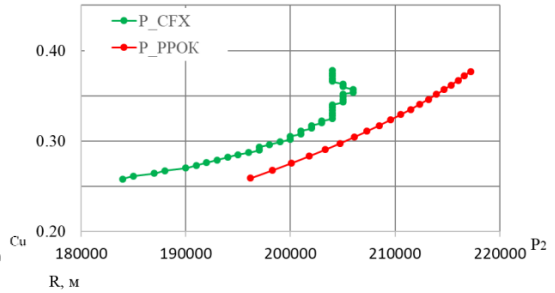
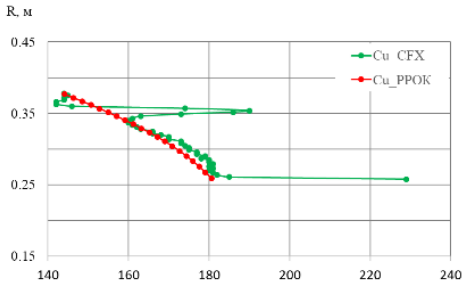
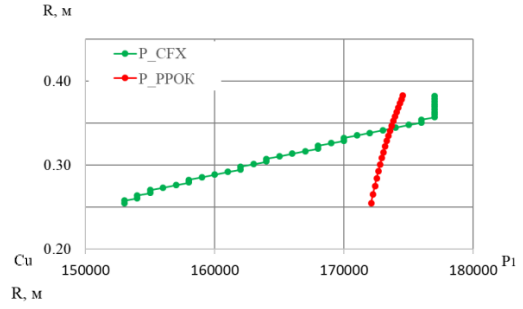
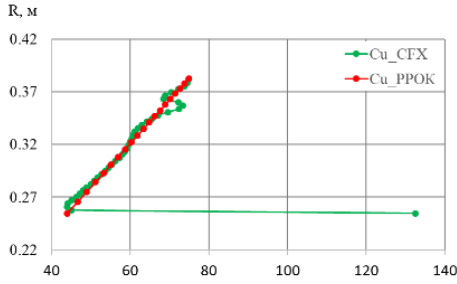
Параллельно задачу оптимизации успешно решили коллеги из ГТД ОКОТ ИЦ «ЦКИ» (Сектор газотурбинных двигателей, Отдел кросс-отраслевых технологий, Инжиниринговый центр "Центр компьютерного инжиниринга"). Они использовали методы вычислительной газодинамики, которые считаются вполне надежными при расчетах осевых

компрессоров. Для проверки инженерной программы первичного проектирования РРОК, оптимизированный CFD-методом вариант проточной части был рассчитан по инженерной методике. На рисунке сопоставлены полные давления на выходе из первой и второй ступеней по CFD и по РРОК.



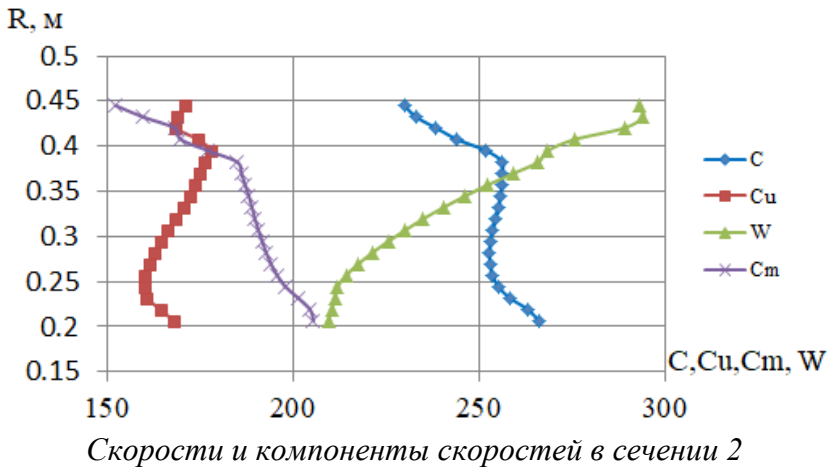
Полные давления $p_3^(r)$ на выходе из ступеней компрессора.
Слева – 1-я ступень; справа 2-я ступень*

Результат сопоставления представляется удовлетворительным для инженерной модели РРОК. Вместе с тем, анализ CFD-расчетов выявил некорректность CFD-расчета статических давлений в контрольных сечениях. Характерный пример – 3-я ступень, у которой закнутка потока по инженерной программе РРОК и по CFD-расчету практически совпадает в трех сечениях. Из условия радиального равновесия $\partial p / \partial r = \rho c_u^2 / r$ и практического равенства $c_u(r)$ по обоим расчетам следует, что статические давления $p(r)$ должны быть близки по характеру и абсолютной величине.



Ступень 3. Слева – $c_{u1}(r)$, $c_{u2}(r)$, $c_{u3}(r)$. Справа - $p_1(r)$, $p_2(r)$, $p_3(r)$

Так получилось только в сечении 2 между РК и НА. На входе в ступень при небольшой величине закрутки CFD-расчет показывает неправдоподобно большой рост статического давления по радиусу. На выходе из ступени изменение статического давления противоречит принципу радиального равновесия. Есть еще один пример, показывающий, что результаты CFD-расчетов надо внимательно контролировать. На рисунке показаны абсолютная и относительная скорости на выходе из РК по CFD-расчету.



По треугольникам скоростей алгебраическая сумма абсолютной и относительной окружных составляющих скорости должна быть равна окружной скорости. Но по CFD-расчету их сумма меньше окружной скорости на 10-12% на всех радиусах высоте лопатки, чего не должно быть: $\vec{c}_u + \vec{w}_u \approx 0,9\vec{\omega}r$ по CFD-расчетам. Этот пример демонстрирует неудовлетворительную организацию итерационного процесса.

5.6 Первый положительный опыт CFD-моделирования характеристик центробежной компрессорной ступени

Не следует кончать обзор исследований на критике способностей CFD решать практические задачи проектирования турбокомпрессоров. В конце концов искусственный интеллект в его частном виде научится это делать.

В 2022 г. Л.Н. Маренина получила хорошие результаты моделирования характеристик одной из модельных ступеней Проблемной лаборатории, чего раньше сделать не удавалось. Ниже представлен подготовленный силами научной школы текст с коротким обзором современного состояния и с частным пока положительным результатом.

ПОЛОЖИТЕЛЬНЫЙ ОПЫТ CFD-МОДЕЛИРОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТУПЕНЕЙ И АНАЛИЗ ЩЕЛЕВЫХ ПОТЕРЬ

Л.М. Маренина¹

marenina_ln@mail.ru

Ю.Б. Галеркин¹

yuri_galerkin@mail.ru

А.А. Дроздов¹

a_drozdi@mail.ru

К.В. Солдатова¹

buck02@list.ru

А.Ф. Рекстин¹

rekstin2k7@mail.ru

В.Б. Семеновский¹

swb534@mail.ru

¹ ФГАОУ ВО СПбПУ, Санкт-Петербург, Россия

Ключевые слова

Центробежная компрессорная ступень, рабочее колесо, коэффициент трения дисков, коэффициент протечек, лабиринтное уплотнение, математическая модель,

Аннотация

Совершенствование методов газодинамического проектирования промышленных центробежных компрессоров важно для экономии энергии и экологии. Инженерный Метод универсального моделирования удовлетворительно моделирует характеристики центробежных ступеней и успешно используется в практике газодинамического проектирования. Одно из направлений развития методов проектирования – использование CFD-расчетов. При тщательном моделировании течения в зазорах «рабочее колесо - корпус» CFD-расчет характеристик трех центробежных компрессорных ступеней дал результаты, близкие к результатам испытаний. Представлены измеренные и рассчитанные характеристики ступеней. Ступени имеют небольшие или малые коэффициенты расхода, у которых потери трения дисков и протечки в лабиринтном уплотнении покрывающего диска - целевые потери - играют значительную роль. CFD-рассчитанная сумма коэффициентов дискового трения и протечек определена сравнением коэффициентов внутреннего и теоретического напоров. В качестве примера предложена аппроксимирующая формула на основании выполненных CFD-расчетов ограниченного объема.

Состояние вопроса. Цель работы.

Промышленные центробежные компрессоры потребляют колоссальное количество энергии. В РФ их установленная мощность порядка 60 млн. кВт. Современные экономические и экологические требования выдвигают на первый план энергетическую эффективность компрессоров. Совершенство газодинамического проекта - первое и главное условие высокого КПД в широком диапазоне условий эксплуатации. Невозможность строгого аналитического описания рабочего процесса вынуждает прибегать к приближенным инженерным методам. Метод универсального моделирования проф. Ю.Б.Галеркина (далее – Метод) имеет многолетнюю практику создания десятков типов высокоэффективных компрессоров и хорошо освещен в монографической и периодической литературе [1-6]. Однако, как и любой инженерный метод, он не может учитывать суть рабочего процесса во всей полноте.

Методы вычислительной газодинамики (CFD), в отличие от инженерных методов, оперируют точными твердотельными моделями проточной части и обеспечивают более точное и универсальное решение. Возможности CFD-методов многообещающи. В будущем CFD-расчеты потеснят специалистов по газовой динамике центробежных компрессоров. Но пока заменить инженерные методы вычислительная газодинамика не может. Более того, повсеместно опять стали строить стенды для экспериментального исследования моделей центробежных компрессоров [7-17]. Но, в сочетании с инженерными методами, CFD-расчеты эффективно используются в проектной практике [18-22].

Группа специалистов ЛПИ - СПбПУ под руководством проф. Ю.Галеркина еще в конце 1980-х гг. начала приобретать опыт CFD-моделирования центробежных компрессоров в сотрудничестве с Институтом турбомашин Ганноверского университета. Затем сотрудничество продолжилось с учеными Дортмундского и Гданьского технического университетов. В современную эпоху CFD-исследования и расчеты ведутся авторами и их коллегами в суперкомпьютерном центре СПбПУ самостоятельно и в сотрудничестве с отделом конечно-элементной механики и компьютерного инжиниринга [23-30]. Имея в виду применение CFD-расчетов в инженерной практике, когда трудоемкость расчетов имеет значение, в большинстве случаев при расчетах не моделировалось течение в зазорах между рабочим колесом и корпусом.

Модельная ступень РРК 0048-048-029 была разработана в 1990-х гг. в СПбПУ при жестких ограничениях размеров проточной части. С учетом этого достигнутый КПД можно считать приемлемым. На рис. 1 сопоставлены CFD-характеристики гидравлического КПД η_z и коэффициента теоретического напора ψ_T с экспериментальными характеристиками. Гидравлический КПД и коэффициент теоретического напора пересчитаны по формулам (1, 2) из измеренных и CFD-значений политропного КПД η и коэффициента внутреннего напора ψ_i [25]:

$$\eta_z = \eta(1 + \beta_{mp} + \beta_{np}). \quad (1)$$

$$\psi_T = \psi_i / (1 + \beta_{mp} + \beta_{np}) \quad (2)$$

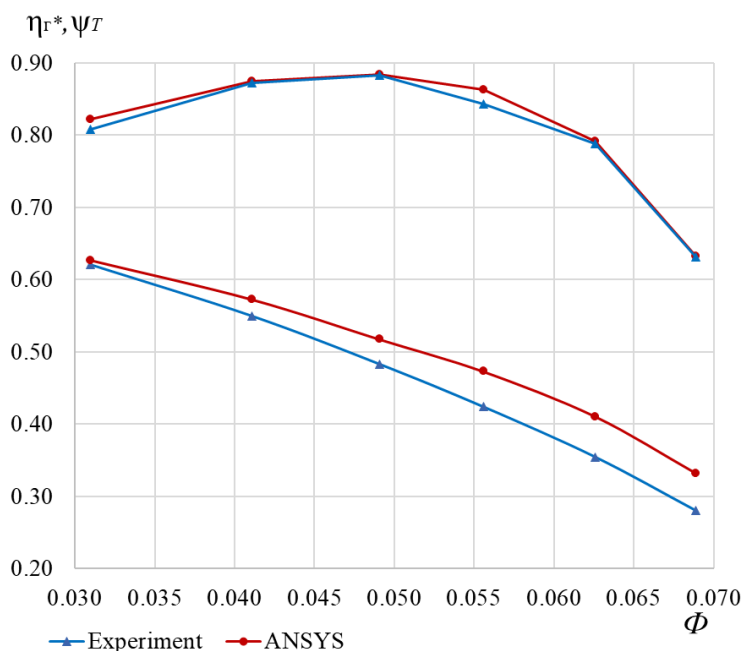


Рис. 1- Характеристики модельной ступени PPK 0048-048-029 по CFD-расчету и испытаниям [25]

Коэффициенты трения дисков β_{mp} и протечек в лабиринтных уплотнениях β_{np} рассчитаны по эмпирическим уравнениям Метода. На режиме условным коэффициентом расхода $\Phi = 0.0491$ их сумма равна 0.027. Моделирование характеристики КПД можно считать успешным. Измеренный КПД при $\Phi = 0.0556$ ниже рассчитанного, но это – случайная ошибка при испытаниях. При этом, недопустимое превышение рассчитанного коэффициента теоретического напора типично для ряда других расчетов авторов и других исследователей [12, 13].

Модельная ступень PPK 0028-056-0373 разработана в тот же период, что и предыдущая, и с еще более жесткими конструктивными ограничениями. CFD-расчеты выполнены по программам ANSYS и NUMECA, для одного сектора и для твердотельной модели, с моделированием зазоров «рабочее колесо – корпус» и без них [25]. Методика расчета сильно повлияла на результаты, но во всех случаях внутренний, теоретический и политропный коэффициенты напоров оказались значительно выше экспериментальных значений.

Типичный результат моделирования средне – и высоко расходных ступеней представлен в [26]. Объект – модель одноступенчатого компрессора ГПА 32 МВт, спроектированного Методом [31] и испытанного заказчиком [32] – рис. 2.

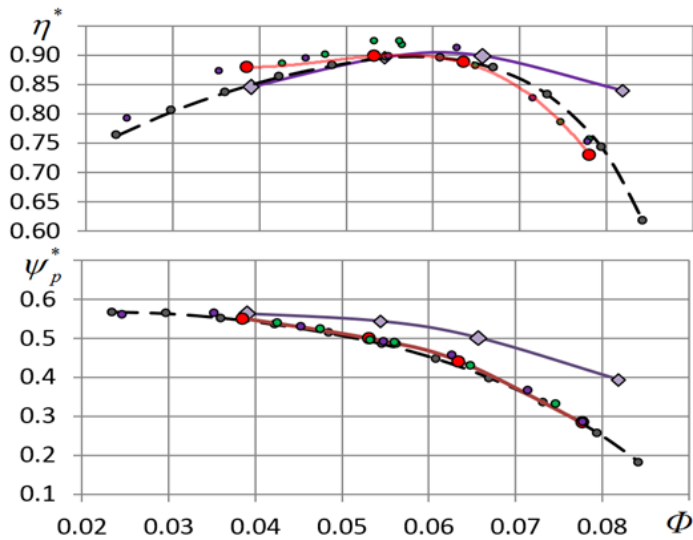
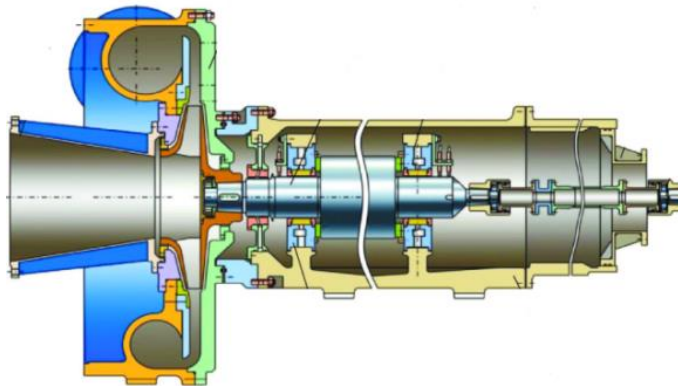


Рис. 2– Модель 1:2 компрессора ГПА 32 МВт -сверху. Проектные, измеренные на воздушном стенде и CFD-рассчитанные характеристики - снизу. Точки - результаты трех испытаний при $M_u = 0.7 - 0.71$, красные линии - аппроксимация экспериментальных точек, штриховые линии – характеристики по проекту Методом универсального моделирования, фиолетовые линии – CFD-расчет [32]

Характерные результаты моделирования:

- CFD-рассчитанная характеристика смещена в сторону большей производительности,
- КПД в расчетной точке ($\Phi_{расч} = 0.0588$) близок к действительному,
- коэффициент напора в расчетной точке больше действительного на 8.8%.

CDF-моделирование характеристик модели компрессора 32 МВт производилось авторами с применением разных методик расчета [33]. Сеточная независимость была обеспечена при 22 млн. ячеек. Модели турбулентности SST, $k-\epsilon$, $k-\omega$ показали одинаковые результаты. Наибольшее влияние оказали выбор интерфейса и расчет нестационарного течения:

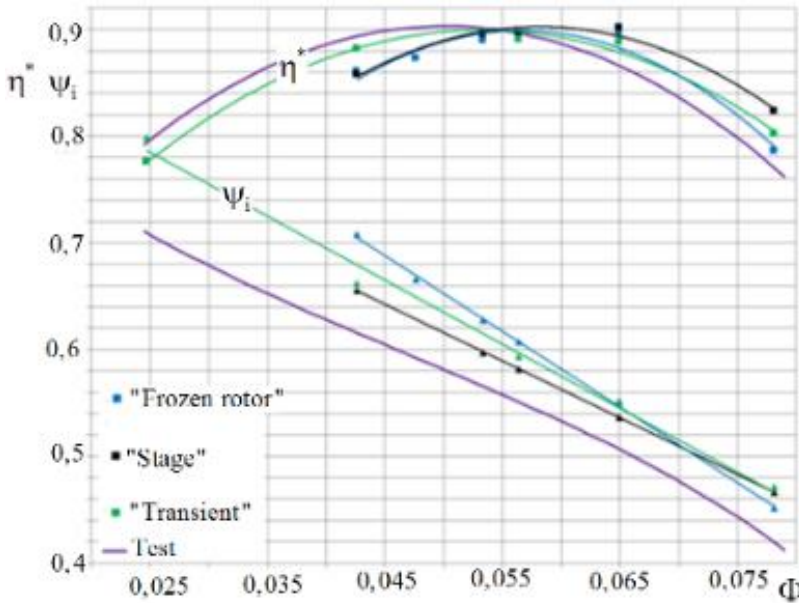


Рис. 3 – Измеренные и рассчитанные характеристики модели компрессора ГПА 32 МВт [33]

На рисунке 3:

- интерфейс «Frozen rotor»: из как бы остановившегося ротора в БЛД выходит поток с векторами относительной скорости, разными по величине и направлению,
- интерфейс «Stage»: векторы относительной скорости на выходе из РК осреднены. В БЛД выходит равномерный поток,
- «Transient»: расчет нестационарного потока в БЛД, выходящего из вращающегося рабочего колеса.

При чрезвычайно трудоемком расчете нестационарного течения характеристика КПД почти совпала с измеренной. Но коэффициент внутреннего напора не приблизился к измеренной характеристике. На рисунке 4 сопоставлены измеренная и рассчитанные характеристики коэффициента политропного напора по полным параметрам.

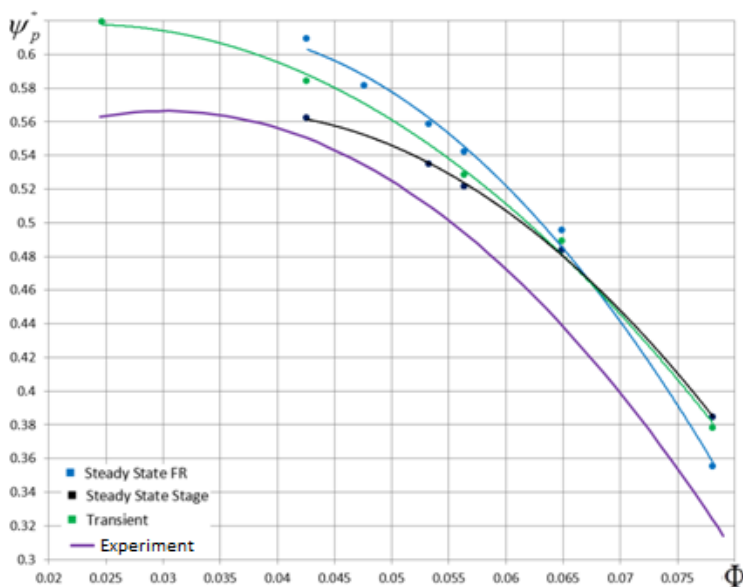


Рис. 4 – Измеренные и рассчитанные характеристики коэффициента политропного напора модели компрессора ГПА 32 МВт при двух разных интерфейсах и расчете нестационарного потока в неподвижных элементах ступени [33]

Достоинство нестационарного расчета в том, что расчет стал осуществим во всем диапазоне расходов измеренных характеристик. В отличие от этого, расчеты с интерфейсами не дают сходимости при коэффициенте расхода $\Phi < 0.0425$, далеко от границы помпажа. Измененная граница помпажа соответствует $\Phi_{\text{крит}} = 0.031$.

Подобные результаты получены также при расчете характеристик ступеней с полуоткрытыми осерадиальными рабочими колесами [34, 23].

В статьях [38-42] также представлены примеры не вполне удачного моделирования характеристик центробежных ступеней. В [43] наоборот, моделирование большого количества ступеней разных параметров очень хорошее. Специфика в том, что моделирование произведено собственным кодом компании General Electric, недоступным для других пользователей.

Практика моделирования и оптимизации неподвижных элементов центробежных ступеней, напротив, очень успешна [44-48]. CFD-расчет коэффициентов потерь большой серии безлопаточных диффузоров в работе [49] аппроксимирован аналитическими зависимостями и заменил математическую модель БЛД в 8-й версии Метода универсального моделирования. Результаты CFD-оптимизации серии обратно-направляющих аппаратов [50] использованы в системе первичного проектирования Метода.

Исключительному использованию CFD-методов при газодинамическом проектировании препятствуют большие трудозатраты. Даже если бы надежность моделирования центробежных ступеней и поиск оптимальной проточной части были обеспечены, расчет характеристик проточной части занимает время. Приводимые ниже характеристики модельных ступеней $\eta, \psi_p^*, \psi_i = f(\Phi)$ построены расчетом при 6 значениях коэффициента расхода Φ . CFD-расчет одного режима занимает 8 часов в суперкомпьютерном центре СПбПУ. Выделенная для расчетов вычислительная мощность соответствует 16-ядерному процессору с объемом оперативной памяти 24 ГБ. Заказчики газодинамических проектов требуют представить семейство характеристик, например, при 8 разных оборотах ротора. Промышленные компрессоры редко одноступенчатые. Некоторые заказчики научились прогнозировать свои технологические процессы на годы вперед, и требуют расчета характеристик при разных начальных и конечных параметрах – до 18 режимов из практики авторов.

Трудозатраты расчетов инженерными методами доступны для применения в проектной работе. Вопрос в корректности расчетов характеристик. Методом универсального моделирования с 1990-х гг. созданы десятки реализованных компрессорными заводами проектов. Построено более 400 компрессоров мощностью 2 – 25 МВт с проектными характеристиками, подтверждёнными заводскими испытаниями, и испытаниями на месте эксплуатации [1 - 6]. Используемые математические модели идентифицировались по результатам испытания модельных ступеней. До 2010-х гг. использовалась четвертая версия математической модели. Для расчетов ступеней с разными параметрами проектирования $\Phi_{расч}, \psi_{Т расч}$ нужны были разные наборы эмпирических коэффициентов в уравнениях модели. Ценой учета ряда дополнительных факторов и устранения небольших некорректностей К. Солдатов [51] создала пятую – седьмую версии математической модели с одним набором эмпирических коэффициентов для номинального режима. А. Дроздов в [52] предложил восьмую и девятую версии модели, которые рассчитывают характеристики промышленных центробежных компрессоров с одним общим для всех компрессоров набором эмпирических коэффициентов.

Идентификация 9-й версии ММ произведена по 70 характеристикам (5 значений $\Phi \leq \Phi_{расч}$) модельных ступеней СПбПУ с параметрами проектирования $\Phi_{расч} = 0,028 - 0,080$, $\psi_{Т расч} = 0,45 - 0,65$, относительным диаметром втулки $\bar{D}_{вт} = 0,25 - 0,373$ (здесь и далее геометрические параметры с чертой обозначают величины, отнесенные к выходному диаметру рабочего колеса D_2), условными числами Маха

$M_u = \frac{u_2}{\sqrt{kRT_{ex}^*}} = 0,60 - 0,86$, диаметром выхода из безлопаточного

диффузора (БЛД) $\bar{D}_4 = 1,428 - 1,615$, числами Рейнольдса

$Re_u = 4,8 \times 10^6 - 6,9 \times 10^6$. Ступени разработаны в 1990-е гг. при

конструктивных ограничениях, негативно влияющих на КПД. Ступени

промежуточного типа с БЛД и ЛД. Средняя погрешность расчета КПД

при $\Phi_{расч}$ равна 0,525%. Средняя погрешность в пределах рабочей зоны

1,12%. На рисунке 5 измеренные характеристики нескольких ступеней -

участников идентификации - сопоставлены с моделированием по 9-й

версии ММ.

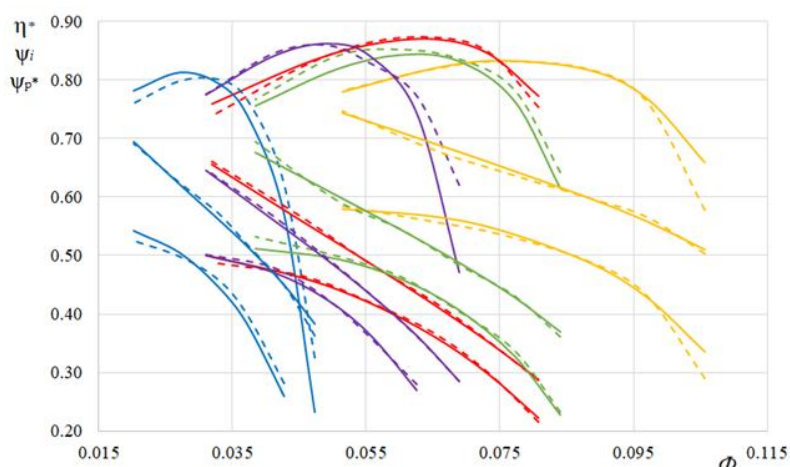


Рис. 5— Характеристики нескольких модельных ступеней семейства 20CE [35] и расчет по

9-й версии мат модели Метода универсального моделирования.

Штриховые линии – эксперимент. Сплошные линии – расчет.

На рисунке 6 измеренные характеристики пяти малорасходных ступеней, не участвовавших в идентификации, сопоставлены с расчетом по 9-й версии ММ. Это характеристики модельных ступеней фирмы

Кларк (США), лицензию на которые Правительство СССР приобрело еще полвека назад. Диапазон основных параметров проектирования

модельных ступеней фирмы «Clark»: $\Phi_{расч} = 0,007 - 0,024$, $\psi_{T расч} = 0,60$

$- 0,69$, $\bar{D}_{вт} = 0,3214 - 0,3375$, высота лопатки рабочего колеса на входе и

выходе соответственно $\bar{b}_1 = \bar{b}_2 = 0,0094 - 0,0476$; $\bar{D}_4 = 1,33 - 1,4$,

ширина БЛД на входе $\bar{b}_3 = 0,008 - 0,0135$, $M_u = 0,366 - 0,843$,

$Re_u = 4,8 \cdot 10^6 - 1,1 \cdot 10^7$.

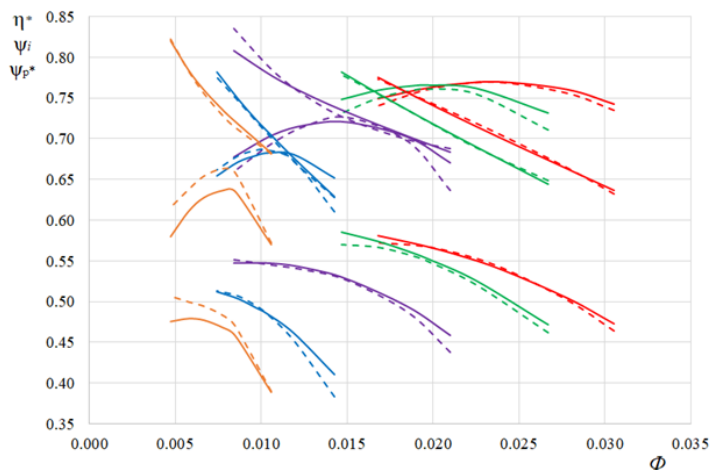


Рис. 6 – Характеристики нескольких модельных ступеней фирмы Кларк (США, 1970-е гг.) и их моделирование по 9-й версии мат модели Метода универсального моделирования.
Штриховые линии – эксперимент. Сплошные линии – расчет.

Главный параметр проектирования $\Phi_{расч}$ у некоторых ступеней Кларк в 5 – 6 раз меньше, чем у самой малорасходной ступени СПбПУ. Несмотря на это, результаты моделирования приближаются к удовлетворительным. Погрешность расчета КПД больше, чем у ступеней – участников идентификации. По мнению авторов, это может быть следствием неточного расчета мощности трения наружных поверхностей дисков и протечек в лабиринтном уплотнении покрывающего диска.

Цель работы заключается в следующем:

- произвести CFD-моделирование ступеней с небольшими и малыми значениями параметра проектирования $\Phi_{расч} = 0.048 - 0.010$ при наиболее тщательном моделировании течения в зазорах «рабочее колесо – корпус»,
- получить количественную информацию о потерях напора в зазорах «рабочее колесо - корпус»,
- использовать CFD-расчеты для получения уточненной эмпирической формулы расчета целевых потерь при инженерных расчетах.

Методика CFD-расчетов

Для проведения численного исследования ступеней с моделированием течения в зазорах и лабиринтных уплотнениях использовался пакет программ ANSYS CFX. Эскиз проточной части представлен на рисунке 7

слева. Для построения структурированной гексаэдральной расчётной сетки трехмерная модель разбита на отдельные области: «входной участок + РК + половина БЛД», «вторая половина БЛД + ПК + основная лопатка ОНА», «спрямляющая лопатка ОНА + выходной участок». Расчётные сетки построены отдельно для зазоров основного и покрывающего дисков. Меридиональный вид готовой расчётной области на примере ступени фирмы Кларк представлен на рисунке 7 справа. Общее количество ячеек в зазорах 1,2 млн, размер всей расчётной сетки около 3 млн ячеек.

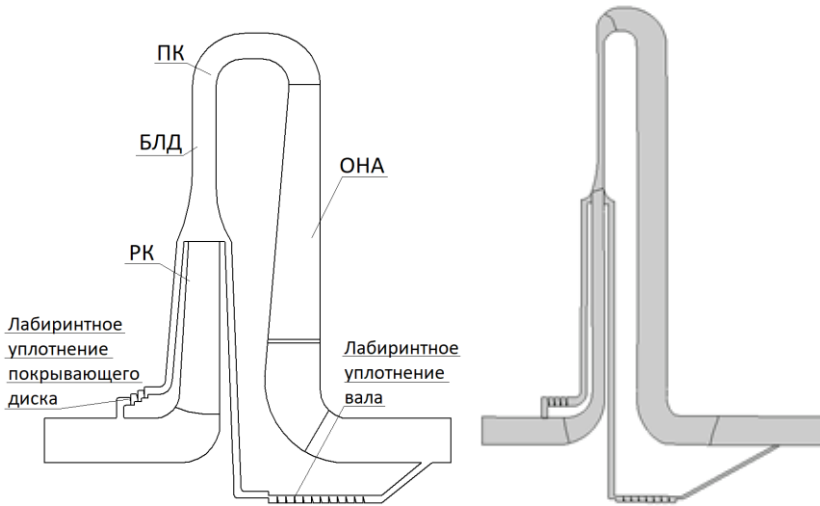


Рис. 7 – Эскиз проточной части промежуточной ступени центробежного компрессора (слева); меридиональный вид готовой расчётной области на примере ступени РРК 0010-0643-0337 («Кларк») (справа)

Для корректной передачи данных от вращающейся области к неподвижной интерфейс «Frozen rotor» задавался на удаленном расстоянии от РК, на радиусе, соответствующем середине БЛД. В расчётах использована модель турбулентности «SST», в соответствии с требованиями низкорейнольдсовой модели турбулентности, задавались значения y^+ не более 2 для корректного разрешения течения в пограничных слоях.

Объекты исследования

Определяющие эффективность параметры модельных ступеней – объектов исследования – представлены в таблице:

Таблица 1. Параметры модельных ступеней

ступень	$\Phi_{расч}$	$\psi_{Грасч}$	$\bar{D}_{ст}$	\bar{D}_4	\bar{b}_3	$M_{и}$
РРК 0048-048-029	0.048	0.48	0.29	1.428	0.046	0.60
РРК 0028-056-0373	0028	0.56	0.37	1.444	0.033	0.60
РРК 0010-0643-0337 («Кларк»)	0.010	0.643	0.3375	1.4	0.0088	0.384

Ступени РРК 0048-048-029 и РРК 0028-056-0373, разработанные Методом универсального моделирования, испытывались на одном из трех стендов Проблемной лаборатории компрессоростроения с одинаковыми параметрами: мощность до 600 кВт, обороты ротора модели до 18000 в минуту, диаметр рабочих колес до 420 мм, привод от электродвигателя постоянного тока с переменными оборотами через зубчатый мультипликатор. Один из стендов показан на рисунке 8.

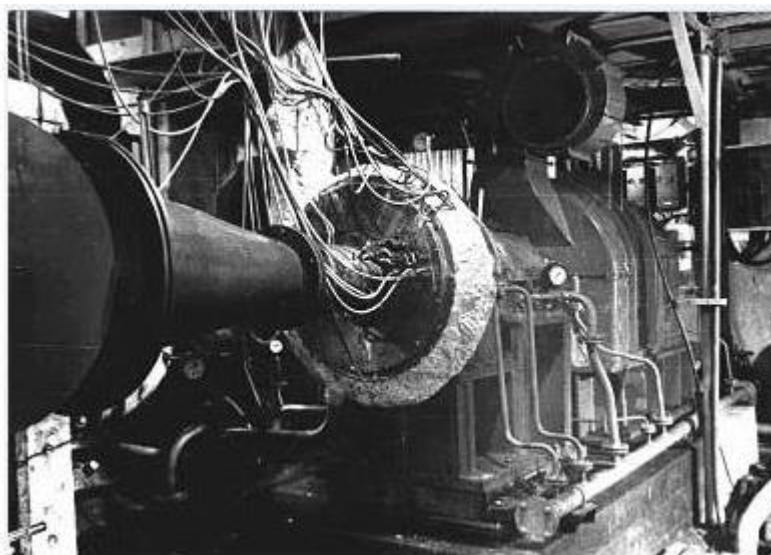


Рис. 8 – Стенд ЭЦК-4 Проблемной лаборатории компрессоростроения для испытания моделей ступеней центробежных компрессоров

Система измерений была классической: давления измерялись с помощью жидкостных манометров, внутренний напор определялся по повышению температуры, измерявшейся ртутными манометрами в сечениях с небольшой скоростью воздуха. Корпус модели теплоизолирован. Стабилизация температуры на нагнетании при изменении режима работы происходила в течении 40 – 50 минут. При испытаниях на малых числах Маха температура масляных подшипников модели контролировалась подачей воды в маслоохладитель, чтобы она равнялась температуре воздуха на выходе из модельной ступени.

Условия испытания модельной ступени РРК 0010-0643-0337 («Кларк») неизвестны.

Результаты CFD-моделирования. Сравнение с экспериментом
Моделирование характеристик. Результаты испытаний представлены в виде безразмерных газодинамических характеристик $\Psi_i, \eta^*, \Psi_p^* = f(\Phi)$:

$$\eta^* = \frac{\ln\left(\frac{p_k^*}{p_n^*}\right)}{\frac{k}{k-1} \ln\left(\frac{T_k^*}{T_n^*}\right)}, \quad \Psi_i = \frac{c_p (T_k^* - T_n^*)}{u_2^2}, \quad \Psi_p^* = \Psi_i \cdot \eta^*, \quad (3)$$

где p_n^* и p_k^* - полное давление на входе и выходе соответственно, T_n^* и T_k^* - полная температура на входе и выходе соответственно, k - показатель адиабаты, c_p - удельная теплоемкость при постоянном давлении.

Коэффициент теоретического напора при CFD-моделировании определен осреднением окружной составляющей скорости c_{u2} на выходе из РК:

$$\Psi_T = \frac{c_{u2cp}}{u_2} = \frac{2\pi r_2}{\bar{m}} \int_{b_2} c_{u2} c_{r2} \rho_2 db \quad (4)$$

Здесь c_{u2cp} - осредненное по массовому расходу значение.

CFD-моделированием рассчитаны целевые потери:

$$\beta_{np} + \beta_{md} = \frac{\Psi_i}{\Psi_T} - 1 \quad (5)$$

Измеренные характеристики сопоставлены с результатами CFD-моделирования. На рисунках 9 - 11 показаны характеристики исследованных ступеней и результаты их CFD-моделирования.

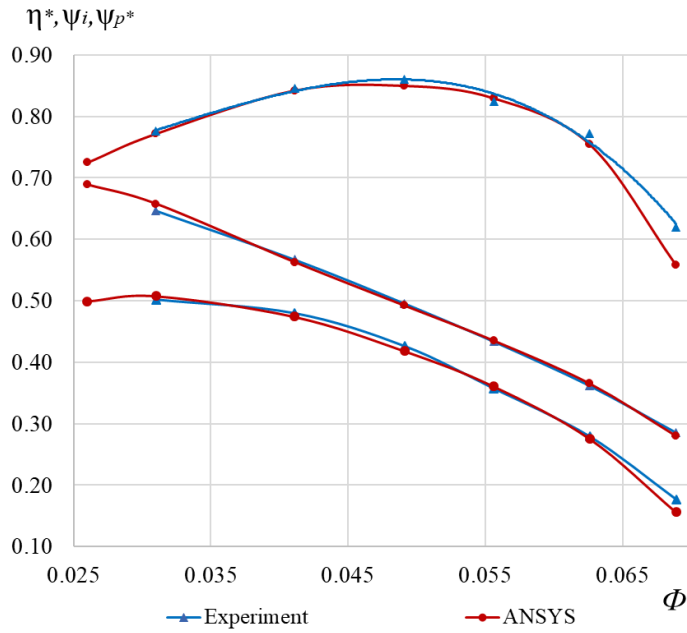


Рис. 9 – Характеристики ступени PPK 0048-048-029 и результат CFD-моделирования

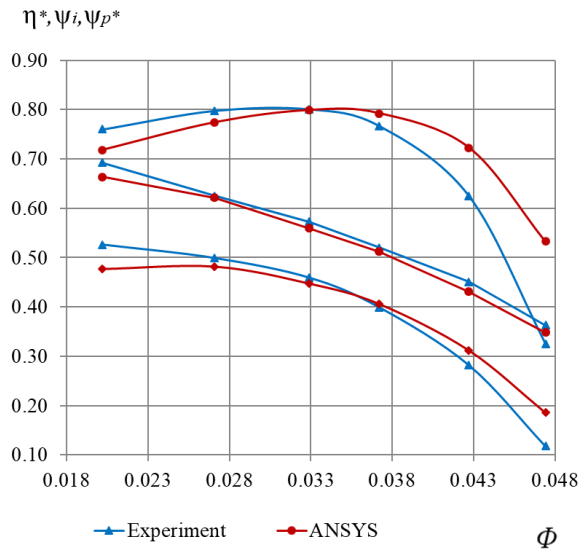


Рис. 10 – Характеристики ступени PPK 0028-056-0373 и результат CFD-моделирования

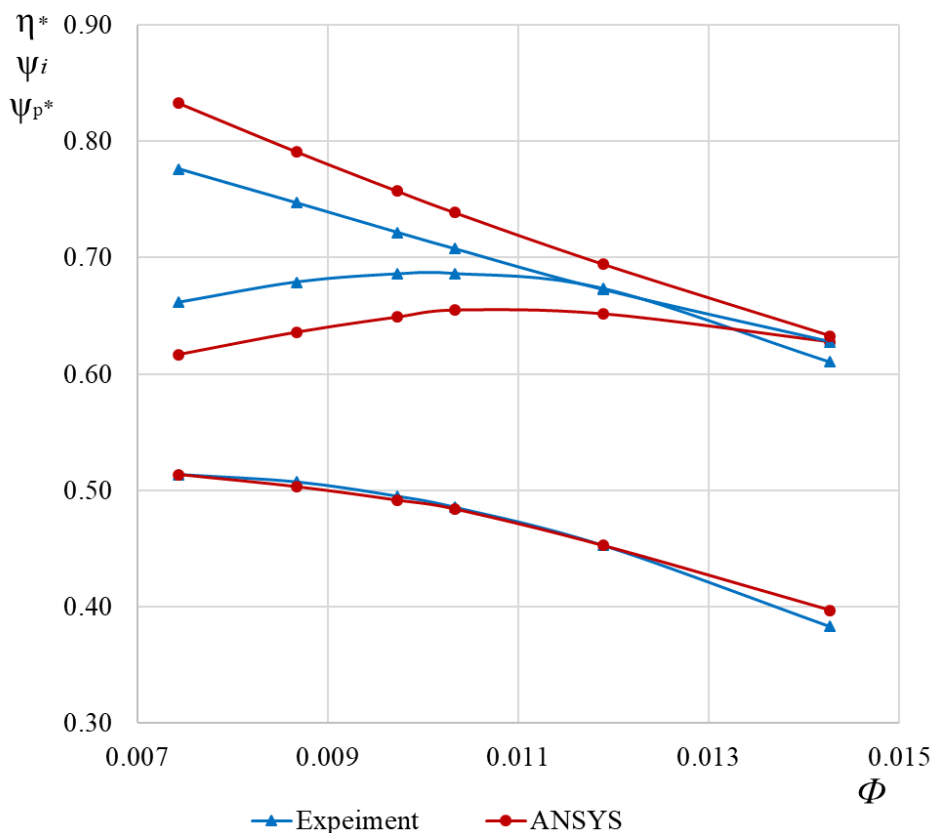


Рис. 11 – Характеристики ступени PPK 0010-0643-0337 и результат CFD-моделирования

Примененный способ CFD-моделирования сделал результаты более корректными, чем представленные выше и им подобные. Если бы моделирование, как у ступени PPK 0048-048-029, получалось у всех ступеней, CFD-расчет стал бы полноправным участником процесса газодинамического проектирования. Особенно впечатляет тот факт, что CFD-расчет с расходом меньше измеренного оказался левее границы помпажа. Оказалось, что последний измеренный режим очень близок к этой границе.

При расчете характеристик ступени PPK 0028-056-0373 достигнут частичный положительный результат. Получено приемлемое моделирование характеристики внутреннего напора. Ранее по расчету получалось значительное превышение. Максимальные КПД по расчету и по измерениям близки, но рассчитанная характеристика смещена в сторону большего расхода. Это было типично для многих предшествующих попыток моделирования – пример на рисунке 3.

При расчете характеристик ступени РРК ступени РРК 0010-0643-0337 также достигнут частичный положительный, но другой результат. Кроме не имеющей практического значения точки с максимальным расходом, хорошо смоделирована характеристика полезного напора. Коэффициент внутреннего напора больше измеренного. При коэффициенте расхода $\Phi = 0.01033$ моделирование зависило коэффициент напора на 4,5%. Соответственно ниже КПД, но протекание характеристик в исследованном диапазоне одинаковое, что следует оценить положительно.

Структура потока в ступени РРК 0048-048-029. Оптимальный режим. На рисунках 12, 13 приведена информация о структуре потока в ступени РРК 0048-048-029 на оптимальном режиме $\Phi_{opt} = 0.0491$.

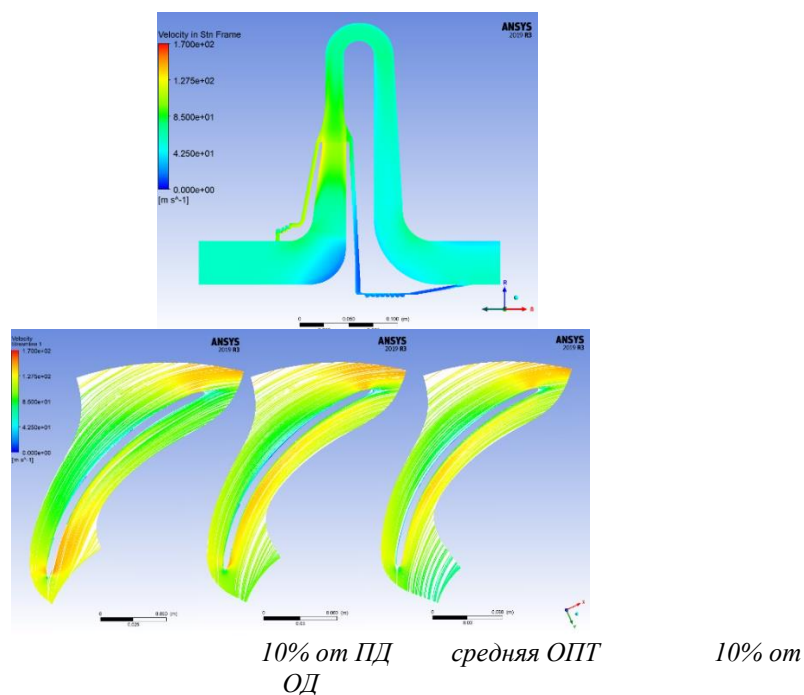
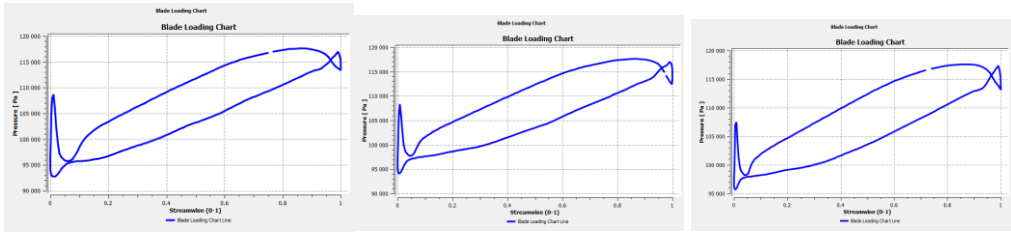


Рис. 12 – Ступень РРК 0048-048-029, $\Phi_{opt} = 0,0491$.

Слева – поле абсолютных скоростей в меридиональной плоскости.

Справа – линии тока относительно движения в РК и БЛД на трех ОПТ

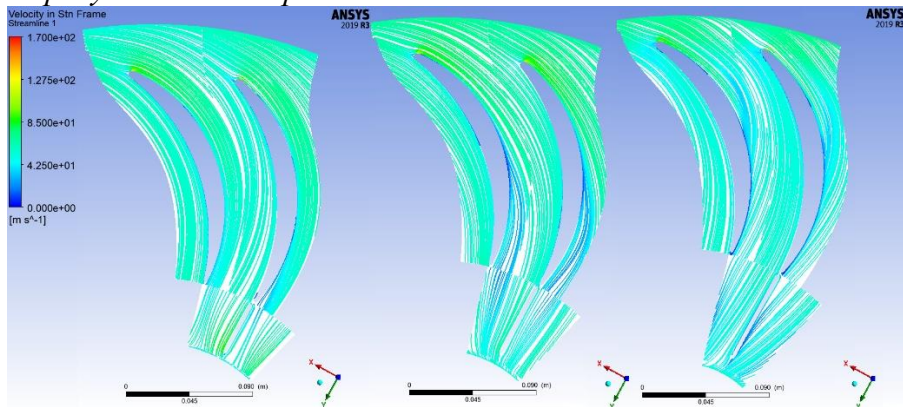
Характер обтекания лопаток РК демонстрируют также диаграммы давления на рисунке 12.



10% от ПД средняя ОПТ 10% от ОД
 Рис. 13 – Ступень РРК 0048-048-029, $\Phi_{opt} = 0,0491$. Диаграммы давлений на лопатках РК

Структура потока в РК в целом благоприятная. В меридиональной плоскости ближе к периферии на покрывающем и основном дисках есть зоны с повышенной относительной скоростью. Это утолщённые пограничные слои, в которых газ вращается со скоростью, близкой к окружной скорости. На разных по высоте осесимметричных поверхностях тока в РК диаграммы давлений одинаковые по характеру. Вход безударный. Зоны падения давления, т.е. пики скорости, связаны с обтеканием входной кромки конечной толщины. Вопрос вызывает зона отрицательной нагрузки на выходной кромке. Такое имеет место и на показанных ниже диаграммах других рабочих колёс. Вероятнее всего, это некая некорректность численного CFD-решения.

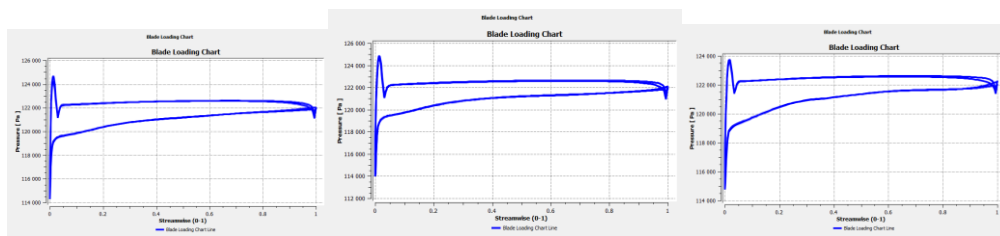
На рисунке 14 показаны линии тока в ОНА на трех поверхностях тока, а на рисунке 15 – диаграммы давлений на лопатках ОНА.



10% от внешней стенки средняя ОПТ 10% от внутренней стенки

Рис. 14 – Ступень РРК 0048-048-029, $\Phi_{opt} = 0,0491$.

Линии тока в абсолютном движении в ОНА



10% от внешней стенки
стенки

средняя ОПТ

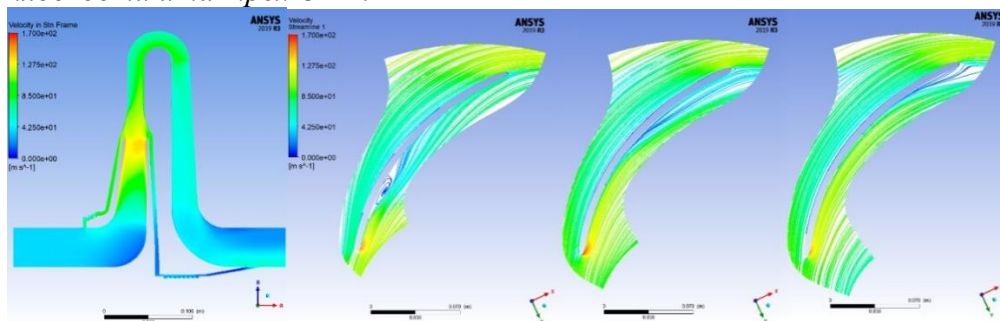
10% от внутренней

Рис. 15 – ОНА ступени РРК 0048-048-029, $\Phi_{opt} = 0,0491$.
 Диаграммы давлений на лопатках

Судя по диаграммам давлений в ОНА вход потока с небольшим положительным углом атаки по всей высоте лопаток. Это соответствует рекомендациям проектирования ОНА по Методу. Вблизи внутренней стенки течение вполне благоприятное. У внешней стенки интенсивное вторичное течение. На средней ОПТ на выходе из лопаточного аппарата есть зона предотрывного течения с пониженной скоростью.

В целом структура течения на оптимальном режиме подтверждает хорошее качество проекта ступени конца 1990-х гг. Существенных зон отрыва нет. Колесо, диффузор и обратно-направляющий аппарат эффективно работают на оптимальном режиме.

Режим с минимальным расходом. Коэффициент расхода $\Phi = 0.031$ – наименьший из измеренных. По CFD-расчету режим с $\Phi = 0.026$ лежит левее границы помпажа. На рисунке 16 – линии тока в радиальной плоскости и на трех ОПТ.



10% от ПД

средняя ОПТ

10% от ОД

Рис. 16 – Ступень РРК 0048-048-029, $\Phi_{opt} = 0,031$. Слева – поле абсолютных скоростей в меридиональной плоскости. Справа – линии тока относительно движения в РК и БЛД на трех ОПТ

В меридиональной плоскости обращает внимание низкоэнергетическая зона на выходе из ОНА на внешней стенке. В

межлопаточных каналах РК на втулочной ОПТ появилась зона следа. На периферийной ОПТ в первой половине канала – замкнутая вихревая зона. Визуализация и измерения в рабочих колесах Проблемной лаборатории компрессоростроения [35] таких зон не обнаруживали.

На рисунке 17 – диаграммы давлений на лопатках РК

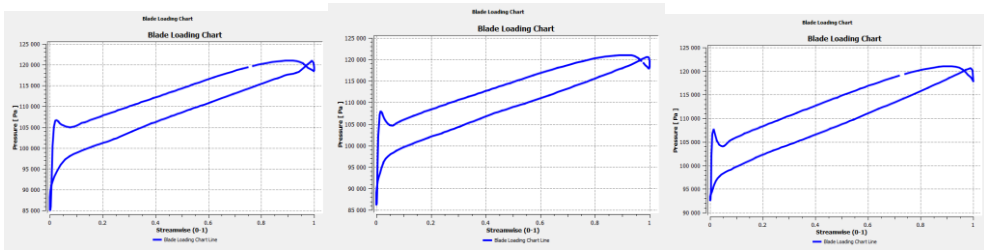
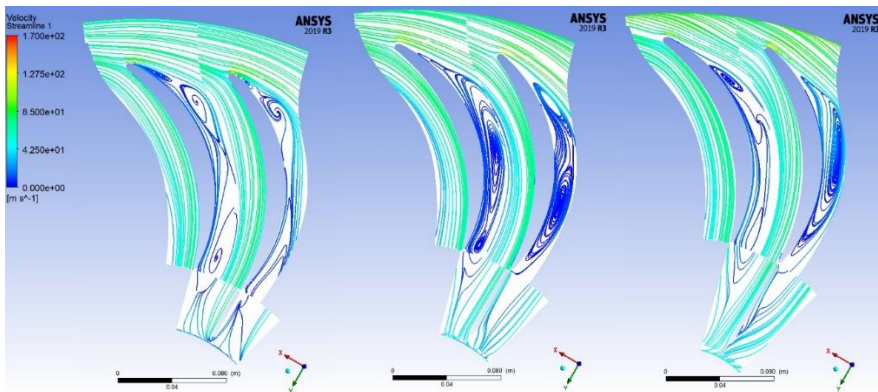


Рис. 17 – Ступень РРК 0048-048-029, $\Phi = 0,031$. Диаграммы давлений на лопатках РК

Положительный угол атаки вызывает появление пика скорости в начале задней поверхности лопаток. На периферийной ОПТ пик скорости порядка 110 м/с.

Но гораздо сильнее, чем в РК, развиты зоны отрыва в ОНА – рисунок 18.



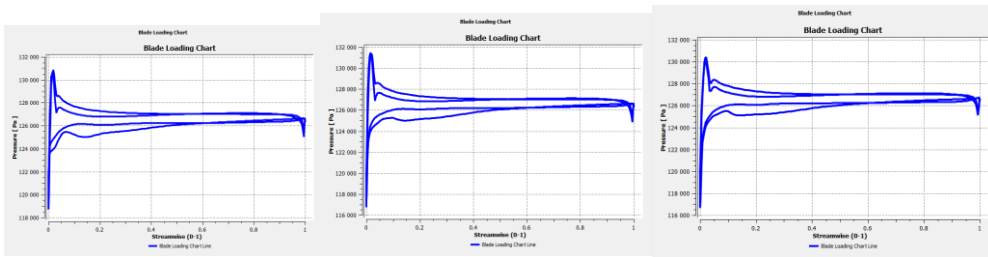
10% от внешней стенки

средняя ОПТ

10% от внутренней стенки

Рис. 18 – Ступень РРК 0048-048-029, $\Phi = 0,031$. Линии тока в абсолютном движении в ОНА

Причиной развития срывных зон является ударное обтекание с положительным углом атаки. Это демонстрируют диаграммы давлений на лопатках ОНА на рисунке 19.

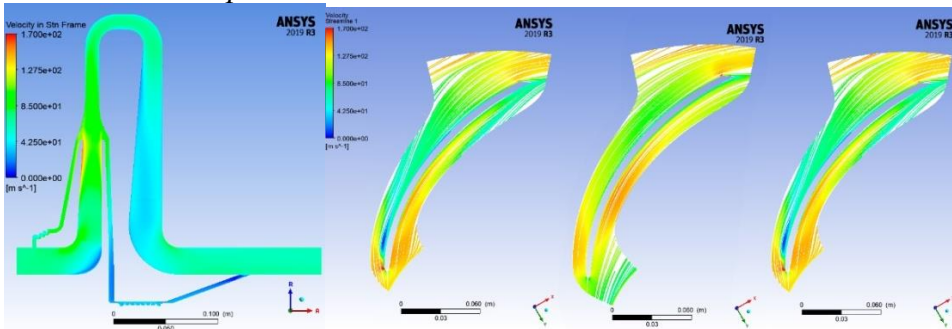


10% от внешней стенки средняя ОПТ 10% от внутренней стенки
 Рис. 19 – Ступень PPK 0048-048-029, $\Phi = 0,031$. Диаграммы давлений на лопатках ОНА

Отрывы потока вызывают пики скорости порядка 80 м/с в начале выпуклой поверхности лопаток. За лопатками ОНА через одну следуют плоские радиальные лопатки спрямляющего аппарата. На оптимальном режиме соседние лопатки обтекаются одинаково (рисунок 15). На предомпажном режиме лопатки ОНА, за которыми установлены спрямляющие лопатки, нагружены меньше. В целом структура потока соответствует течению с большими оложительными углами атаки.

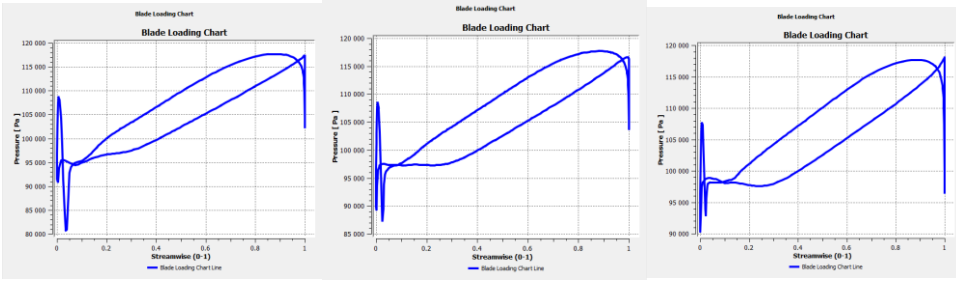
Структура потока в ступени PPK 0028-056-0373. Моделирование характеристик этой ступени менее успешно, чем предыдущей. Представлен анализ структуры потока на двух режимах по расходу.

Оптимальный режим по CFD-расчету $\Phi=0.0372$. На рисунках 20 – 23 представлена информация о поведении потока на режиме, который смещен в сторону большего расхода по сравнению с оптимальным режимом по измерениям на стенде.



10% от ПД средняя ОПТ 10% от ОД

Рис. 20 – Ступень PPK PPK 0028-056-0373, $\Phi_{opt} CFD = 0,0372$. Слева – поле абсолютных скоростей в меридиональной плоскости. Справа – линии тока относительно движения в РК и БЛД на трех ОПТ



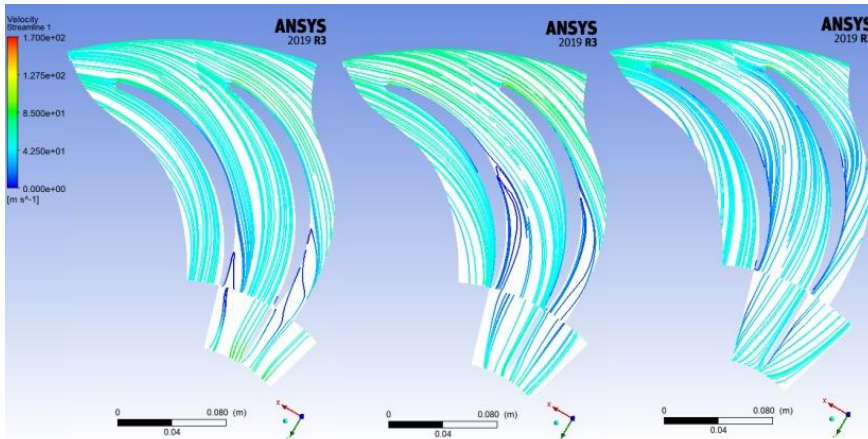
10% от ПД

средняя ОПТ

10% от ОД

Рис. 21 – Ступень РПК 0028-056-0373, $\Phi_{\text{отн CFD}} = 0,0372$.

Диаграммы давлений на лопатках РК



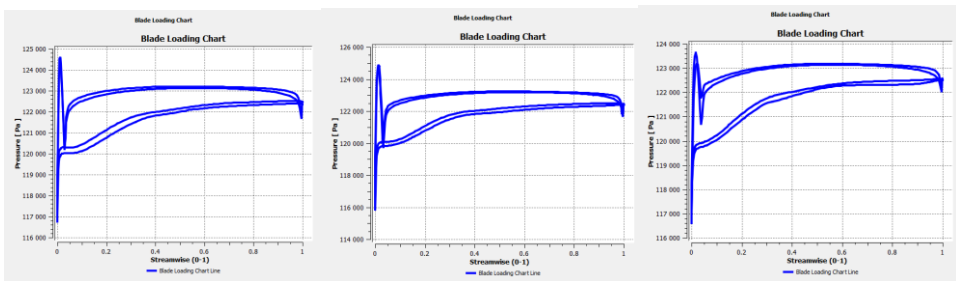
10% от внешней стенки

средняя ОПТ

10% от внутренней стенки

Рис. 22 – ОНА ступени РПК 0028-056-0373, $\Phi_{\text{отн CFD}} = 0,0372$.

Линии тока в абсолютном движении



10% от внешней стенки

средняя ОПТ

10% от внутренней стенки

Рис. 23 – Ступень РПК 0028-056-0373, $\Phi_{\text{отн CFD}} = 0,0372$.

Диаграммы давлений на лопатках ОНА

Условия входа в рабочее колесо – отрицательный угол атаки. На рисунке 20 у входной кромки на передней стороне лопаток характерная зона высоких скоростей. На передней поверхности лопаток видна замкнутая зона срыва. Визуализация и измерения при испытаниях на

модельном стенде зон отрыва на передней поверхности лопаток не обнаруживали [35, 36].

На рисунке 21 нехарактерная картина диаграммы давлений: чередование положительная – отрицательная – положительная диаграммы скоростей. Измерения и расчеты невязкого потока такого не демонстрируют [37]. Видимо, численный CFD-расчет встречает трудности при расчете обтекания входных кромок с отрицательным углом атаки. Информация о потоке в ОНА на рисунках 22, 23 показывает достаточно благоприятный характер течения.

Оптимальный режим по испытаниям $\Phi_{\text{опт эксп}} = 0.0329$. На рисунках 24 – 27 представлена информация о поведении потока на этом режиме.

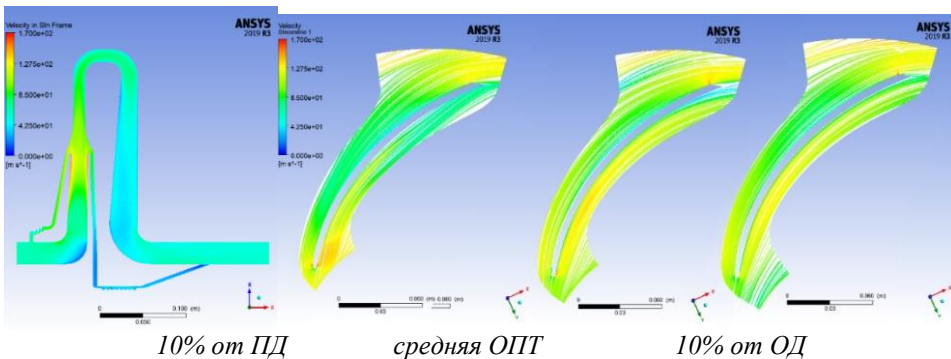


Рис. 24 – Ступень РРК 0028-056-0373, $\Phi_{\text{опт эксп}} = 0,0329$.

Слева – поле абсолютных скоростей в меридиональной плоскости. Справа – линии тока относительно движения в РК и БЛД на трех ОПТ

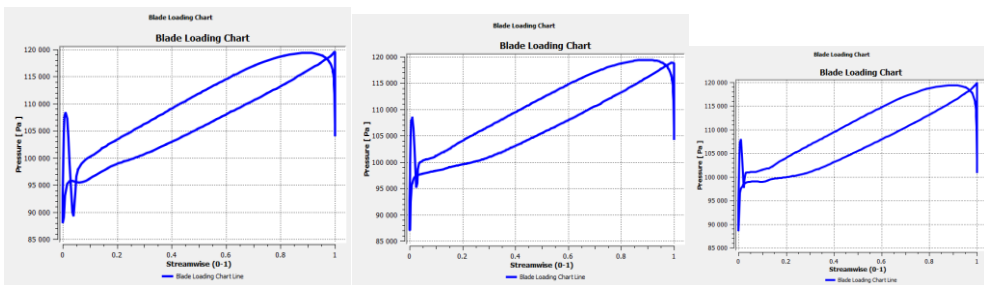


Рис. 25 – Ступень РРК 0028-056-0373, $\Phi_{\text{опт эксп}} = 0,0329$. Диаграммы давлений на лопатках РК

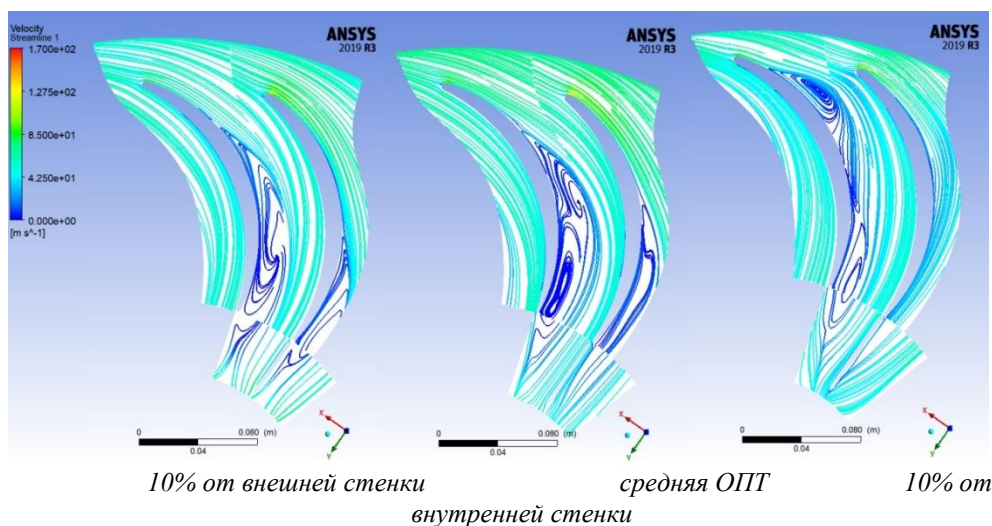


Рис. 26 – Ступень РПК 0028-056-0373, $\Phi_{\text{опт эксп}} = 0,0329$.
Линии тока в абсолютном движении в ОНА

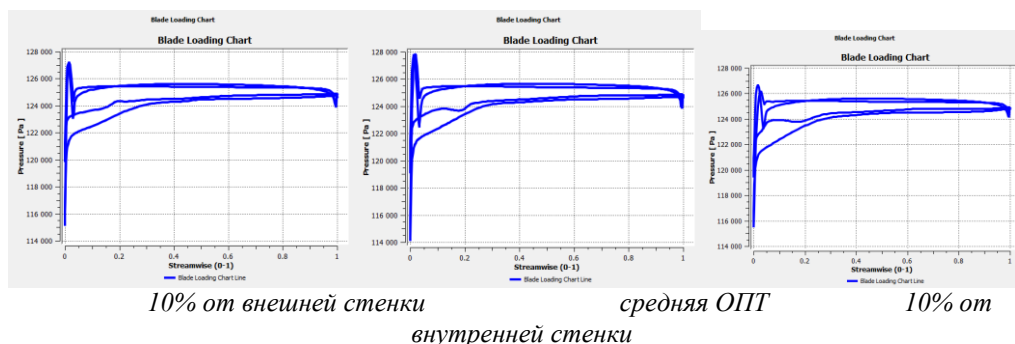


Рис. 27 – Ступень РПК 0028-056-0373, $\Phi_{\text{опт эксп}} = 0,0329$.
Диаграммы давлений на лопатках ОНА

На измеренном оптимальном режиме в рабочем колесе характер течения более благоприятный, чем на режиме $\Phi_{\text{опт CFD}} = 0,0372$. У входных кромок нет больших зон высоких скоростей, нет зон отрыва – рисунок 24. Диаграммы давлений на рисунке 24 указывают на небольшой отрицательный угол атаки и сомнительное чередование положительной – отрицательной нагрузки. Но количественно эти зоны меньше, чем на рисунке 21.

Неожиданно появление больших срывных зон в ОНА на режиме с достаточно большим измеренным КПД. Возможно, именно из-за некорректного расчета течения в ОНА, CFD- характеристика КПД сместилась в сторону больших расходов относительно измеренной характеристики.

Структура потока в ступени РПК 0010-0643-0337 $\Phi = 0.0103$.
 Это режим максимального КПД по результатам испытаний и по CFD-расчету. Ступень спроектирована не по Методу универсального моделирования. По соотношениям размеров и форме проточной части она сильно отличается от представленных выше ступеней. Информация о структуре потока представлена на рисунках 28 – 31.

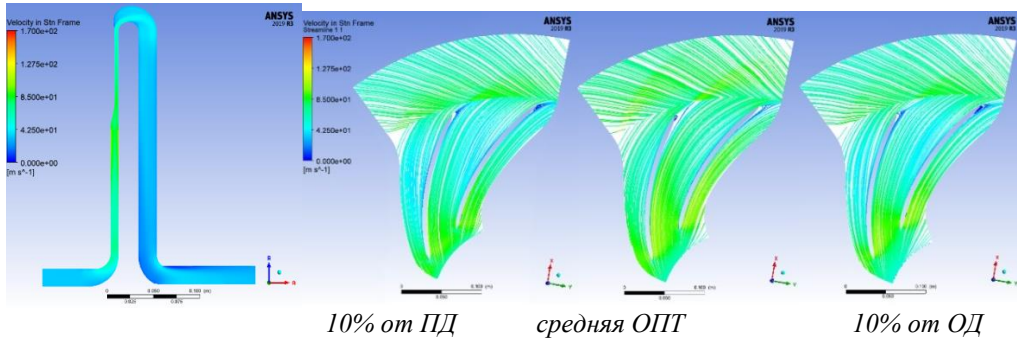


Рис. 28 – Ступень РПК 0010-0643-0337, $\Phi_{opt} = 0,0103$.

Слева – поле абсолютных скоростей в меридиональной плоскости.
 Справа – линии тока относительно движения в РК и БЛД на трех ОПТ

Узкое малорасходное рабочее колесо имеет постоянную высоту лопаток $\bar{b}_2 = \bar{b}_3 = 0.0164$. Несмотря на довольно большой коэффициент напора $\psi_{Трасч} = 0.643$ и значительное уменьшение радиальной скорости $c_{r2} \approx c_{r1} \frac{r_1}{r_2}$, отрывов в межлопаточных каналах нет. Следы за лопатками появляются в самом конце задней поверхности лопаток.

Обтекание входных кромок – безударное, что подтверждают диаграммы давлений на рисунке 29.

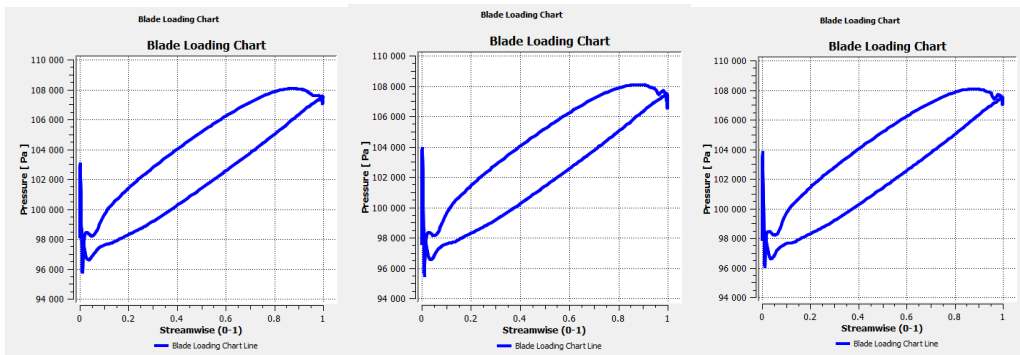


Рис. 29 – Ступень РПК 0010-0643-0337, $\Phi_{opt} = 0,0103$. Диаграммы давлений на лопатках РК

В поворотном колене с отношением ширины выхода/входа $\bar{b}_5/\bar{b}_4 = 4.4$ поток явно разделился на струю (зеленые линии тока на рисунке 28 слева) и застойную зону (синий цвет).

На рисунке 28 в БЛД линии тока показаны в абсолютной системе координат. Бросается в глаза необычная форма линий тока – они близки к прямым. Обычно в БЛД поток движется по логарифмическим спиралям. Причина – в необычно сильном торможении окружной составляющей скорости c_u в узком БЛД.

Лопатки обратно направляющего аппарата ступени РРК 0010-0643-0337 толще и несколько отличаются формой от ОНА предшествующих ступеней. Спрямяющий аппарат отсутствует. Лопатки через одну имеют разную длину на выходе. Лопаткам предшествует поворотное колено с очень неравномерным потоком перед лопатками – зоны разного цвета на рисунке 28. Это влияет на характер движения газа в лопаточном аппарате.

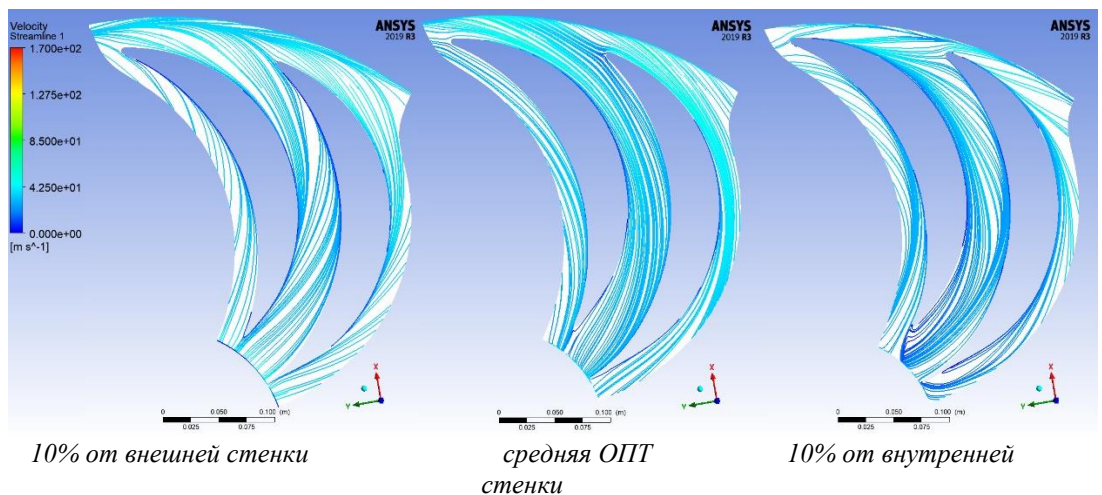
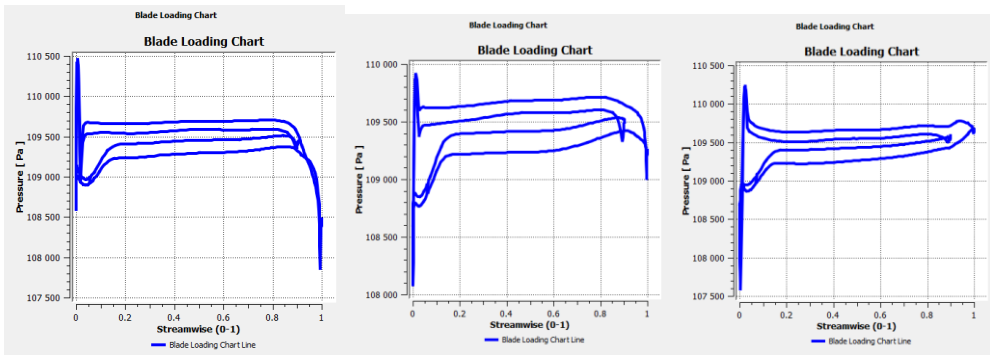


Рис. 30 – Ступень 0010-0643-0337, $\Phi_{opt} = 0,0103$.

Линии тока в абсолютном движении в ОНА

Судя по направлению линий тока на расстоянии 10% от внешней стенки ОНА вход с отрицательным углом атаки, на средней поверхности – почти безударный, на расстоянии 10% от внутренней стенки ОНА вход с положительным углом атаки.



10% от внешней стенки

средняя ОПТ

10% от

внутренней стенки

Рис. 31 – Ступень РРК 0010-0643-0337, $\Phi_{opt} = 0,0103$.
 Диаграммы давлений на лопатках ОНА

Диаграммы давлений на лопатках с толщиной больше ширины межлопаточных каналов несколько отличаются от привычных диаграмм давления. Характерна значительная разность нагрузки коротких и длинных лопаток.

В целом структура потока в малорасходной ступени с необычными соотношениями размеров на оптимальном режиме (CFD-расчет совпадает с измерениями) хорошая. Положительный результат моделирования характеристики полезного напора указывает на возможную причину несоответствия рассчитанных характеристик КПД и коэффициента теоретического напора. Возможно, CFD-расчет завышает целевые потери.

Целевые потери по CFD - расчету

Вопрос о расчете целевых потерь рассмотрен в [36]. На эти потери влияет много факторов. Но, если рассматривать представленные выше конкретные модельные ступени с практически одинаковой формой зазоров и уплотнений и критериями подобия, то корректное эмпирическое уравнение для коэффициента дискового трения можно представить так:

$$\beta_{тр} = \frac{X_{тр}}{\Phi \Psi_T} \quad (6)$$

- $X_{тр}$ - эмпирический коэффициент.

Аналогично для коэффициента протечек:

$$\beta_{пр} = \frac{X_{пр}}{\Phi} \quad (7)$$

- $X_{пр}$ - эмпирический коэффициент.

На рисунке 32 рассчитанная по уравнениям (3 -5) сумма коэффициентов представлена в зависимости от Φ - главного параметра, от которого она зависит.

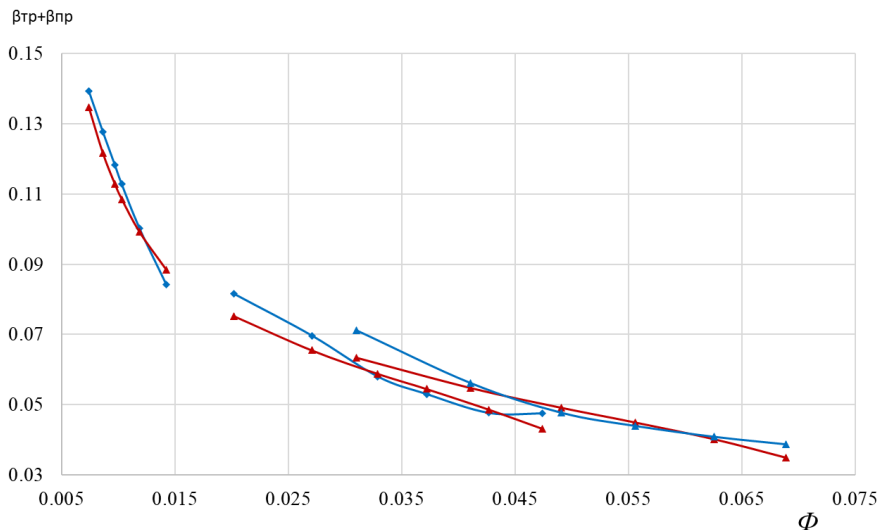


Рис. 32 – Сумма коэффициентов целевых потерь $\beta_{тр} + \beta_{пр}$ по CFD-расчету и по формуле (10) – красные линии

На рисунке красным цветом представлен расчет по формуле (10), приводимой ниже. По случайности у исследуемых ступеней с меньшим расчётным коэффициентом расхода больше расчетный коэффициент напора. Поэтому хорошо заметно, что при одинаковых Φ целевые потери меньше у рабочих колес с большим коэффициентом напора. На основании формул (6, 7) сумма коэффициентов целевых потерь можно представить в виде:

$$\beta_{тр} + \beta_{пр} = \frac{X_{тр} + \psi_T X_{пр}}{\Phi \psi_T} \approx \frac{X_{шп}}{\Phi \psi_T^{X_T}} \quad (8)$$

Здесь $X_{шп}$, X_T – эмпирические коэффициенты.

Авторы нашли значение $X_T = 0.25$, при котором коэффициент $X_{шп}$ удовлетворительно аппроксимируются формулой:

$$X_{шп} = \Phi \psi_T^{0.25} (\beta_{тр} + \beta_{пр}) = 0,0604 \Phi \psi_T + 0,0006. \quad (9)$$

Результаты линейной аппроксимации демонстрирует рисунок 33.

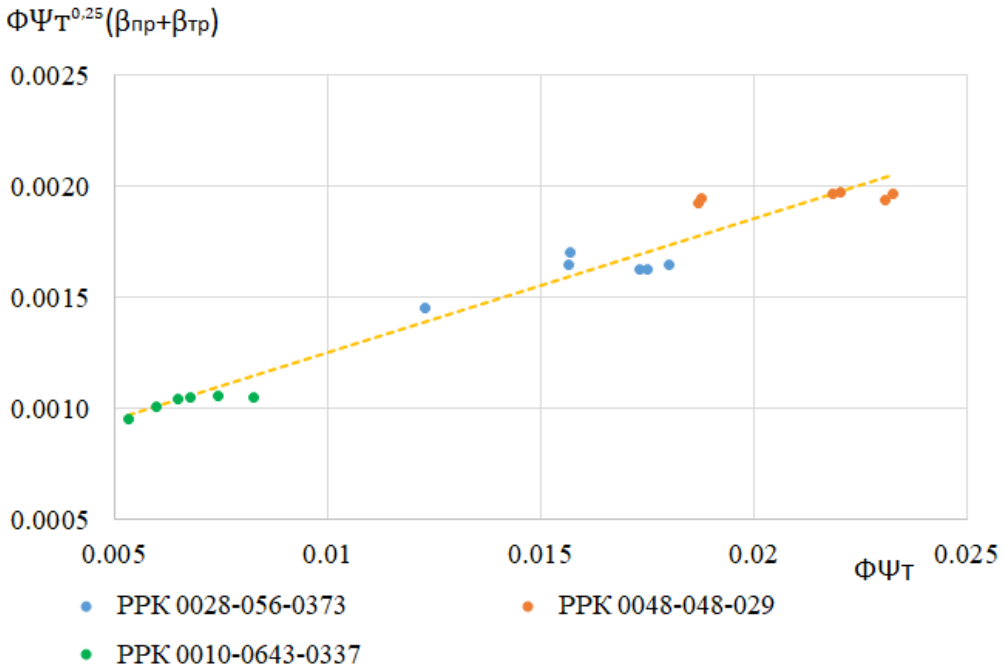


Рис. 33 – Результаты линейной аппроксимации CFD-рассчитанных коэффициентов целевых потерь

В соответствии с формулой (9) сумма коэффициентов целевых потерь может быть приближённо рассчитана по формуле:

$$(\beta_{тр} + \beta_{пр}) = \frac{0,0604\Phi\Psi_T + 0,0006}{\Phi\Psi_T^{0,25}}. \quad (10)$$

Расчет по формуле (10) на рисунке 11 выше сопоставлен с CFD-расчетом. Удовлетворительную точность эмпирическая формула (10) демонстрирует только при коэффициентах расхода близких к $\Phi_{расч}$. Авторы привели формулу (10) в качестве примера того, как CFD-расчеты можно использовать для совершенствования инженерного метода газодинамического расчета. Для включения в ПК-программы Метода универсального моделирования эмпирические формулы должны быть основаны на значительно большем объеме информации.

Формулы (3-5) определяют целевые потери косвенным образом – сравнением рассчитанных коэффициентов внутреннего и теоретического напоров. CFD-расчет дает возможность рассчитать целевые потери в деталях, а именно, рассчитать отдельно мощность трения покрывающего и основного дисков, рассчитать массовый расход через уплотнение покрывающего диска. Аппроксимация таких расчетов

даст более универсальные эмпирические формулы отдельно $\beta_{тр}$ для и для $\beta_{пр}$.

Заключение

Авторы впервые в своей практике добились удовлетворительного CFD-моделирования характеристик центробежных ступеней. Вероятно, успех достигнут благодаря тщательному моделированию течения в зазорах «рабочее колесо-корпус».

Косвенный расчет коэффициентов целевых потерь $\beta_{тр} + \beta_{пр}$ через рассчитанные коэффициенты внутреннего и теоретического напоров аппроксимирован эмпирическим уравнением как пример возможного использования CFD-расчета для уточнения инженерного метода. В отдельной публикации авторы представляют детальный качественный и количественный анализ течения в зазорах «рабочее колесо – корпус», расчет мощности трения через касательные напряжения на поверхностях основного и покрывающего дисков, расчет протечек в лабиринтных уплотнениях. На этом основании будут предложены эмпирические формулы расчета коэффициентов дискового трения и протечки в лабиринтном уплотнении с учетом ряда факторов, которые не были учтены в представленном выше тексте.

Благодарности

Расчеты проводились с использованием суперкомпьютерного центра «Политехнический» СПбПУ.

Список литературы

1. Yu. Galerkin, A. Rekstin, K. Soldatova, A. Drozdov, O. Solovyeva, V. Semenovskiy and L. Marenina. The current state of the engineering method for the optimal gas-dynamic design and calculation of centrifugal compressor. *Energies* 2020, 13(21), 5651; <https://doi.org/10.3390/en13215651>
2. A.F. Rekstin, K.V. Soldatova, Yu.B. Galerkin, E.Y. Popova. Verification of a simplified mathematical model of centrifugal compressor stages. *International Scientific and Technical Conference Smart Energy Systems, SES 2019; Kazan. E3S Web of Conferences* 124 (2019) 01005. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201912401007>
3. Galerkin Y., Drozdov A., Solovyeva O. and Kabalyk K. Development of mathematical model of Universal modeling method for centrifugal compressors calculation. - *E3S Web of Conferences* 140, 06002 (2019). - *International Scientific Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering (EECE-2019)* <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201914006002>

4. Yu. Galerkin, A. Drozdov, and S. Sibiriakov. *Experience of designing a low-pressing turbocharger compressor using the modern version of a Universal modelling method. - The 2nd International Conference on High Speed Turbomachines and Electrical Drives (HSTED-2020). - E3S Web of Conferences* 178, 01013 (2020). - <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202017801013>
5. A. A. Drozdov, Y. B. Galerkin, O. A. Solovyeva, K. V. Soldatova, and A. A. Ucehovscy. *Development and identification of a mathematical model of centrifugal compressor stages using the universal modeling method. - Oil and Gas Engineering- AIP Conference Proceedings* 2285, 030057 (2020); Omsk. – Russia. <https://doi.org/10.1063/5.0026727>
6. Yu. B. Galerkin, A. A. Drozdov, A.F. Rekstin, O.A. Solovyeva and V. B. Semenovskiy. *The Application Practice of the Universal Modeling Method 9th Version for Industry. - Oil and Gas Engineering - AIP Conference Proceedings* 2412, 030021 (2021); <https://doi.org/10.1063/5.0075001>; Omsk. – Russia.
7. Manabu Yagi, Takahito Nishioka, Hiromi Kobayashi, Hideo Nishida, Satoru Yamamoto. *Effects of return channel with splitter vanes on performance of multistage centrifugal compressor. – Turbine Technical Conference and Exposition GT2015. – Montreal, Canada.*
8. Nishida, Y., Kobayashi, H., Nishida, H., Sugimura, K. *Performance improvement of a return channel in a multistage centrifugal compressor using multiobjective optimization. Journal of Turbomachinery, Vol. 135, 031026 1-8, 2013*
9. Metz, Kolja, Wacker, Christian, Schildhauer, Markus, and Hylla, Eike. *"CO2 Research Rig for Advanced Compressors (CORA)." Proceedings of the ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition. Volume 9: Oil and Gas Applications; Supercritical CO2 Power Cycles; Wind Energy. Montreal, Quebec, Canada. June 15–19, 2015. V009T36A005. ASME.* <https://doi.org/10.1115/GT2015-42501>
10. R. Matas, T. Syka, L. Hurda, *Experimental investigation and numerical modelling of 3D radial compressor stage and influence of the technological holes on the working characteristics. EPJ Web of Conferences* 180, <https://doi.org/10.1051/epjconf/201818002060> EFM 2017 (2018)
11. Syka, T., Matas, R. and Luňáček, O., *"Numerical and experimental modelling of the radial compressor stage", AIP Conference Proceedings* 1745, 020059 (2016); doi.org/10.1063/1.4953753
12. Roszbach, Tim & Rube, C. & Wedeking, M. & Franz, Holger & Jeschke, P.. (2015). *Performance measurements of a full-stage centrifugal process gas compressor test rig. 11th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, ETC 2015.*
13. Franz, Holger, Rube, Christoph, Wedeking, Matthias, and Jeschke, Peter. *"Numerical Investigation of the Return Channel of a High-Flow*

Centrifugal Compressor Stage." Proceedings of the ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition. Volume 2C: Turbomachinery. Montreal, Quebec, Canada. June 15–19, 2015. V02CT42A034. ASME. <https://doi.org/10.1115/GT2015-43640>

14. Rube, C., Rossbach, T., Wedeking, M., Grates, D. R., and Jeschke, P. (April 26, 2016). "Experimental and Numerical Investigation of the Flow Inside the Return Channel of a Centrifugal Process Compressor." *ASME. J. Turbomach.* October 2016; 138(10): 101006. <https://doi.org/10.1115/1.4032905>

15. Bianchini, Alessandro, Ferrari, Lorenzo, and Ferrara, Giovanni. "An Academic Test Rig for Industrial Centrifugal Compressor Stages: A Design Approach." *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Volume 9: Oil and Gas Applications; Supercritical CO2 Power Cycles; Wind Energy. Seoul, South Korea. June 13–17, 2016. V009T24A021. ASME. <https://doi.org/10.1115/GT2016-57697>*

16. Liškiewicz, G.; Kabalyk, K.; Jaeschke, A.; Grapow, F.; Kulak, M.; Stajuda, M.; Kryłłowicz, W. *Unstable Flow Structures Present at Different Rotational Velocities of the Centrifugal Compressor. Energies* 2020, 13, 4146.

17. A.I. Borovkov, Yu. B. Galerkin, A. A. Drozdov, A.F. Rekstin, V. B. Semenovskiy, and V. K. Yadykin. *Design and features of the ECC-55 experimental rig for gas-dynamic tests of model centrifugal compressor stages. - Oil and Gas Engineering - AIP Conference Proceedings 2412, 030011 (2021); <https://doi.org/10.1063/5.0076213>; Omsk. – Russia.*

18. Yu. B. Galerkin, L.N. Marenina, K.V. Soldatova and A. A. Drozdov. *Numerical simulation and optimization of return channels of centrifugal compressor stages of different specific speed. - Oil and Gas Engineering - AIP Conference Proceedings 2412, 030018 (2021); <https://doi.org/10.1063/5.0075058>; Omsk. – Russia.*

19. Y. B. Galerkin, O. A. Solovyeva, and A. A. Ucehovscy. *Methodology of calculation and verification of vaneless diffusers test results in a virtual wind tunnel. - Oil and Gas Engineering- AIP Conference Proceedings 2285, 030059 (2020); Omsk. – Russia. <https://doi.org/10.1063/5.0026537>*

20. Y. B. Galerkin, A. A. Drozdov, and O. A. Solovyeva. *Centrifugal compressor stage impeller optimization by one-dimensional, quasithree-dimensional and CFD methods. - Oil and Gas Engineering- AIP Conference Proceedings 2285, 030060 (2020); Omsk. – Russia. <https://doi.org/10.1063/5.0026722>*

21. Yu. B. Galerkin, A. A. Drozdov, E. P. Petukhov, V. B. Semenovskiy, and A. A. Ucehovscy. *Parametric study of centrifugal compressor stage vane diffuser characteristics by CFD methods. - Oil and Gas Engineering- AIP Conference Proceedings 2285, 030036 (2020); Omsk. – Russia. <https://doi.org/10.1063/5.0026630>*

22. O. Solovyeva, A. Drozdov. *Mathematical model of centrifugal compressor vaneless diffuser based on CFD calculations*. - *The 2nd International Conference on High Speed Turbomachines and Electrical Drives (HSTED-2020)*. - *E3S Web of Conferences* 178, 01013 (2020). - <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202017801014>
23. Borovkov, A., Voinov, I., Galerkin, Yu., Kaminsky, R., Drozdov, A., Solovyeva, O., Soldatova, K. *Design, Plant Test and CFD Calculation of a Turbocharger for a Low-Speed Engine*. *Appl. Sci.* 2020, 10, 8344. <https://doi.org/10.3390/app10238344>
24. Borovkov A.I., Voinov I.B., Galerkin Y.B., Rekestin A.F., Drozdov A.A. *Supersonic centrifugal compressor flow part optimization experience*. - *Oil and Gas Engineering (OGE-2018)*. - *AIP Conf. Proc.* 2007. – Omsk. – Russia. – 2018. 030051-1–030051-10; <https://doi.org/10.1063/1.5051912>
25. Kortikov N., Borovkov A., Voinov I., Kirillov A., Drozdov A. *Modeling the gas-dynamic characteristics of the low-flow and mid-flow model stages for an industrial centrifugal compressor* — *MATEC Web Conf. Volume 245, 2018*. - *International Scientific Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering (EECE-2018)*. DOI: <https://doi.org/10.1051/matecconf/201824504019>
26. Borovkov A.I., Voinov I.B., Nikitin M.A., Galerkin Yu.B., Rekestin A.F., Drozdov A.A. *Experience of performance modeling the single-stage pipeline centrifugal compressor*. - *Oil and Gas Engineering- AIP Conf. Proc.* 2141. – Omsk. – Russia. – 2019, 030051-030051-10, <https://doi.org/10.1063/1.5122101>
27. Borovkov A.I., Voinov I.B., Galerkin Yu.B., Drozdov A.A., Soldatova K.V. *Experimental characteristic simulation for two-stage pipeline centrifugal compressor*. *International Conference on Compressors and their Systems 2019. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 604 (2019) 012052. doi:10.1088/1757-899X/604/1/012052
28. Borovkov A., Voinov I., Galerkin Y., Nikiforov A., Nikitin M., Solovyeva O. and Kabalyk K. *Issues of gas dynamic characteristics modeling: a study on a centrifugal compressor model stage*. - *E3S Web of Conferences* 140, 06003 (2019). - *International Scientific Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering (EECE-2019)* <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201914006003>
29. L. Marenina, Yu. Galerkin, A. Drozdov. *Stator elements optimization of centrifugal compressor intermediate type stage by CFD methods*. - *The 2nd International Conference on High Speed Turbomachines and Electrical Drives (HSTED-2020)*. - *E3S Web of Conferences* 178, 01013 (2020). - <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202017801020>
30. Galerkin Y., Drozdov A. *Sample of CFD optimization of a centrifugal compressor stage*. *International Conference on Compressors and*

their Systems. London. City University. - UK. -2015. -
<http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/90/1/012040/meta>. DOI:
10.1088/1757-899X/90/1/012041

31. 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.*

32. Смирнов, А.В., Паненко, В.Г., Гадяка, В.Г., Парафейник, В.П., Бороденко, А.М. *Новая конструкция высокоэффективного центробежного компрессора для агрегата ГПА-Ц-32/76-1,35 линейных компрессорных станций магистральных газопроводов. // Компрессорная техника и пневматика. – № 3. – 2015. – С. 12-18*

33. Боровков А.И., Воинов И.Б., Никитин М.А., Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А. *Моделирование характеристик одноступенчатого центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата. // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24, № 3. С. 153–175. DOI: 10.18721/JEST.240313*

34. Боровков А.И., Воинов И.Б., Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А. *Опыт оптимизации проточной части сверхзвукового циклового центробежного компрессора. Компрессорная техника и пневматика. – 2018. - №2. – С. 4-10.*

35. Галеркин Ю.Б. *Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части. Москва, ИИЦ «КХТ», 2010. 596 с.*

36. Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. *Центробежные компрессоры. Ленинград, Машиностроение, 1982. 271 с.*

37. *Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ. [текст] / Под редакцией Галеркина Ю.Б. //– М.: Изд. «КХТ» – 2000.*

38. Kabalyk K., Kryłłowicz W., “Numerical modeling of the performance of a centrifugal compressor impeller with low inlet flow coefficient”, *Transactions of the institute of fluid-flow machinery*, 131, 2016, pp. 41 – 53.

39. Kryłłowicz W. *Technical and Aerodynamical Aspects of a High Pressure Synthesis Gas Turbo-compressor Modernization. / Kryłłowicz W., Świder P., Kozanecki Z., Kabalyk K, Kozanecki Jr Z./ 12th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, April 3 – 7, 2017, Stockholm, Sweden.*

40. R. Marechale *Experimental and numerical investigation of labyrinth seal clearance impact on centrifugal impeller performance. /Russell Marechale, Min Ji, Michael Cave/ Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015 June 15 – 19, 2015, Mont-réal, Canada GT2015-43778*

41. R. Matas Numerical and experimental modeling of the centrifugal compressor stage – setting the model of impellers with 2D blades. /R. Matas, T. Syka, O. Lunacek/ EPJ Web of Conferences 11th International Conference on Experimental Fluid Mechanics Volume 143, 02073 (2017) DOI: 10.1051/epjconf/201714302073 Czech Republic; 15 November 2016 to 18 November 2016
42. H. Hazby The design of a family of process compressor stages. / H. Hazby, M. Casey, C. Robin-son, R. Spataro / Proceedings of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC12, April 3-7, 2017; Stockholm, Sweden Paper ID: ETC2017-134
43. E. Guidotti Thesis for the Degree of Ph. D. p. 100. (2014)
44. C. Rube, T. Rossbach, M. Wedeking, D. R. Grates, P. Jeschke. Experimental and Numerical Investigation of the Flow Inside the Return Channel of a Centrifugal Process Compressor. Journal of Turbomachinery OCTOBER 2016, Vol. 138 / 101006-1 [DOI: 10.1115/1.4032905
45. Jan Bisping, Tim Rossbach, Daniel Grates, Andre Hildebrandt, Peter Jeschke. INFLUENCE OF DIFFUSER DIAMETER RATIO ON THE PERFORMANCE OF A RETURN CHANNEL WITHIN A CENTRIFUGAL COMPRESSOR STAGE. Proceedings of GPPS Forum 18 Global Power and Propulsion Society Montreal, 7th-9th May 2018
46. Manabu Yagi, Takahito Nishioka, Hiromi Kobayashi, Hideo Nishida, Satoru Yamamoto. Effects of return channel with splitter vanes on performance of multistage centrifugal compressor. – Turbine Technical Conference and Exposition GT2015. – Montreal, Canada, Nishida, Y., Kobayashi
47. H., Nishida, H., Sugimura, K. Performance improvement of a return channel in a multistage centrifugal compressor using multiobjective optimization. Journal of Turbomachinery, Vol. 135, 031026 1-8, 2013
48. Rube, C., Rossbach, T., Wedeking, M., Grates, D.R., Jeschke, P. Experimental and numerical investigation of the flow inside the return channel of a centrifugal process compressor. Turbine Technical Conference and Exposition, Montreal, Canada, 2015
49. Соловьёва, О.А. Математическая модель для расчета газодинамических характеристик и оптимизации безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней. [текст] / О.А. Соловьёва // Дис... канд. техн. наук. - СПбПУ. – 2018. – С. 162.
50. Маренина, Л.Н. Исследование течения газа в обратно-направляющих аппаратах центробежных компрессоров методами вычислительной газодинамики, разработка рекомендаций для первичного проектирования. [текст] / Л.Н. Маренина // Дис... канд. техн. наук. - СПбПУ. – 2021. – С. 244.
51. Солдатова, К.В. Создание новой математической модели проточной части центробежных компрессоров и базы данных модельных

ступеней: дис. ... д-ра техн. наук: 05.04.06 / Солдатова К.В.; Санкт-Петербургский государственный политехнический университет; науч. консультант Ю.Б. Галеркин. — Санкт-Петербург, 2017. - 357 с.

52. Дроздов, А.А. Разработка математической модели расчёта и проектирования центробежных компрессоров на основе расчетно-экспериментальных исследований и ее практическое применение. [текст] / А.А. Дроздов // Дис... д-ра техн. наук. - СПбПУ. – 2021. – С. 440.

6 КРАТКАЯ ИНФОРМАЦИЯ О РАБОТЕ КАФЕДРЫ И ПОЛИТЕХНИЧЕСКОЙ НАУЧНОЙ ШКОЛЫ ТУРБОКОМПРЕССОРОСТРОЕНИЯ ПО ГОДАМ

6.1 Список событий по годам

1930. 21 августа. Приказ об организации подготовки инженеров - компрессорщиков во Всесоюзном котлотурбинном институте (21 августа 1930г.). Заведующим кафедрой назначен проф. К.И.Страхович (г. рожд.1904). Первое в мире учебное учреждение по подготовке специалистов по всем видам компрессорной техники.

1936. Первый выпуск инженеров-компрессорщиков. Приказ № 910 от 14.12.36г. об организации лаборатории компрессорных машин и компрессорных станций.

1937. Издана первая книга на кафедре - “Прикладная газодинамика” проф. К.И.Страховича. Выпущен конспект лекций М.И.Френкеля по поршневым компрессорам.

1938. Выпущен конспект лекций В.Ф.Риса по прочности центробежных компрессоров.

1940. Вышла книга - “Центробежные компрессорные машины”, проф. К.И.Страховича при участии В.Ф.Риса.

1941. Проф. К.И.Страхович необоснованно репрессирован. Кафедра объединена с кафедрой гидромашин и эвакуирована из Ленинграда.

1947. В составе кафедры гидромашин начаты экспериментальные исследования поршневых, ротационных и центробежных компрессоров (С.Е.Захаренко).

1948. Воссоздана специальность “Компрессорные машины” в составе кафедры гидромашин.

1949. В ЛПИ впервые в СССР разработан проект оппозитного поршневого компрессора; проект реализован в 1950г. заводом “Компрессор”. Впервые снята диаграмма движения клапана.

1950. Спроектирован и изготовлен ротационный компрессор нового типа- с поршнем на кривошипе. Разработана теория ротационных компрессоров. Защищена первая докторская диссертация по компрессорной тематике: С.Е.Захаренко “Теоретические основы расчета и исследования коловратных компрессоров”.

1951. Воссоздана кафедра компрессоростроения; заведующим кафедрой назначен доц. С.Е.Захаренко.

1953. Первый послевоенный выпуск инженеров-компрессорщиков. Прием студентов увеличен до 50 человек в год.

1954. Сооружены камеральные помещения кафедры в верхней части машинного зала. Выпущен конспект лекций “Теория и расчет осевых и

центробежных компрессоров” (К.П.Селезнев). Поставлен лекционный курс “СПДК и СПГГ” (В.А.Дмитревский).

1956. Приказ Минвуза СССР № 767 от 5 октября об организации Проблемной лаборатории турбиностроения и компрессорных машин. Создан стенд СПДК.

1957. Выпущена книга Ю.С.Подобуева и К.П.Селезнева “Теория и расчет осевых и центробежных компрессоров”. Пущен первый стенд для исследования центробежных ступеней и разработан комплекс аэродинамических приборов (стенд ЭЦК-1, Ф.С.Рекстин). Начаты работы по созданию Проблемной лаборатории (первые штатные сотрудники Ю.Б.Галеркин и Л.И.Белова).

1958. По возвращении из длительной командировки в КНР к научному руководству Проблемной лаборатории приступил К.П.Селезнев. Сформулированы первые научные направления Проблемной лаборатории. Её первым заведующим назначен Ф.С. Рекстин.

1959. Изучены одно-и двухъярусные лопаточные решетки рабочих колес разной густоты (Ф.С.Рекстин). Начаты измерения нестационарных параметров газа в поршневых компрессорах. Создан стенд ЭЦК-2 для исследования центробежных колес в относительном движении (С.Н.Шкарбул, конструкция Ю. Галеркина). Создан испытательный стенд и разработаны первые образцы передатчиков давления для измерений в рабочих колесах при скорости вращения до 18000 об/мин (Ю.Б.Галеркин).

1960. Заведующим кафедрой избран К.П.Селезнев. Пущен во временную эксплуатацию стенд ЭЦК-3 для исследования центробежных ступеней при натуральных окружных скоростях. Нерегулируемый электропривод, 18000 об/мин, окружная скорость 332 м/с.

1961. Заведующим Проблемной лабораторией Ф.С.Рекстиным защищена кандидатская диссертация на тему «Исследование влияния числа лопаток на эффективность работы центробежного компрессорного колеса с одноярусной и двухъярусной решёткой лопаток». Выпущена книга “Поршневые компрессоры” (С.Е.Захаренко, С.А.Анисимов, В.А.Дмитревский, Г.В.Карпов, Б.С.Фотин). Освоена методика записи диаграммы движения пластин клапанов бесконтактным способом. Начато изучение нестационарности течения в центробежных компрессорах (Ю.В.Патрин).

1962. Получены экспериментальные данные о структуре потока в центробежном РК (С.Н.Шкарбуль). Промышленности переданы результаты исследования малорасходных центробежных ступеней (Ю.Б. Галеркин). Впервые оценка эффективности элемента центробежного компрессора (осесимметричного межступенчатого канала) произведена по местной диффузорности протока на основе электро моделирования (Ю.Б.Галеркин, В.И.Зыков).

1963. К.П.Селезевым защищена докторская диссертация “Исследование температурных полей в роторах и цилиндрах газовых и паровых турбин”. Созданы новая методика измерения нестационарных температур в цилиндрах ПК. Начаты работы по математическому моделированию клапанов. Под редакцией К.П.Селезнева вышел сборник студенческих научно-исследовательских работ “Компрессорные машины”.

1964. Начаты исследования осерадиальных РК (Б.А.Альтговзен) на стенде ЭЦК-3, статистические продувки неподвижных элементов проточной части ЦК (В.И.Зыков, А.А.Никитин). Большая группа студентов кафедры за НИР награждена медалью Всесоюзного конкурса МВССО СССР.

1965. Положено начало математическому моделированию ПК (Б.С.Фотин). Совместно с ЛенНИИхиммашем проведена научно-техническая конференция по компрессоростроению. Началась работа по договору содружества с ТУ Дрезден. Пущен быстроходный СПДК, по проекту кафедры (В.А.Дмитревский). Начато экспериментальное исследование ПК ВД без смазки (В.С.Давыдов). Положено начало унификации терминологии и обозначений в компрессоростроении (К.П.Селезнев). Внедрены в серийное производство вентиляторы-сепараторы для транспортных машин (Л.К.Чернявский) – индустриальный партнер – Кировский завод.

1966. Под председательством К.П.Селезнева и В.Д.Лубенца на базе МВТУ прошла I конференция по компрессорному и вакуумному машиностроению. Поставлены курсы “Теория турбомашин” и “Прочность турбин и компрессоров”. Организованы зарубежные практики студентов. Выполнены первые измерения пограничного слоя на лопатках РК (С.Н.Шкарбуль, А.Н.Примак). Впервые РК спрофилированы с учетом распределения нагрузки (Ю.Б.Галеркин, Л.Я. Стрижак). Разработаны и внедрены высокоэффективные всасывающие патрубки (В.И.Зыков). Разработана методика расчета динамики самодействующих клапанов ПК с применением ЭВМ. Кафедра признана лучшей по результатам впервые проводимого в ЛПИ конкурса.

1967. Разработан поэлементный метод расчета ПК (С.А.Анисимов). Впервые использованы численные методы расчета течений в РК (В.И.Зыков, Ю.Б.Галеркин). Изобретение “Двухъярусный лопаточный диффузор” использовано в нагнетателях завода “Энергомаш”. Начало сотрудничества с Институтом турбомашин г. Лодзь.

1968. Проведена в ЛПИ 2-я Всесоюзная конференция (ВНТК) по компрессоростроению. Вышла книга “Теория и расчет турбокомпрессоров” (К.П.Селезнев, Ю.С.Подобуев, С.А.Анисимов). Получена первая медаль ВДНХ за комплект аппаратуры для исследования нестационарности ЦК. Начато математическое моделирование ЦК (Ю.Б.Галеркин, А.Г.Никифоров). Разработаны и переданы

промышленности двухступенчатые секции ЦК с уменьшенными осевыми размерами (Ю.Б.Галеркин, В.И.Зыков)- индустриальный партнер НЗЛ.

1969. Выпущена книга “Методы исследования центробежных компрессорных машин” (Ю.Б.Галеркин, Ф.С.Рекстин). Поставлен курс “Цехи компрессии” (Б.С.Фотин). Установлена первая ЭЦВМ (“Проминь”). Установлены четыре аналоговых ВМ МН-7. С помощью кафедры завершено создание исследовательских лабораторий на заводе “Венибе” и ПО «Архиммаш» (самодействующие клапаны ПК).

1970. Разработан прогноз развития отрасли, определена потребность в кадрах, разработана модель специалиста – К.П.Селезнев. Расширено и реконструировано помещение кафедры (В.И.Зыков). Введена в эксплуатацию установка электромагнитного моделирования течения идеального газа в лопаточной решетке центробежного колеса. Заводу “Энергомаш” передан разработанный кафедрой технический проект серии четырехступенчатых центробежных компрессоров общего назначения с встроенными охладителями (К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, Л.К.Чернявский).

1971. Начаты разработки и исследования компрессоров сверхвысокого давления (К.П.Селезнев, Л.Я.Стрижак). Разработана первая математическая модель поршневого компрессора (Б.С.Фотин, И.Б.Пирумов). Проведена на базе Казанского компрессорного завода III-я Всесоюзная конференция (ВНТК) по компрессоростроению под председательством К.П.Селезнева.

1972. Выполнено исследование двухъярусных центробежных колес с несимметричным расположением коротких лопаток (С.Н.Шкарбуль, А.Н.Примак). Создан передатчик давления для измерений в быстровращающихся (до 18000 об/мин) колесах турбомашин, 33 точки измерения (Ю.Б.Галеркин В.С.Серегин). Сотрудниками кафедры получен первый заграничный патент (В.С.Давыдов, Н.С.Просторов, уплотнение поршня ПК без смазки). Разработан метод идентификации для исследования тепло- и массообмена в поршневых компрессорах. Прошла первая длительная зарубежная стажировка сотрудника кафедры (Ю.Б.Галеркин, Миланский политехнический институт 1971 – 72 уч. год).

1973. Разработаны конструкции и методики расчета регулирующих устройств высокооборотных поршневых компрессоров малой производительности. Выполнено первое исследование пограничного слоя на ограничивающих поверхностях межлопаточных каналов и управления пограничным слоем в центробежном колесе (С.Н.Шкарбуль, Н.А.Авдеев). Разработаны датчики теплового потока для исследования нестационарного теплообмена в поршневых компрессорах. Защищена докторская диссертация С.Н.Шкарбулем “Исследование течений в рабочих колесах центробежных компрессоров”.

1974. Проведена IV ВНТК по компрессоростроению во ВНИИКомпрессормаше г. Сумы. Поставлены курсы “Теория объемных компрессоров” (Б.С.Фотин, И.Б.Пирумов) и “Введение в специальность” (Ю.Б.Галеркин, В.И.Зыков). Разработаны самодействующий клапан с упругим ограничителем и методика расчета клапанов при многомассовой постановке задачи движения пластины. Начаты исследования уплотнений быстровращающихся валов при давлениях до 32 МПа. Разработана и практически реализована методика электромагнитного моделирования течения идеального газа в центробежном колесе и лопаточном диффузоре (С.А.Анисимов, В.И.Хенталов, В.А.Шерстюков). Защищена докторская диссертация Б.С.Фотиным “Рабочие процессы поршневых компрессоров”. Защищена докторская диссертация Ю.Б.Галеркиным “Исследование, методы расчета и проектирования проточной части стационарных центробежных компрессоров”. Разработан экспериментальный поршневой компрессор с частотой вращения коленчатого вала до 3000 об/мин.

1975. Выпущен сборник программ к новому учебному плану. На основе исследования ступеней с осерадиальными колесами разработан оригинальный проект малорасходного центробежного компрессора на $\bar{V} = 30$ м³/мин и $\pi = 9$ (А.М.Симонов). Создано студенческое КБ для разработки микроавтомобилей и водородных двигателей (рук. В.Ф.Жаров). Экспериментально проверена методика ЛПИ для профилирования пространственных высокорасходных центробежных колес с высоким КПД (н.г. Ю.Б. Галеркина). Завершено исследование одно- и двухъярусных лопаточных диффузоров с различными профилями лопаток (В.И.Хенталов, В.А.Шерстюков, В.В.Россель). Разработана методика профилирования лопаточных диффузоров высоконапорных служений с учетом состояния пограничного слоя на лопатках (н.г. А.М.Симонова). Начались работы по созданию высокооборотных, форсированных по давлению поршневых компрессоров общепромышленного назначения. Проведены исследования уплотнений с плавающими кольцами при давлениях до 9,8Мпа.

1976. Поставлен курс лекций “Надежность и долговечность компрессоров”. Кафедра привлечена к работе Госкомитета по науке и технике. Объем НИР достиг 500000 руб. в год. Создана автоматизированная информационно-измерительная система для исследования нестационарных процессов в центробежных компрессорах. Разработана методика расчета характеристик центробежной ступени (н.г. Ю.Б.Галеркина). Завершен комплекс работ по целевому применению математического моделирования при оптимизации конструкции вновь проектируемых поршневых компрессоров и их отдельных узлов (ВМ-24/12 Краснодарского компрессорного завода, ВУ-1,5 ÷ 2,5/12 ПО Армхиммаш). Получены и переданы промышленности результаты исследования

высокоэффективных вихревых микрокомпрессоров (В.И.Хенталов). Совместно с ЛенНИИХиммашем и ВНИИкомпрессормашем впервые в СССР разработан проект опытного цилиндра турбокомпрессора сверхвысокого давления (Л.Я.Стрижак). **1977.** Построен бокс для стендов поршневых и центробежных компрессоров. Студенческое КБ выпустило образец микроавтомобиля “Миникар” по заказу ПО “Кировский завод”. Завершен цикл исследований промежуточной ступени центробежных компрессоров с изменяемой геометрией проточной части, что позволило расширить рабочую зону характеристики почти в 2 раза (н.г. В.И.Зыкова). **1978.** Проведена V ВНТК по компрессоростроению (МВТУ, Москва). Организован Научный совет ГКНТ по проблемам компрессорного и насосного машиностроения под председательством проф. К.П.Селезнева. В соответствии с Постановлением ГКНТ № 242 разработан ряд центробежных одноступенчатых нагнетателей общего назначения (С.А.Анисимов, А.М.Симонов, В.А.Шерстюков). Выполнено исследование шума и способов его снижения в высоконапорных центробежных компрессорных ступенях с осерадиальными рабочими колесами (н.г. А.М.Симонова). Закончен комплекс работ по созданию высокоэкономичных и надежных полосовых клапанов с упругими ограничителями. Клапаны выпускаются серийно (для компрессоров ВУ-2,5-5,0/12) и индивидуально для целой гаммы компрессоров общего и специального назначения (завод «Венибе»). Начаты работы по генераторам водорода и водородным двигателям (совместно с кафедрой ДВС). Заключен договорсотрудничества с Гаванским Политехническим институтом им. Х.А.Эчеверрия.

1979. Достижения кафедры демонстрировались на ВДНХ и отмечены дипломами и медалями. Разработаны и переданы для внедрения унифицированные центробежные ступени для компрессоров СКБ-К-ККЗ (н.г. Ю.Б.Галеркина). Разработана и практически апробирована математическая модель поршневого компрессора повышенной информативности. Закончен цикл исследований шума центробежных компрессоров (н.г. А.М.Симонова). Впервые в СССР разработан и передан промышленности метод расчета пространственного сжимаемого потока во входных патрубках турбокомпрессоров и методика их оптимизации (н.г. В.Н.Зыкова). Предложена и внедрена новая конструкция плунжера сверхвысокого давления поршневых компрессоров для полиэтилена. Разработана методика электромагнитного моделирования течения идеальной жидкости в системе “лопаточный диффузор + улитка” (н.г. С.А.Анисимова).

1980. Введен в эксплуатацию стенд замкнутого контура для исследования и отработки ступеней центробежных компрессоров сверхвысокого давления. Совместно с ЛенНИИХиммашем начато проектирование турбокомпрессора для опытно-промышленной линии “Полимир-145”.

Совместно с ВНИИкомпрессормашем завершены работы по созданию унифицированного ряда поршневых компрессоров общего назначения, превосходящих по технико-экономическим показателям лучшие зарубежные аналоги. Впервые проведены экспериментальные исследования динамики плавающих колец уплотнений валов при давлениях до 12МПа. Разработана методика расчета и профилирования высоконапорных осерадиальных рабочих колес. Коллектив торжественно отметил пятидесятилетие кафедры.

1981. Проведена VI ВНТК по компрессоростроению (Псковский филиал ЛПИ). Исследованы модификации ПЧ нагнетателей ГПА-Ц-6,3 с пониженным пластовым давлением. Начата разработка проточной части компрессора ГПА-Ц-16 на 12 МПа (н.г. Ю.Б.Галеркина). Начаты исследования малорасходных ступеней и проектные разработки ЦК с давлением до 250 МПа для крупнотоннажных технологических линий полиэтилена и др. (н.г. Л.Я.Стрижака). Введен в эксплуатацию стенд для исследований уплотнений валов при давлениях до 108 МПа. Разработана концевая осецентрированная секция для осецентрированного доменного компрессора К-6400 (н.г. Ю.Б.Галеркина). Разработаны математические модели уплотнений поршневых компрессоров с дисковым и дифференциальными поршнями (О.Ю.Устюшенкова). Завершено исследование ОНА малорасходных центробежных ступеней (н.г. Л.Я.Стрижака).

1982. Выпущена монография “Центробежные компрессоры” (К.П. Селезнев, Ю.Б.Галеркин). Разработаны унифицированные центробежные ступени и выпущен атлас (н.г. Ю.Б.Галеркина, С.В.Локтаев, В.И.Зараев). Испытаны устройства для сжатия газожидкостных смесей при геологоразведочном бурении (А.Н.Вейраух). Испытана серия контактно-лабиринтных уплотнений ПК на давление 35 МПа (В.С.Давыдов). Сконструирован и изготовлен генератор водорода и установка на автомобиле УАЗ-452В, произведены дорожные испытания (н.г. В.Ф.Жарова). Защищено 7 кандидатских диссертаций, в том числе двумя учеными Республики Куба (н.г. В.И.Зыкова).

1983. Выпущена монография “Тепловое состояние высокоманевренных паровых турбин” (К.П. Селезнев, А.П. Сафонов, А.М. Коваленко). Исследованы уплотнения - плавающие кольца с дополнительной опорной поверхностью при перепадах давления до 12МПа и $U_2=65\text{м/с}$. Модернизирован стенд ЭЦК-2 путем установки передатчика давления с переключающим устройством системы Ю.Галеркина (н.г. Л.К.Чернявского, А.В.Герасимов). Создана система параллельного измерения и обработки информации в темпе экспериментов по исследованию нестационарных процессов.

1984. Проведены испытания генератора водорода на микроавтобусе в дорожных условиях (н.г. В.Ф.Жарова). Разработаны и экспериментально

проверены плавающие кольца - уплотнения для давления до 70МПа. Изготовлен экспериментальный многовальный ЦК общего назначения “ЭЦК-30/9 (н.г. А.М.Симонова). Разработан алгоритм ММ РК и НЭ в квазитрехмерной постановке (н.г. Ю.Б.Галеркина). Защищена докторская диссертация И.Б.Пирумовым на тему «Разработка методов газодинамического, динамического и прочностного расчётов моделирования работы и оптимизация самодействующих клапанов ПК».

1985. Проведена VII ВНТК по компрессоростроению в СКБ-К г. Казань. Разработан метод газодинамического расчета ПЧ ЦК высокого и сверхвысокого давления для реальных газов и их смесей (н.г. Л.Я. Стрижака). Участие в монтаже опытного цилиндра ЦК СВД во ВНИИКомпрессормаш, г. Сумы (н.г. Л.Я.Стрижака). Изготовлен и испытан бортовой источник водорода для трактора “Кировец”, а также водородные теплогенераторы для подводных условий (н.г. В.Ф.Жарова). Выполнены исследования компрессоров с жидкостным поршнем на базе бурового насоса геологоразведочных скважин (А.Н.Вейраух). Отработаны перспективные варианты высокорасходных ступеней с пространственной формой лопаток (н.г. Ю.Б.Галеркина).

1986. Выпущен учебник для ВУЗов “Теория и расчет турбокомпрессоров” (К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, С.А.Анисимов, В.П.Митрофанов, Ю.С.Подобуев). Заводу “Венибе” переданы рекомендации по клапанам с газовым демпфером (н.г. И.К.Прилуцкого). Создан блок ТАП-3Т обеспечения автоматизированного измерительного комплекса с термоанемометром. Выполнен анализ перспективных схем и конструкций ЦК для закачки газа в пласт (н.г. Л.Я.Стрижака). Изготовлен экспериментальный стенд для исследования параметров взаимодействия водорода и магниевых сплавов (н.г. В.Ф.Жарова). Закончена совместно с ВНИИКомпрессормаш разработка ОСТ по терминологии и обозначениям в компрессоростроении (К.П.Селезнев).

1987. Вышла книга-учебное пособие для ВУЗов “Поршневые компрессоры” (Б.С.Фотин, И.Б.Пирумов, И.К.Прилуцкий, П.И.Пластинин). На базе кафедры проведена Всесоюзная межвузовая конференция “Применение ЭВМ, САПР и АСНИ в подготовке инженеров по холодильным и компрессорным машинам и установкам”. Входные устройства конструкции ЛПИ использованы в проекте доменного нагнетателя Н-2750 (н.г.В.И.Зыкова), для него же разработан проект проточной части (н.г. Ю.Б.Галеркина). Исследована серия турбонаддувочных агрегатов по заданиям ПО “Русский дизель” и СКБТ г. Пенза (н.г. А.М.Симонова, Б.Н.Савин). Создан пакет прикладных программ по расчету характеристик ступеней центробежных компрессоров на основе математической модели нового типа, расчет характеристик ступеней осуществлен впервые (н.г. Ю.Б.Галеркина). Метод термодинамического расчета ПЧ применен во

ВНИИКомпрессормаше - СНПО им. Фрунзе при проектировании ЦК ВД на 50 МПа и серии нагнетателей НЦ/150-1,7 и НЦ/200-1,7 (н.г. Л.Я.Стрижака). В СКБ-Т (г. Пенза) внедрена программа расчета ПЧ турбонагнетателей (Б.Н.Савин). Сотрудники кафедры участвовали в международных конференциях в Польше и Германии. Защищена докторская диссертация Р.А.Измайловым “Нестационарные аэродинамические процессы в центробежных компрессорах”.

1988. Организован филиал кафедры при НПО ЛенНИИХиммаш. Разработан и начал реализовываться учебный план групп студентов-исследователей (группы 530 – прообраз подготовки магистров, инициатива К.П. Селезнева). Получены первая премия Совета ЛПИ за учебное пособие “Надежность и долговечность компрессорных машин” и вторая -за учебное пособие “Теория и расчет турбокомпрессоров”. Участие в международных конференциях в Германии (г.Эссен), Чехословакии (ЧВТУ, г.Прага). Выполнены исследования на стенде замкнутого контура по влиянию числа Рейнольдса (н.г. Л.Я.Стрижака). Разработан атлас модельных ступеней с осерадиальными РК (Б.Н.Савин). Изготовлена система запуска газогенераторов самовсплывающих глубоководных носителей. Аппараты прошли успешные испытания на глубине 6000 метров (н.г. В.Ф.Жарова).

1989. Проведена VIII ВНТК по компрессоростроению (г. Сумы). Заведующим кафедрой избран Ю.Б.Галеркин. С СМПО им. М.В.Фрунзе получено финансирование работ для всех научных групп по тематике ЦК. Издана книга “Аналоговые методы исследования течений в проточной части турбомашин” (А.О.Дитман, К.П.Селезнев, В.А.Шерстюков). Разработана математическая модель работы ступеней поршневого компрессора с прямоточными клапанами типа ПИК-12 (н.г. И.Б.Пирумова). Проведены комплексные исследования ступени ЦК ВД с измерением осредненных и мгновенных параметров потока. Внедрены в «НИИТурбокомпрессор», ПО “Невский Завод” (нагнетатель ГПА 12,5МВт), ВНИИХолодмаше (холодильный компрессор АЦ-4) оптимизированные расчетами трехмерного потока входные патрубки (н.г. В.И.Зыкова). Защищена докторская диссертация А.М. Симоновым “Совершенствование аэродинамических методов расчета и оптимизация ступеней центробежных компрессоров общепромышленного назначения с высоконапорными осерадиальными рабочими колесами”.

1990. Начала работу Ассоциация компрессорщиков и пневматиков (АСКОМП), инициатором создания и председателем которой явился К.П.Селезнев. С помощью НИИТурбокомпрессор создан стенд ЭЦК-8 мощностью 600 кВт для исследования высокорасходных ступеней ЦК (н.г. Ю.Б.Галеркина, В.П.Митрофанов, М.Р.Полес). Создан комплекс программ Метода универсального моделирования (4-я версия) для оптимального проектирования ПЧ многоступенчатых ЦК (Ю.Б.Галеркин,

К.А.Данилов). Исследованы уплотнения - плавающие кольца при перепадах давления до 100МПа. Модернизирован стенд для исследования уплотнений поршневых компрессоров ВД, проведены испытания уплотнений нового типа (н.г. И.Б.Пирумова).

1991. Значительно увеличен объем НИР по заданиям промышленности. Выполнен и передан в производство ряд проектов дожимных нагнетателей ГПА (СМПО им. М.В.Фрунзе).

1992. Практически прекращено финансирование Проблемной лаборатории и затруднена оплата работ по договорам с промышленностью. Резко уменьшается количество сотрудников и научных групп. С помощью ректората некоторые сотрудники переведены на преподавательские и учебно-вспомогательные должности. Защищена докторская диссертация А.В.Зуевым “Основы проектирования и оптимизации концевых уплотнений с плавающими кольцами валов центробежных компрессоров среднего, высокого и сверхвысокого давления”.

1993. Проведена IX (международная) НТК по компрессоростроению, впервые под эгидой Ассоциации компрессорщиков и пневматиков (г. Казань). Разработаны учебные планы подготовки бакалавров и магистров. Начаты работы по шести темам НИР в соответствии с комплексной научно-технической программой Минвуза РСФСР (новая форма госбюджетного финансирования). Продолжено выполнение 14 хоздоговорных тем, некоторые из них остаются неоплаченными. Выполнены работы по быстроходным ветродвигателям и компрессорам для сельхозпредприятий (н.г. Б.Н.Савина). Выполнен анализ перспективных схем центробежных компрессоров для закачки газа в пласт, производства метанола и карбамида (н.г. Л.Я.Стрижака). Разработаны основные положения теории моделирования рабочих процессов в ПК (И.Б.Пирумов). Ю.Б.Галеркин и Р.А.Измайлов приглашены для чтения лекций в Сианьский технический университет (КНР). РАО “Газпром” предложило финансовую поддержку для проведения первого международного симпозиума “Производители - потребители компрессоров и компрессорного оборудования”.

1994. Организован и проведен при поддержке РАО “Газпром” первый международный симпозиум “Производители - потребители компрессоров и компрессорного оборудования” (180 участников, десятки организаций из многих стран мира) Изданы Труды симпозиума. Начато сотрудничество с оборонными предприятиями в рамках их конверсии - АО “Рыбинские моторы”, завод “Энергомаш” АО “Кировский завод”, НПО “Искра”. Кафедра широко привлекается к реализации программы «Урал - Газпром» по модернизации и развитию компрессорного хозяйства (4000 компрессоров ГПА Газпрома - 20% всех промышленных компрессоров мира). Разработана методика расчета протечек и потерь трения дисков в малорасходных ступенях ЦК (н.г. Л.Я.Стрижака,

Н.И.Садовский). Разработана матмодель бытового холодильного ПК, проведены экспериментальные исследования динамики клапанов и пульсаций давления (В.Б.Здалинский, Б.С.Хрусталеv).

1995г. Проведена X МНТК по компрессоростроению (г. Казань). Открыт прием на специальность “Вакуумная компрессорная техника физических установок” - прием на кафедру увеличен до трех групп. Кафедра начала подготовку бакалавров, инженеров и магистров. Активизируется международное сотрудничество - участие в конференциях в Германии (Ганновер, Дрезден), Польше (Лодзь, Брониславов), Японии (Иокогама). Проф. Ю.Б.Галеркин приглашается для консультаций по новому поколению модельных ступеней на завод Дрессер Рэнд (Олеан, США). Защищена докторская диссертация Л.Я.Стрижаком “Термогазодинамические основы проектирования центробежных компрессоров высокого и сверхвысокого давления”. В НПО “Искра” передан программный комплекс по оптимальному проектированию и расчету нагнетателей ГПА, выполнены многочисленные оптимизационные расчеты для АО “Компрессорный комплекс” и других организации (н.г. Ю.Б.Галеркина). Разработаны проекты ПЧ нагнетателей НЦ-16/85-1,5 и НЦ-16/85-1,7 ГПА 16МВт, которые запущены в производство (СМПО им. Фрунзе, н.г. Ю.Б.Галеркина). Для поршневых компрессоров разработаны методики расчета клапанов с упругим ограничителем и дискового клапана. Разработана модель одномерного нестационарного течения реального газа во всасывающих коммуникациях поршневых компрессоров. выполнены исследования дожимающего поршневого компрессора для передвижной АГНКС по заказу ТОО “Компрессор” (Пенза). По объему хозяйственных работ кафедра выходит на ведущее место в СПбГТУ.

1996. Выпущена монография “К использованию численных методов при проектировании проточной части центробежных компрессоров” (Ю.Б.Галеркин, К.А.Данилов, В.П.Митрофанов, Е.Ю.Попова). Проведен второй симпозиум “Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования”. По заданию АО “ВНИИХолодмаш-Холдинг” и с финансированием Миннауки разработана программа оптимального проектирования ПЧ холодильных ЦК (н.г. Ю.Б.Галеркина). Разработана принципиально новая конструкция уплотнения для поршневых компрессоров высокого давления без смазки или с ограниченной смазкой (В.С.Давыдов). Разработана схема генератора водорода с оптимальными массогабаритными показателями (н.г. В.Ф.Жарова).

1997. Проведен третий симпозиум “Потребители и производители компрессоров и компрессорного оборудования”. Начата работа по созданию нового поколения модельных ступеней с безлопаточными диффузорами, возобновлены интенсивные эксперименты на стенде ЭЦК-

4, интенсивные проектные работы по нагнетателям ГПА (н.г. Ю.Б.Галеркина). Начаты работы по расчету осевых усилий, протечек и профилированию лопаточных аппаратов линейного нагнетателя НЦ-16 “Урал” (н.г. Л.Я.Стрижака, н.г. Ю.Б.Галеркина). Разработаны и переданы заводу “Киров-Энергомаш” (ЗАО “Кировский завод”) проточные части ступеней с осерадиальными РК для систем питания ГТД (н.г. А.М.Симонова). Разработан комплекса программ расчета многоступенчатых ПК с учетом реальности газа, тепломассообмена, динамики клапанов (Б.С.Хрусталева),

1998. Проведена XI МНТК по компрессоростроению в г. Казань (председатель Оргкомитета К.П. Селезнев). В связи с кончиной К.П.Селезнева Ю.Б.Галеркин избран председателем АСКОМП. Кафедра получила название “Кафедра компрессорной, вакуумной и холодильной техники”. Проведен четвертый симпозиум “Потребители и производители компрессоров и компрессорного оборудования”. В связи с участием в программе технического перевооружения компрессорного хозяйства ОАО “Газпром” выполнен большой объем аналитических и проектных разработок. По заказу НПО “Искра” выполнен проект ПЧ нагнетателя ГПА мощностью 16 МВт на конечное давление 76 бар, по заказу АОТ “Компрессорный комплекс” выполнен проект ПЧ дожимного нагнетателя ГПА мощностью 10 МВт с конечным давлением 125 бар (н.г. Ю.Б.Галеркина).

1999. Состоялся первый выпуск магистров технических наук. Проведен пятый симпозиум “Потребители и производители компрессоров и компрессорного оборудования”. Журнал АСКОМП “Компрессорная техника и пневматика” издается и распространяется по подписке раз в два месяца. Успешные приемо-сдаточные испытания первых образцов пятиступенчатого нагнетателя 108-51-1 (10МВт, 125 атм., ОАО “Компрессорный комплекс”) и НЦ-16 “Урал” (16 МВт, 76 атм., НПО “Искра”). Проекты ПЧ - н.г. Ю.Б.Галеркина, газодинамические характеристики выше зарубежных аналогов. Машины приняты к серийному производству. Проведен первый этап экспериментальных исследований малорасходной ступени на стенде Ганноверского университета по гранту DWG-РФФИ (н.г. Л.Я.Стрижака).

2000. Прошли успешные приемо-сдаточные испытания линейного нагнетателя 16 МВт типа 398-21-1 (16 МВт, 76 атм., ОАО “Компрессорный комплекс”) и сменной проточной части для модернизации нагнетателей НЦ-16/76-1.44 (НПО “Искра”). Проекты ПЧ – (н.г. Ю.Б.Галеркина), газодинамические характеристики выше зарубежных аналогов. Машины приняты к серийному выпуску. Проведен шестой симпозиум “Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования. среди участников резко возросло количество организаций - потребителей компрессорной техники.

Выдвижение Советом СПбГТУ Ю.Б.Галеркина и К.П.Селезнева (посмертно) в составе коллектива авторов на присуждение Государственной премии Российской Федерации за работу по новому поколению центробежных компрессоров для газовой промышленности. Защищена докторская диссертация Б.С.Хрустальевым “Математическое моделирование рабочих процессов в объемных компрессорах для решения задач автоматизированного проектирования”. Выпущено учебное пособие «Расчет на прочность колебаний лопаток осевых компрессоров с большой начальной закруткой. Запасы статической и динамической прочности». (Зуев А.В., Стрижак Л.Я.). Четверо выпускников кафедры приступают к обучению в аспирантуре.

2001. Проведена XII МНТК (г. Казань, председатель Оргкомитета Ю.Б.Галеркин). Проведен анализ возможности повышения газодинамических параметров СПЧ дожимного ЦБН путем установки лопаточных диффузоров. (ЗАО «НИИтурбокомпрессор»). Газодинамический проект СПЧ нагнетателя природного газа 48-61-1 «Урал» (ОАО «Компрессорный комплекс», н.г. Ю.Б.Галеркина) Закончены экспериментальные исследования малорасходной ступени в Ганноверском университете по гранту DWG-РФФИ (н.г. Л.Я.Стрижака). Результаты сравнения эксперимента и теоретических расчетов по методике численного моделирования трехмерного турбулентного вязкого сжимаемого потока в неподвижных элементах малорасходной центробежной ступени с БЛД на основе решения полных уравнений Навье-Стокса с целью численного исследования влияния геометрических и режимных параметров на работу БЛД доложены на 5th International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of internal Flows.-Gdansk, 2001.Vol.1-P.255-264. Проведен седьмой симпозиум “Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования».

2002. Газодинамический расчет и предварительное проектирование СПЧ природного газа для агрегатов ГПА-16 ДКС «Урал» Ямбургского ГКМ. Проведены газодинамические расчеты компрессора ГПА-Ц-16/30-3 (СМПО им. М.В. Фрунзе, Украина) (н.г Ю.Б.Галеркина). АСКОМП зарегистрирована как некоммерческая организация, объединяющая юридических лиц. Разработана методика проектирования и оценки эффективности обратно направляющих аппаратов малорасходных ступеней центробежных компрессоров высокого давления (н.г. Л.Я.Стрижака). Проведен восьмой симпозиум “Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования». Возобновлен международный обмен студенческими группами СПГПУ между кафедрой КВХТ и институтом турбомашин ТУ Лодзь (Республика Польша). По инициативе Ассоциации компрессорщиков и пневматиков организован и проведен первый ежегодный форум «Насосы, компрессоры,

арматура» (ВЦ «Сокольники, г. Москва), в котором кафедра принимает активное участие.

Начато активное использование «вязких» расчетов в исследовательских целях в сотрудничестве с Центром Высокопроизводительных Вычислительных Кластерных Технологий (проф. Н.Н. Шабров) и Учебно-научно-инновационной лаборатории «Вычислительная механика» (проф. А.И.Боровков). В период до 2010 г. выполнен ряд магистерских и две кандидатские диссертации.

2003. Выпущены: учебные пособия: «Методы расчета, обработки экспериментальных данных и проектирования центробежных компрессоров промышленного назначения» (Ю.Б.Галеркин, Л.Я.Стрижак). «Теория, расчет и конструирование компрессоров динамического действия: (испытание компрессоров при параллельной и последовательной работе). Совместная работа компрессоров» (В.П.Митрофанов, Н.И.Садовский, К.А.Данилов, Л.И. Козаченко). «Испытание одноступенчатого центробежного компрессора» (Садовский Н.И., В.П.Митрофанов, А.В.Коршунов, В.В.Огнев., И.А.Тучина). Защищена кандидатская диссертация И.М.Ноткиной «Повышение эффективности безлопаточных диффузоров малорасходных центробежных компрессорных ступеней на основе анализа трехмерного вязкого потока». Результаты работы были доложены на 5th European Conferece on Turbomachinery. -Prague, 2003.-P107-116. Защищены кандидатские диссертации: А.Ю.Прокофьевым «Совершенствование метода оптимального проектирования центробежных компрессорных ступеней введением модели потерь напора в квазитрехмерной постановке», Т.Е.Крутиковым. «Система диагностирования предпомпажного состояния центробежного компрессора». Проведен девятый симпозиум «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования». Члены-организации Ассоциации компрессорщиков и пневматиков впервые на едином стенде представили свою продукцию на Международном ежегодном форуме «Насосы. Компрессоры. Арматура» «Сокольники» г. Москва

2004. Проведена 13-я МНТК (г. Сумы, Украина). Впервые к началу МНТК изданы Труды конференции. Проведен десятый юбилейный симпозиум «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования». Ассоциация компрессорщиков и пневматиков участвовала в третьем Международном ежегодном форуме «Насосы. Компрессоры. Арматура» «Сокольники» г. Москва. Л.И.Козаченко защищена диссертация «Уточнение рекомендаций по оптимальному проектированию центробежных компрессорных ступеней на основе экспериментального исследования». Выпущено учебное пособие «Аппараты воздушного охлаждения» (Стрижак Л.Я., Коршунов А.В.). На

кафедре по программам 4 – 5 курсов проходят обучение два специалиста из Индонезии.

2005 Проведена конференция, посвященная 75-летию кафедры компрессоростроения и 85-летию со дня рождения К.П.Селезнева. Проведен одиннадцатый симпозиум «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования». Выпущены вспомогательные материалы к лекционному курсу «Современное состояние теории и практики рабочего процесса центробежных компрессоров газовой промышленности» (Ю.Б.Галеркин). Начато сотрудничество с ОАО «Турбохолод» (г. Москва) по созданию турбодетандерных агрегатов для газовой промышленности. Одноступенчатые центробежные компрессоры проектируются Методом универсального моделирования.

2006. Проведен двенадцатый симпозиум «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования». Ассоциация компрессорщиков и пневматиков участвовала в пятом Юбилейном Международном ежегодном форуме «Насосы. Компрессоры. Арматура» «Сокольники» Москва. Под руководством профессора Б.С.Хрусталёва аспирантом из Ирака Вартаном Луаем проведены исследования и защищена кандидатская диссертация «Математическая модель рабочих процессов во всасывающей системе с несколькими присоединёнными ёмкостями для бытовых холодильных компрессоров». Студенты кафедры Д.М.Гамбургер, Н.С.Лозовая, А.А.Софронова награждены за работу «Анализ течения вязкого сжимаемого газа в неподвижных элементах ступени ЦК и их оптимизация с использованием пакета FNSTS CFX (руководитель Ю.Б.Галёркин) медалью Российской академии наук и премией.

2007 . Проведена 14-я МНТК (г. Казань, республика Татарстан). Проведен тринадцатый симпозиум «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования». Ассоциация компрессорщиков и пневматиков участвовала в шестом Международном ежегодном форуме «Насосы. Компрессоры. Арматура» «Сокольники», Москва. Выпускник кафедры из Вьетгама Нгуен Минь Хай защитил кандидатскую диссертацию по теме «Информативные критерии для обнаружения предлопастного состояния центробежного компрессора».

К.В.Солдатова защитила кандидатскую диссертацию по теме «Анализ движения газа в зазоре покрывающий диск — корпус центробежной компрессорной ступени численными методами и рекомендации по проектированию». По инициативе ОАО «Невский завод» создана базовая кафедра ЭнМФ на этом предприятии с участием кафедры КВХТ и «Турбинные двигатели и установки».

Студент кафедры Александр Николаевич Карпов за отличную учёбу и активное участие в НИРС награждён медалью СПбГПУ за

преданность науки. Магистры – выпускники кафедры А.А.Софронова, Н.С.Лозовая, Д.М.Гамбургер награждены грамотой и золотой медалью Академии Наук РФ за их магистерские диссертации по вычислительной газодинамике.

2008. Проведен четырнадцатый симпозиум “Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования». Доклад Ю.Б. Галеркина на научно-технической конференции в рамках седьмого ежегодного Международного форума «Насосы. Компрессоры. Арматура» (МВЦ «Крокус ЭКСПО», г. Москва) награжден дипломом за внедрение научных исследований в практику компрессоростроения.

Ю.Б.Галеркиным, К.В.Солдатовой, В.И.Титенским, Л.И.Козаченко, Л.Я.Стрижаком, А.В.Зуевым выпущено пять учебных пособий – монографий по программе «Инновационный вуз» совместно с базовой кафедрой «Турбомашиностроение» при Невском заводе.

Первой среди других кафедр СПбГПУ кафедра осуществила лицензирование учебной деятельности (Б.С.Хрусталева, Л.И.Козаченко).

2009. Ассоциация компрессорщиков и пневматиков участвовала в седьмом Международном ежегодном форуме «Насосы. Компрессоры. Арматура» МВЦ «Крокус ЭКСПО». Ассистент А.А.Лебедев защитил кандидатскую диссертацию «Вейвлет-анализ нестационарных процессов в центробежном компрессоре». Аспирант А.А.Епифанов защитил магистерскую диссертацию «Исследование трехмерного течения вязкого сжимаемого газа в рабочем колесе центробежного компрессора с помощью программы ANSYS CFX» и получил грант и премию правительства Санкт-Петербурга на научно-исследовательскую работу. А.В.Коршунов защитил кандидатскую диссертацию по теме «Метод профилирования лопаток обратно-направляющего аппарата ЦК с применением сплайн-функций». Аспирант А.А.Котлов получил диплом за работу «Исследование влияния параметров окна всасывания на работу винтового компрессора» представленную на Всероссийский конкурс в 2008 году.

Кафедра разработала комплекты документов по учебным дисциплинам в соответствии с Государственным образовательным стандартом.

2010. 9-11 июня состоялся пятнадцатый симпозиум “Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования». Вышла из печати монография Ю.Б.Галеркина «Турбокомпрессоры. Методы газодинамического расчета и проектирования».

Шесть выпускников кафедры (всего восемь аспирантов) обучаются в аспирантуре.

Количество центробежных компрессоров, спроектированных Методом универсального моделирования, и работающих в разных

отраслях промышленности, достигло 300 шт. с общей мощностью 4,5 млн. кВт.

Научно-техническая конференция в рамках Форума «Насосы. Компрессоры. Арматура» (МВЦ «Крокос ЭКСПО», г. Москва) посвящена юбилеям кафедры КВХТ, К.П.Селезнева и Ассоциации компрессорщиков и пневматиков. 25 ноября с.г. кафедра КВХТ совместно с АСКОМП провела научно-техническую конференцию, посвященную тройному юбилею.

2011. Проведен XVI симпозиум «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования». С докладами выступили ведущие российские и зарубежные производители компрессорной техники. Проведена 15-я МНТК (г. Казань, республика Татарстан).

Подготовлена и издана в СПбГПУ монография «Моделирование рабочего процесса промышленных центробежных компрессоров. Научные основы, этапы развития, современное состояние» (Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В.), учебное пособие «Принцип действия и методика расчета турбомолекулярного вакуумного насоса» (Солдатова К.В.), методические указания к курсовой работе «Методика расчета пластинчато-роторного вакуумного насоса» (Солдатова К.В.) и методические указания к лабораторной работе «Определение быстроты откачки пластинчато-роторного и криоадсорбционного насосов».

Защищены кандидатские диссертации: А.А.Котловым «Математическая модель воздушного поршневого компрессора среднего давления для решения задач энергоаудита» и Ю.Г.Московко на тему «Методика проектирования и разработка энергоэффективных осевых вентиляторов с профилями лопаток специальной формы».

2012. Проведен XVII симпозиум «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования». Главными темами традиционно стало освещение проблем эксплуатации компрессорного оборудования, вопросы модернизации технологических процессов, а также новые идеи и инновационные разработки производителей в области компрессорной техники.

Защищена кандидатская диссертация А.Н.Карповым «Методика моделирования напорной характеристики центробежного компрессорного колеса по результатам испытаний модельных ступеней».

Выполнено 4 проекта по заказу АО «Турбохолд» (оптимизация проточной части и газодинамический проект центробежных компрессоров ТК10 – 1,32/10,0, ТК11 – 1,22/10,1, ТК11А, ТК-12) и спроектирована проточная часть одноступенчатого центробежного компрессора с осерадиальным рабочим колесом для ГПА мощностью 32 МВт для Сумское НПО им. М.В.Фрунзе.

2013. Проведен XVIII симпозиум «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования». Сотрудники лаборатории

представили 3 доклада на 8-й международной конференции "Компрессоры и их системы" (International Conference on Compressors and their Systems), проводимой с 1997 г. британским обществом инженеров-механиков на базе лондонского университета Сити.

Издано учебное пособие «Высоковакуумные и низковакуумные насосы» (К.В.Солдатова) для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки магистров "Технологические машины и оборудование" и специальности "Вакуумная и компрессорная техника физических установок".

Сотрудники НИЛ принимали участие в выполнении НИОКР в интересах НПО «Климов» в рамках разработок новых авиационных двигателей по тематике «Совершенствование технологии создания высоконапорной осевой компрессорной ступени малоразмерного ГТД», «Совершенствование общей методологии создания высоконапорных компрессоров на основе современных методов аэродинамических расчетов».

Выполнены проекты по заказам Сумское НПО им. М.В.Фрунзе «Проектирование проточной части шестиступенчатой сменной проточной части центробежного компрессора СПЧ-Ц-16С/30-3.0 с увеличенным запасом по помпажу» и «Проектирование сменной проточной части СПЧ-Ц-16/30-3,0 для применения в центробежных компрессорах с магнитными подшипниками», два проекта по заказу ОАО «Турбохолод»: «Газодинамический проект центробежного компрессора ТК-14А на основе проекта компрессора ТК-11А» и «Оптимизация проточной части и газодинамический проект центробежного компрессора ТК-13».

2014. Работа Научной школы К.П.Селезнева продолжена научным коллективом проф.Ю.Галеркина в лаборатории «Газовая динамика турбомашин» в научной части СПбПУ. Под эгидой АСКОМП проведена 16-я МНТК (РЭП-ХОЛДИНГ, Санкт-Петербург).

Сотрудники ЛГДТМ представили 3 доклада на 22-й Международной конференции по компрессоростроению (22nd International Compressor Engineering Conference), организованной Университетом Пердью, США.

Выполнен проект по заказу АО «Турбохолод» «Оптимизация проточной части и газодинамический проект центробежного компрессора ТК-15 «Чаянд» на летний и зимний режимы работы» и по заказу ОАО «Искра-Авигаз» «Оптимизация и проектирование сменной проточной части СПЧ-16-76-1.35 с пространственными рабочими колёсами».

2015. Силами ЛГДТМ проведен XIX симпозиум «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования». В симпозиуме приняли участие все крупные производители РФ, а также Украины, Германии, Франции, Великобритании, Италии, Чехии, Польши, Японии, США.

В МВЦ «Крокус-Экспо» (г. Москва) прошла 14-я ежегодная Международная выставка «Насосы. Компрессоры. Арматура. Приводы и двигатели». Инициатором этого мероприятия в 2000 г. была, и является поныне постоянным со-организатором АСКОМП. В выставке приняли участие 199 компаний и организаций из 14 стран (СНГ, ЕС, США, Индия, Китай, Корея, Украина). Лаборатория «Газовая динамика турбомашин» была представлена на совместном стенде членов Ассоциации. В рамках выставки состоялась Международная научно-техническая конференция «Компрессоры. Разработка, изготовление и эксплуатация», посвященная 25-летию АСКОМП и 95-летию ее основателя, профессора Константина Павловича Селезнева. Специалистами ЛГДТМ было представлено 3 доклада на конференции.

Сотрудники ЛГДТМ приняли участие в 6-й Международной научно-технической конференции «Газотранспортные системы: настоящее и будущее». Организатором конференции выступает главный научный центр Газпрома - Институт ВНИИГАЗ.

Сотрудники ЛГДТМ представили 4 доклада на 9-й международной конференции "Компрессоры и их системы" (International Conference on Compressors and their Systems) в Лондоне, университете Сити., 5 докладов на Международной конференции по численным методам в промышленных процессах (International Conference on Numerical Methods in Industrial Processes), организованной Всемирной академией наук, техники и технологий (World Academy of science, engineering and technology – WASET), 4 доклада на конференции ASME Gas Turbine India Conference, организованной Американским обществом инженеров-механиков (American society of mechanical engineers - ASME), г. Хайдарабад Индия.

Заведующий научно-исследовательской лабораторией «Газовая динамика турбомашин», профессор Ю.Б.Галеркин стал членом Всемирной Академии науки, техники и технологии (World Academy of Science, Engineering and Technology – WASET)

2016. Защищена кандидатская диссертация А.А.Дроздовым на тему «Метод проектирования центробежных компрессоров с осерадиальными рабочими колесами».

Сотрудники лаборатории приняли участие в 8-й Международной конференции по математике и статистической инженерии (8th International Conference on Mathematics and Statistical Engineering), организованной WASET, Австралия, г. Сидней.

Накопленный в процессе выполнения научно-исследовательских и проектных работ опыт позволил участвовать в выполнении НИОКР в рамках реализации постановления Правительства Российской Федерации от 9 апреля 2010 года №218 по теме "Создание современного высокотехнологичного производства по проектированию, изготовлению,

испытанию монтажу установок, компримирующих газообразные продукты для эффективного использования в транспортных системах и технологиях". В рамках проекта разработана и передана индустриальному партнеру методика оптимального проектирования проточной части компрессоров и ее компьютерная реализация, обеспечивающая создание машин с минимальным потреблением энергии (наивысшим КПД) и наилучшими массогабаритными показателями. Разработан проект компрессора ГПА нового поколения мощностью 25 МВт, а также спроектированы для последующих испытаний две серии модельных ступеней.

Лаборатория принимала участие в программе 5-100-2020 - «Создание центра экспериментальной сертификации (модельные эксперименты) проточных частей промышленных центробежных компрессоров мощностью до 64 МВт и развития методов газодинамического проектирования». Разработан проект экспериментального стенда для испытаний центробежных модельных ступеней, их исследования и определения газодинамических характеристик

Сотрудники НИИ принимали участие в выполнении НИОКР в интересах НПО «Климов» в рамках разработок новых авиационных двигателей по тематике «Разработка конструкции компрессора, турбин высокого и низкого давления расчетным методом, обеспечивающей технические характеристики, представленные в технических требованиях». В рамках проекта выработаны рекомендации по оптимальному проектированию сверхзвуковых компрессоров авиационных ГТД. Была предложена новая форма неподвижных элементов сверхзвуковых центробежных компрессоров в виде двухъярусных совмещенных лопаток лопаточного диффузора и спрямляющего аппарата, выполненных в виде плоских пластин. Выполнен газодинамический проект одноступенчатого центробежного компрессора ГТД на степень повышения давления 6,63 и число оборотов ротора 65000 об/мин.

Сотрудники лаборатории выиграли грант РФФИ «Анализ и развитие математической модели течения газа в центробежной компрессорной ступени». В рамках его выполнения была произведена оценка точности CFD-расчетов центробежных компрессорных ступеней, спроектированных на различные расчетные параметры и проведена обработка результатов экспериментальных исследований модельных центробежных компрессорных ступеней.

2017. Под эгидой АСКОМП проведена 17-я МНТК (г. Казань, республика Татарстан).

Защищена докторская диссертация К.В.Солдатовой на тему «Создание новой математической модели проточной части центробежных компрессоров и базы данных модельных ступеней».

На 10-й международной конференции "Компрессоры и их системы" в Лондоне сотрудники лаборатории "Газовая динамика турбомашин" представили 6 докладов - больше, чем любая другая организация-участник по разработке математических моделей и развитию компьютерных программ для проектирования центробежных компрессоров.

Выполнены проекты по заказам АО «Турбохолод» «Поверочный расчет, уточнение газодинамических параметров и профилирования центробежного компрессора ТК-4М «СПЧ-М-БОВ» и «Газодинамический проект центробежного компрессора ТК-17 СПЧ-М-БОВ».

Получен патент РФ на полезную модель в области центробежных компрессоров «Безлопаточный диффузор малорасходной центробежной компрессорной ступени» № 183324 (Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Соловьёва О.А.).

Ст.н.с. Дроздов А.А. награжден почетной грамотой СПбПУ за профессиональное мастерство, достижения и результаты в научной деятельности.

2018. Защищена кандидатская диссертация О.А.Соловьёвой на тему «Математическая модель для расчета газодинамических характеристик и оптимизации безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней».

Ведущий научный сотрудник Солдатова К.В. представила 3 доклада на 10-й Международной конференции по компьютерному моделированию и симуляции (10th International Conference on Computer Modeling and Simulation), Австралия, г. Сидней. Впервые на данной конференции принимали участие ученые из России. Представленные доклады посвящены проблемам применения современных вычислительных комплексов, таких как ANSYS CFX и NUMECA, и развитию Метода универсального моделирования для решения газодинамических задач при проектировании центробежных и осевых компрессоров. Представлено 8 докладов на Международной научной конференции «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства», г. Омск.

Выигран грант Российского научного фонда по мероприятию «Проведение исследований научными группами под руководством молодых ученых» Президентской программы исследовательских проектов, реализуемых ведущими учеными, в том числе молодыми учеными, на тему «Создание современных методов цифрового проектирования высокоэффективных центробежных компрессоров». Работа выполняется под руководством с.н.с., к.т.н. Дроздова А.А.

Выполнен проект по заказу АО «Турбохолод» "Оптимизация и газодинамическое проектирование центробежного компрессора ТК 18 на заданную скорость вращения 15500 об/мин".

Сотрудники лаборатории участвуют в выполнении работы «Создание виртуального испытательного полигона для проектирования и сертификации проточных частей промышленных центробежных компрессоров мощностью до 64 МВт и развития цифровых методов газодинамического проектирования» Центра Национальной технологической инициативы "Новые технологии производства". В рамках работы создан новый экспериментальный стенд лаборатории ЭЦК-55. Стенд предназначен для экспериментов с целью развития методов проектирования и проверки конкретных проектов промышленных центробежных компрессоров. Для стенда выбрана схема с открытым контуром и прямым приводом ротора модели от высокоскоростного асинхронного двигателя 10500 об/мин мощностью 55 кВт.

2019. В рамках 18-й Международной научно-технической конференции, проведенной Ассоциацией компрессорщиков и пневматиков на базе НИИ Турбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа (г. Казань, республика Татарстан), премия АН Республики Татарстан, диплом и почетная медаль за работу «Развитие научной школы турбокомпрессоростроения ЛПИ-СПБПУ Петра Великого, результаты сотрудничества с компрессоростроителями» вручены Ю.Б. Галеркину, А.Ф. Рекстину, К.В. Солдатовой, А.А. Дроздову и Ю.А. Попову.

На 11-й международной конференции "Компрессоры и их системы" (Лондон, университет Сити) сотрудниками НИЛ «Газовая динамика турбомашин» представлено 4 доклада по разработке математических моделей и развитию компьютерных программ для проектирования центробежных компрессоров, вызвавших большой интерес специалистов-компрессорщиков. Представлено 10 докладов на Международной научной конференции «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства», г. Омск.

В октябре 2019 г. прошел IX Петербургский Международный газовый форум. НИЛ «Газовая динамика турбомашин» представила достижения в разработке цифровых двойников центробежных компрессоров, программы их оптимального газодинамического проектирования, модельные пространственные осерадиальные рабочие колеса центробежных компрессоров перспективных ГПА собственной разработки для испытания на экспериментальном стенде. Представлены программы автоматизированного проектирования многоступенчатых поршневых компрессоров для автомобильных газонаполнительных компрессорных станций и других целей. Разработки вызвали большой интерес со стороны потребителей и производителей компрессорного оборудования.

Выполнен проект по заказу АО «Турбохолд» «Оптимизация и газодинамическое проектирование центробежного компрессора ТК 19 на заданную скорость вращения 17500 об/мин». Сотрудники лаборатории

участвовали в выполнении научных исследований в интересах ОКБ имени А.Люльки по тематике «Аэродинамическая оптимизация проточной части и профилей лопаток компрессора низкого давления двигателя АЛ-41СТ на виртуальном испытательном стенде». В рамках этой работы производилась оптимизация проточной части многоступенчатого осевого компрессора с целью повышения его КПД и запаса по помпажу, созданы программы оптимального газодинамического проектирования сверхзвуковых осевых компрессоров и профилирования их лопаточных аппаратов.

Получено 6 свидетельств о регистрации программ для ЭВМ: «Design and optimization of single shaft non cooled centrifugal compressor». Свид. № 2019662772 (Галеркин Ю.Б.), «Centrifugal compressor Performance map calculation». Свид. № 2019662921 (Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А., Рекстин А.Ф.), «Centrifugal stage Performance calculation». Свид. № 2019662981 (Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А.), «Программа оценки коэффициента полезного действия центробежных компрессорных ступеней по параметрам проектирования и критериям подобия». Свид. № 2019662982 (Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф.), «Optimal Design of Centrifugal Compressor». Свид. № 2019663034 (Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А.), «Optimal design of centrifugal stage». Свид. № 2019663554 (Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А.).

Д.т.н., проф. Розанову Л.Н. присвоено звание «Почетный работник науки и высоких технологий РФ».

Научные успехи с.н.с., к.т.н. Дроздова А.А. отмечены почетной грамотой Министерства образования и науки Российской Федерации.

Н.с., к.т.н. Соловьёва О.А. награждена почетной грамотой СПбПУ за высокий профессионализм и качество выполняемой работы.

2020. Защищена кандидатская диссертация В.Б. Семеновским на тему «Особенности газодинамического проектирования центробежных компрессоров турбодетандерных агрегатов и создание базы данных модельных ступеней по результатам заводских испытаний».

Выпущено три учебных пособия: «Расчет семейства характеристик центробежных компрессоров при помощи учебной программы РСХЦК-Г5» (Ю.Б.Галеркин, А.Ф.Рекстин, А.А.Дроздов, К.В.Солдатова, О.А.Соловьёва), «Предварительное проектирование центробежных компрессоров при помощи программы ППЦК-Г8Р» (Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А., Соловьёва О.А., Маренина Л.Н., Семеновский В.Б.), «Особенности газодинамических характеристик турбокомпрессоров» (Галеркин Ю.Б., Семеновский В.Б., Соловьёва О.А., Маренина Л.Н., Дроздов А.А., Котлов А.А.) и лабораторный практикум «Программный пакет MATLAB. Вычислительные методы и визуализация данных» (Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Попова Е.Ю., Уцеховский А.А., Соловьёва О.А., Маренина Л.Н., Семеновский В.Б., Броднев П.Н.).

Получено 6 свидетельств о регистрации программ для ЭВМ: «Программа для анализа пространственного потока осевых ступеней». Свид. № 2020617605 (Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А., Соловьёва О.А.), «Программа расчета сверхзвуковой осевой компрессорной ступени». Свид. № 2020617670 (Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф. Семеновский В.Б.), «Программа расчета семейства характеристик центробежных компрессоров РСХЦК-Г5». Свид. № 2020617671 (Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А.), «Расчет коэффициента полезного действия и основных размеров осевого нагнетателя газоперекачивающего агрегата» (Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А., Рекстин А.Ф.), «Расчет коэффициента полезного действия и основных размеров осевого компрессора ДОК-ГП09» (Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А., Семеновский В.Б.), «Программа автоматизированного построения проточной части ступени центробежного компрессора». Свид. № 2020665490 (Войнов И.Б., Керестень И.А., Закиров О.А., Дроздов А.А.).

Сотрудники ЛГДТМ представили 8 докладов на Международной научной конференции «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства», г. Омск. Авторы доклада «Оптимизация осерадиального рабочего колеса центробежной компрессорной ступени одномерными, квазитрехмерными и CFD-методами» Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А. и Соловьёва О.А. награждены дипломом I степени на подсекции «Численное моделирование рабочих процессов».

Научные успехи с.н.с., к.т.н. Соловьёвой О.А. отмечены почетной грамотой Министерства образования и науки Российской Федерации.

Выполнен проект по заказу АО «Турбохолд» «Оптимизация и газодинамическое проектирование центробежного компрессора ТК22 на заданную скорость вращения 13500 об/мин. Расчет газодинамических характеристик на 15 режимах».

2021. Защищена кандидатская диссертация Л.Н. Марениной на тему «Исследование течения газа в обратно-направляющих аппаратах центробежных компрессоров методами вычислительной газодинамики, разработка рекомендаций для первичного проектирования». Защищены докторские диссертации А.А. Дроздовым на тему «Разработка математической модели расчёта и проектирования центробежных компрессоров на основе расчетно-экспериментальных исследований и ее практическое применение» и А.Ф. Рекстиным на тему «Научные основы и реализация метода первичного проектирования проточной части центробежных компрессоров».

Получено 6 свидетельств о регистрации программ для ЭВМ: «Программа для выполнения вариантного расчета центробежного компрессора турбодетандерного агрегата». Свид. № 2021617552 (Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А., Соловьёва О.А., Семеновский В.Б.), «Программа для оптимизации проточной части и расчет характеристик промышленного центробежного компрессора». Свид. № 2021617416

(Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А., Рекстин А.Ф.), «Программа сценариев для виртуальной лаборатории Газпром». Свид. № 2021681565 (Купцов А.О., Тихонов Д.В., Разинкина Е.М., Петреня Ю.К., Дроздов А.А., Семеновский В.Б.), «Программа управления игроком для виртуальной лаборатории Газпром» Свид. № 2021681566 (Казаков Д.В., Лихолетов М.Д., Лексашов А.В., Дроздов А.А., Семеновский В.Б.), «Программа интерактивных объектов для виртуальной лаборатории Газпром» Свид. № 2021681621 (Казаков Д.В., Тихонов Д.В., Разинкина Е.М., Петреня Ю.К., Дроздов А.А., Семеновский В.Б.), «Программа подсказок для виртуальной лаборатории Газпром». Свид. № 2021681856 (Казаков Д.В., Болсуновская М.В., Дроздов А.А., Семеновский В.Б.).

Сотрудники ЛГДТМ представили 6 докладов на Международной научной конференции «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства», г. Омск.

Выполнены проекты по заказу АО «Турбохолд» «Исследование характеристик и оптимальное проектирование компрессоров ТК23 и ТК24 (две СПЧ для ТДА Ево-Яхинское)» и «Оптимизация и газодинамическое проектирование центробежного компрессора ТК27 с расчетом 6 режимов.».

2022. Получено 1 свидетельство о регистрации программ для ЭВМ: «Программа вращения объектов для виртуальной лаборатории Газпром». Свид. № 2022610250 (Казаков Д.В., Лихолетов М.Д., Дроздов А.А., Семеновский В.Б.)

Сотрудники ЛГДТМ представили 6 докладов на Международной научной конференции «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства», г. Омск. Авторы доклада «Оптимизация осерадиального рабочего колеса центробежной компрессорной ступени одномерными, квазитрехмерными и CFD-методами» Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А. и Соловьёва О.А. награждены дипломом I степени на подсекции «Машины и аппараты химических производств». Авторы доклада «Численное исследование скорости на входе в лопаточных решетках радиальных и осерадиальных рабочих колес» Рекстин А.Ф. и Соловьёва О.А. награждены дипломом II степени на подсекции «Машины и аппараты химических производств».

Научные успехи ст.пр., к.т.н. Марениной Л.Н. отмечены благодарностью Министерства науки и высшего образования РФ за «значительный вклад в развитие сферы образования и многолетний добросовестный труд».

В 2022 г. утверждено звание Почетный работник СПБПУ. Первым среди ученых это звание присвоено Ю.Б. Галеркину.

За научные достижения доц., к.т.н. Соловьёва О.А. награждена нагрудным знаком Минобрнауки России «Молодой ученый» в 2022 г.

Выполнен проект по заказу АО «Турбохолд» «Исследование характеристик и оптимальное проектирование компрессора ТК26».

6.2 Диссертационные работы сотрудников политехнической научной школы турбокомпрессоростроения

1963

Ю.Б.Галёркин «Исследование элементов проточной части малорасходных центробежных ступеней». Научный руководитель К.П.Селезнёв.

1965

В.И.Зыков «Исследование аэродинамики межступенчатых каналов центробежного компрессора». Научный руководитель К.П.Селезнёв, н.г. Ю.Б. Галеркина

1967

А.А.Данилов «Исследование влияния входного угла лопаток на эффективность центробежных РК». Научный руководитель К.П.Селезнёв, н.г. Ю.Б. Галеркина

Б.И.Игнатов «Теоретические и экспериментальные исследования полосовых самодействующих клапанов с неметаллическими элементами». Научный руководитель Б.С.Фотин

А.Мифтахов «Исследование аэродинамики течения в улитках центробежных компрессоров». Научный руководитель К.П.Селезнёв

1969

Л.Я.Стрижак «Исследование влияния формы межлопаточных каналов центробежного РК на его характеристики». Научный руководитель К.П.Селезнёв, н.г.Ю.Б. Галеркина

А.С.Нуждин «Исследование безлопаточных диффузоров ЦК». Научный руководитель К.П.Селезнёв, н.г.Ю.Б. Галеркина

1971

А.В.Зуев «Исследование рабочих колёс центробежных компрессоров с различным законом распределения скоростей по лопаткам». Научный руководитель К.П.Селезнёв, н.г.Ю.Б. Галеркина

1973

Л.К.Чернявский «Аэродинамическое исследование ступени центробежного компрессора с встроенными промежуточными охладителями». Научный руководитель К.П.Селезнёв, н.г.Ю.Б. Галеркина

А.Г. Никифоров «Исследование потерь в двухзвенной ступени центробежного компрессора» Научный руководитель К.П.Селезнёв, н.г. Ю.Б. Галеркин

1974

Галеркин Ю. Б. «Исследование, методы расчета и проектирование проточной части стационарных центробежных компрессоров»

1977

В.П.Митрофанов «Исследование течения газа в центробежных компрессорных колёсах с различным характером распределения скоростей и нагрузки по лопаткам». Научный руководитель Ю.Б.Галёркин
А.Е.Козлов «Исследование эффективности стационарных центробежных компрессорных ступеней методом математического моделирования». Научный руководитель Ю.Б.Галёркин

1980

В.В.Тихонов «Разработка метода расчёта энергетических характеристик ступени центробежного компрессора на основе математического моделирования рабочего процесса». Научный руководитель Ю.Б.Галёркин

1982

Р. Набавани «Разработка ступеней с улучшенными конструктивными параметрами для проточной части второго поколения УЦКМ». Научный руководитель Ю.Б.Галёркин

М.Р.Полес «Разработка методов проектирования ступеней промышленных центробежных компрессоров с высокорасходными рабочими колёсами с пространственными лопатками». Научный руководитель Ю.Б.Галёркин

1985

С.В.Локтаев «Анализ пространственного течения и профилирования рабочих колёс унифицированных центробежных компрессорных ступеней повышенной эффективности». Научный руководитель Ю.Б.Галёркин

В.А.Михайлов «Математическая модель для расчёта энергетических характеристик центробежных компрессорных ступеней в квазитрёхмерной постановке». Научный руководитель Ю.Б.Галёркин.

1987

В.М. Костюченко «Разработка математической модели многоцелевого расчётного комплекса для системы автоматизированного проектирования проточной части центробежной компрессорной ступени». Научный руководитель Ю.Б.Галёркин,

1989

Цой Мен Хен «Повышение эффективности проточной части центробежных ступеней пониженной быстроходности на основе расчётно-теоретического и экспериментального исследования». Научный руководитель Ю.Б.Галёркин.

1990

А.Ф.Рекстин «Оптимизация проточной части промежуточных ступеней центробежного компрессора с применением математической модели потерь и элементов САПР». Научный руководитель Ю.Б.Галёркин

1992

Е.Ю.Попова «Оптимизация основных параметров ступеней турбомашин на основе математического моделирования» Научный руководитель А.И.Кириллов.

С.Х.Муратов «Совершенствование методов проектирования и оптимизация центробежных ступеней дожимных компрессоров на основе физических и численных экспериментов. Научный руководитель Ю.Б.Галёркин

2000

К.А.Данилов «Создание математической модели программных комплексов для оптимального газодинамического проектирования холодильных центробежных компрессоров». Научный руководитель Ю.Б.Галёркин

2003

А.Ю.Прокофьев «Совершенствование метода оптимального проектирования центробежных компрессорных ступеней введением модели потерь напора в квазитрёхмерной постановке». Научный руководитель Ю.Б.Галёркин

2004

Л.И.Козаченко «Уточнение рекомендаций по оптимальному проектированию центробежных компрессорных ступеней на основе экспериментальных исследований». Научный руководитель Ю.Б.Галёркин

2007

Ю.В.Кожухов «Анализ и математическое моделирование напорной характеристики центробежного колеса с использованием результатов расчёта невязкого квазитрёхмерного потока». Научный руководитель Ю.Б.Галёркин,

К.В.Солдатова «Анализ движения газа в зазоре «покрывающий диск-корпус» центробежной компрессорной ступени численными методами, рекомендации по проектированию». Научный руководитель Ю.Б.Галёркин

2009

Д.М.Гамбургер «Численное моделирование течения вязкого газа в центробежной компрессорной ступени: методика и результаты». Научный руководитель Ю.Б.Галёркин

2010

Лысякова А.А. «Совершенствование программ расчета характеристик центробежных компрессорных ступеней с использованием обобщенных диаграмм скоростей обтекания лопаток». Научный руководитель Ю.Б.Галёркин.

Попов Ю.А. «Совершенствование и анализ прочной части осевых компрессоров и ступеней с использованием результатов испытания лопаточных решеток». Научный руководитель Ю.Б.Галёркин.

Московко Ю.Г. «Методика проектирования и разработка энергоэффективных осевых вентиляторов с профилями лопаток специальной формы». Научный руководитель Ю.Б.Галёркин.

2012

Карпов А.Н. «Методика моделирования напорной характеристики центробежного компрессорного колеса по результатам испытаний модельных ступеней». Научный руководитель Ю.Б.Галёркин.

2016

Дроздов А.А. «Метод проектирования центробежных компрессоров с осерадиальными рабочими колесами». Научный руководитель Ю.Б.Галёркин.

2017

Солдатов К.В. «Создание новой математической модели проточной части центробежных компрессоров и базы данных модельных ступеней» Дис. д-ра техн. наук. Научный консультант Ю.Б.Галёркин

2018

Соловьёва О.А. «Математическая модель для расчета газодинамических характеристик и оптимизации безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней». Научный руководитель Ю.Б.Галёркин.

2020

Семёновский В.Б. «Особенности газодинамического проектирования центробежных компрессоров турбодетандерных агрегатов и создание базы данных модельных ступеней по результатам заводских испытаний». Научный руководитель Ю.Б.Галёркин.

2021

Маренина Л.Н. «Исследование течения газа в обратно-направляющих аппаратах центробежных компрессоров методами вычислительной газодинамики, разработка рекомендаций для первичного проектирования». Научный руководитель Ю.Б.Галёркин.

Дроздов А.А. «Разработка математической модели расчёта и проектирования центробежных компрессоров на основе расчетно-экспериментальных исследований и ее практическое применение». Дис. д-ра техн. наук. Научный консультант Ю.Б.Галёркин

Рекстин А.Ф. «Научные основы и реализация метода первичного проектирования проточной части центробежных компрессоров». Дис. д-ра техн. наук. Научный консультант Ю.Б.Галёркин

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Библиографическая серия выдающиеся ученые СПбГПУ
Юрий Борисович Галеркин

Краткое описание деятельности, факты биографии и библиографический список изданы по инициативе и при участии ректора СПбГПУ академика РАН Ю.С.Васильева. Текст издания приведен без редактирования. Удалены некоторые иллюстрации, приведенные в основном тексте книги. Библиографический список дополнен до конца 2022 г. Фотографии из раздела «Хобби разных лет» представлены вместе с другими фото из архива Ю.Б.Галеркины в разделе П.2.

Министерство образования и науки Российской
Федерации

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Библиографическая серия:
Выдающиеся ученые СПбГПУ

**ЮРИЙ БОРИСОВИЧ
ГАЛЕРКИН**

Ю.С. ВАСИЛЬЕВ, Г.П. ПОРШНЕВ,
Е.В. ДЕМЕНТЬЕВА, К.В. СОЛДАТОВА

Санкт-Петербург
Издательство Политехнического университета
2011

СОДЕРЖАНИЕ

Краткий очерк жизни и деятельности Юрия Борисовича Галеркина	3
Ученичество	3
Строительство проблемной лаборатории. Начало научных исследований	4
Разработка методов и приборов для измерения параметров потока в относительном движении	8
Начало исследовательской работы по газовой динамике	10
Исследование и разработка метода профилирования безлопаточных диффузоров	11
Создание нового метода проектирования проточной части центробежных компрессорных ступеней	12
1. Создание Метода универсального моделирования	16
2. Научные исследования на базе численных экспериментов	19
3. Научно-организационная работа	20
Международное сотрудничество	21
Прикладные результаты	23
Учебно-методическая работа	24
Хронологический указатель трудов	26
Награды Ю.Б. Галеркина	56
Приложения	58

КРАТКИЙ ОЧЕРК ЖИЗНИ И ДЕЯТЕЛЬНОСТИ ЮРИЯ БОРИСОВИЧА ГАЛЕРКИНА

Ученичество

Родился 24 июля 1933г. в Ленинграде. Отец, Борис Донович (1897-1946), агроном, во время Великой Отечественной Войны – рядовой на Ленинградском фронте (Ораниенбаумский пятачок), затем на Волховском фронте. Мать, Екатерина Антоновна (1907-1979), до войны – главный бухгалтер производства Текстильного института. Во время войны и после – главный бухгалтер одного из отделов Финляндской железной дороги. Старший брат, Владимир(1927-1989), во время войны – грузчик, электрослесарь, шлифовщик оптического стекла, водитель грузовика. После войны получив среднее, затем высшее техническое железнодорожное образование, работал помощником машиниста паровоза, машинистом паровоза, инженером-железнодорожником.

В июле 1941 года из детей сотрудников Текстильного института был скомплектован детдом, отправленный в эвакуацию в город Ростов-Ярославский. Там Ю.Б.Галеркин начал школьное образование. В связи с наступлением немцев на Москву, детдом был эвакуирован в Ташкент. Несмотря на известную поговорку «Ташкент – город хлебный», жизнь у эвакуированных детей была голодная. Основные продукты – сахарная свекла и подсолнечный жмых. В 1943 году старший брат Владимир, достигший 16-летнего возраста, был выпущен из детского дома. Обладая незаурядной физической силой, работал грузчиком на текстильном комбинате. Затем поступил в техникум. Поскольку там ему, фактически, угрожала голодная смерть, мать приехала за сыновьями в Ташкент и отвезла их к тетке, в Подмосковье, где их двоюродный брат был главным инженером оптического завода, после чего вернулась в осажденный Ленинград. В это время блокада была прорвана, но не снята. Поезда ходили вдоль левого берега Невы на Волхов в 2-3 километрах от немецких позиций. Поэтому, поезда с большим риском ходили только ночью. Обладая оптимистичным и спокойным нравом, Екатерина Антоновна мирно спала, в то время как поезд проходил наиболее опасные участки.

В марте 1944 года, сразу же после снятия блокады, Ю.Б. Галеркин вернулся в Ленинград по еще полностью не восстановленной железнодорожной линии. В Ленинграде учился в 311, 321 и 308 школе, которую окончил в 1951 году. Старший брат Владимир отличался большой любознательностью и непостоянством интересов, занимаясь самыми разными видами спорта – от радиолюбительства до прыжков с парашютом. Будучи под его большим влиянием, Ю.Б. Галеркин дошел вместе с ним в 1946 г. до мотоклуба ДОСААФ, где и остался на многие

годы (до 1954 г.). Несмотря на сложное материальное положение семьи, Ю.Б.Галеркин нашел возможность, устроившись на работу, приобрести свой первый (очень плохой) мотоцикл в 13 лет.

По окончании школы поступление в военное училище казалось приемлемым способом решения материальных проблем. Однако, после сдачи 25 экзаменов подряд (12 выпускных в средней школе, затем, с перерывом в 3 дня, еще 13 в Военно-воздушную инженерную академию), кровяное давление абитуриента возросло до 200 мм рт.ст., что не понравилось медицинской комиссии. Следующим логичным шагом для члена команды ДОСААФ по мотокроссу было поступление на кафедру автомобилей и тракторов ЛПИ.

В марте 1953 года Ю.Б.Галеркин был приглашен доцентом Николаем Александровичем Носовым (позже профессор, заведующий кафедрой, декан факультета) для работы по созданию комплекса аппаратуры для ходовых испытаний автомобилей (танков). Ю.Б.Галеркин считает Н.А.Носова своим первым учителем, оказавшим большое влияние на его профессиональное становление. Можно считать, что с этого момента началась профессиональная работа Ю.Б.Галеркина в качестве инженера-конструктора. Ему было поручено создание довольно сложного электромеханического устройства, в процессе чего им была самостоятельно разработана его общая конструктивная схема, принцип действия отдельных узлов, выполнено рабочее проектирование, курирование изготовления и сборки, наладка и доводка прибора, сдача заказчику. Хотя спустя год, в связи с закрытием специальности «Автомобили», Ю.Б.Галеркин был переведен на кафедру компрессоростроения, он еще значительное время продолжал работать с Н.А.Носовым.

Ю.Б.Галеркин с благодарностью вспоминает содержательные и доходчиво изложенные лекции преподавателей кафедры компрессоростроения С.Е.Захаренко, В.А.Дмитревского, Б.С.Фотина, К.П.Селезнева. Важной частью своего обучения Ю.Б. считает преддипломную практику и дипломное проектирование в отделе компрессоров КБ завода имени В.Я.Климова (тогда он не носил этого имени, т.к. знаменитый конструктор был еще жив и иногда появлялся в КБ). Большое впечатление произвели заботливое и внимательное отношение руководителя дипломного проекта, начальника отдела Сергея Александровича Кирзнера, его казавшиеся безграничными познания.

СТРОИТЕЛЬСТВО ПРОБЛЕМНОЙ ЛАБОРАТОРИИ. НАЧАЛО НАУЧНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Ю.Б.Галеркин защитил дипломный проект в феврале 1957 года. В конце 1956 года вышло постановление Правительства об организации в ВУЗах научно-исследовательских центров, так называемых проблемных лабораторий. Шесть таких лабораторий создавались в ЛПИ, одна из них – проблемная лаборатория компрессоростроения. Заведующий кафедрой и декан факультета проф. С.Е.Захаренко пригласил Ю.Б.Галеркина для работы по созданию лаборатории. Первым и практически единственным сотрудником лаборатории он стал в марте 1957 г. (поступившая на работу вместе с ним Л.И.Белова участия в создании лаборатории не принимала, занимаясь решением частных научно-исследовательских задач по свободнопоршневым дизель-компрессорам).

Для организации лаборатории Правительством был выделен 1 миллион рублей и карт-бланш на приобретение любого стандартного и заказа нестандартного оборудования и материалов (как известно, при плановой экономике для приобретения чего-либо помимо денег требовались так называемые фонды, т.е. разрешения Госплана). Для размещения лаборатории была выделена полуразрушенная пристройка к Механическому корпусу. Основными направлениями научно-исследовательской деятельности проблемной лаборатории были выбраны рабочие процессы центробежных компрессоров, поршневых компрессоров и свободнопоршневых компрессоров. В первую очередь предстояло создать достаточно мощный универсальный стенд для испытания центробежных компрессорных ступеней и секций. Для ознакомления с устройством стендов и методикой измерений и испытаний Ю.Б.Галеркин был командирован в ЦИАМ и ЦАГИ. Для стенда проблемной лаборатории была выбрана схема с регулируемым электроприводом (так называемый «пятимашинный агрегат»). Реконструкция помещения проблемной лаборатории и строительные работы, необходимые для размещения стенда и электрических установок, производились привлекаемыми строительными организациями под наблюдением Ю.Б.Галеркина. В порядке опции, было заказано и установлено металлическое перекрытие в основном помещении кафедры. На нем сейчас расположены пульты управления стендами и помещения научной группы «Нестационарные процессы».

Электрическое оборудование было заказано Ю.Б.Галеркиным на заводе «Электросила», а балансирный двигатель постоянного тока на Харьковском электромеханическом заводе. Механическую часть стенда поставил Невский машиностроительный завод (этим вопросом занимались

С.Н.Шкарбуль и Ф.С.Рекстин). Параллельно Ю.Б.Галеркиным были заказаны измерительные и регистрирующие приборы, электроника, необходимые материалы, спроектированы и изготовлены вспомогательные устройства (входные фильтры, глушители шума на выхлопе и т.п.).

Создание материальной базы лаборатории шло в соответствии с планом. Большую помощь оказывали коллеги - турбинисты, строившие свою проблемную лабораторию Турбиностроения. Очень много сделал профессор М.Н.Бушуев, имевший хорошие дружеские связи с нужными промышленными предприятиями. Однако на заключительной стадии создания первого мощного стенда возникли проблемы. Изготовленный для лаборатории балансирный двигатель был забран Военно-промышленной комиссией для неких оборонных целей. Это означало не только задержку, а полную невозможность ввести лабораторию в строй, т.к. Госплан отказался повторно выдать фонды на изготовление двигателя в следующем году. Положение спасло то, что Ю.Б.Галеркин обратился за помощью в отдел науки очень влиятельной тогда газеты «Известия» (ее главный редактор был зятем Н.С.Хрущева). При поддержке газеты фонд был получен, а двигатель поставлен, хотя и с опозданием на год.

Тем не менее, стенд был запущен вовремя с помощью временно установленного асинхронного двигателя. Сложность заключалась в том, что обороты этого двигателя не регулировались, и стенд должен был сразу же выйти на полную скорость 18000 об/мин, что соответствовало окружной скорости 315 м/с модельного рабочего колеса. При каких-либо неисправностях в работе масляной системы, сборки подшипников, центровке, практически мгновенный выход на полные обороты мог привести к аварии. К счастью, к моменту пуска стенда в 1959 году, на кафедре уже работали механики высочайшей квалификации В.С.Серегин и А.И.Дмитриев, которые обеспечили высококачественную сборку и центровку агрегатов стенда. Через год поступил штатный электродвигатель, и эксперименты стали практически непрерывными.

Здесь еще раз нужно отметить огромный вклад в создание и функционирование проблемной лаборатории группы механиков во главе с Владимиром Сергеевичем Серегинным. Его привел на кафедру с завода «Компрессор» доц. В.А.Дмитревский, который длительное время был главным конструктором этого предприятия. Рабочий – интеллигент, слесарь-инструментальщик и лекальщик высочайшей квалификации, В.С.Серегин освоил на заводе технологию изготовления плунжерных пар топливной аппаратуры дизелей, что требует микронной точности. Эта технология была использована им при создании аппаратуры для измерения давлений во вращающихся рабочих колесах центробежных ступеней и других приборов проблемной лаборатории компрессоростроения. Светлая голова и золотые руки характеризуют так

же и А.И.Дмитриева, который пришел на кафедру чуть позже. В.С.Серегин, А.И.Дмитриев и токарь высочайшей квалификации Г.Г.Соболев сейчас на пенсии. Долгое время в группе механиков работал В.И. Зараев. После завершения учебы в ЛПИ, он работает сейчас заведующим учебной лабораторией кафедры и в составе научной группы Ю.Б.Галеркина обеспечивает экспериментальную часть исследований. Нужно так же отметить большой вклад токаря Ф.А.Крауклиша и механика А.И.Савенка. Вообще через группу механиков кафедры прошли десятки молодых людей, получившие высокую квалификацию и применяющие ее на предприятиях города. В 1960 – 1990 годы лаборатория фактически являлась мини-профтехучилищем.

С пуском стенда ЭЦК-3 формально закончился этап создания материальной базы проблемной лаборатории компрессоросторения. Однако, развитие материальной базы продолжалось и далее. В середине 1960-х годов в главном машинном зале силами научной группы Ю.Б.Галеркина (основной исполнитель – выпускник кафедры асп. А.А.Данилов) был построен стенд ЭЦК-4. Эта установка эффективно использована для научных экспериментов и отработки трех поколений модельных ступеней, проверки газодинамических ряда мощных компрессоров, выпускаемых отечественной промышленностью и некоторыми зарубежными компаниями. Чуть позже рядом был установлен стенд ЭЦК-5, построенный В.И.Зыковым и его только что созданной научной группой. В 1970 гг. научной группой Ю.Б.Галеркина (основной исполнитель – выпускник кафедры М.Р.Полес) был построен стенд ЭЦК-6, на котором проведен цикл исследований высокорасходных ступеней с осерадиальными пространственными рабочими колесами. Основное оборудование стенда было безвозмездно передано кафедре СКБ по компрессоростроению (г. Казань) по инициативе его руководителя проф. д.т.н. И.Г.Хисамеева.

Помимо наличия материальной базы, успех научных исследований требует применения эффективных методов экспериментального исследования. В момент создания проблемной лаборатории Ф.С.Рекстин уже вел исследовательские работы на небольшом стенде ЭЦК-1 для испытания модельных ступеней. Но заданию НЗЛ был поставлен обширный цикл экспериментов по применению различных методов для измерений характеристик центробежных ступеней. Сопоставлялись различные методы измерения скорости вращения, передаваемого момента, температур и давлений. Разрабатывались новые конструкции приемников давления, наиболее подходящих для исследования центробежных ступеней, размеры каналов которых значительно меньше, чем у осевых турбомашин. На заключительной стадии работы Ф.С.Рекстин привлек к ней также и Ю.Б.Галеркин. Позже, на основании полученного опыта, ими была написана книга «Методы исследования центробежных

компрессорных машин» (1969 г.), которая была популярна в течение многих лет не только среди компрессорщиков, но и специалистов самых разных областей. Приборные мастерские ЛПИ много лет выпускали приемники давления и координатники конструкции кафедры по заказам многих предприятий и исследовательских организаций.

РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ И ПРИБОРОВ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА В ОТНОСИТЕЛЬНОМ ДВИЖЕНИИ

Рабочее колесо является важнейшим элементом ступени. К тому же характер течения в нем наиболее сложен, обладает спецификой, присущей только центробежным рабочим колесам. Понятна важность информации о поле параметров потока в колесе и трудность получения такой информации. Исследование течения внутри вращающихся рабочих колес было выбрано как одно из важных конкретных направлений работы проблемной лаборатории.

Работы пошли по двум направлениям. С.Н.Шкарбуль решил создать специализированную установку по старой американской схеме – вертикальный вал с U – образными жидкостными манометрами вокруг его оси. Манометры соединялись с приемниками давления внутри испытуемого колеса, а считывание данных с вращающихся манометров производилось визуально с помощью стробоскопа. Под действием центробежной силы мениск жидкости в трубках манометра размывался уже при двух – трех сотнях об/мин. С.Н.Шкарбуль предложил применить для манометров капиллярные трубки. Это повысило предельную скорость вращения примерно до 2000 об/мин, но вызвало необходимость тарировать вращающиеся манометры с помощью специального передатчика давления. По схеме С.Н.Шкарбуля стенд ЭЦК –2 в 1957 году сконструировал Ю.Б.Галеркин.

Вскоре стенд был изготовлен на НЗЛ и С.Н.Шкарбуль начал эксперименты по измерению параметров потока в рабочих колесах, но при окружных скоростях не более 60-70 м/с (диаметр экспериментальных рабочих колес на этом стенде равен 610 мм)³.

Ю.Б.Галеркин параллельно с работой по строительству проблемной лаборатории было поручено создать измерительный комплекс для регистрации параметров потока внутри вращающихся рабочих колес центробежных ступеней при высоких окружных скоростях на обычных стендах для испытания модельных ступеней. Основным элементом комплекса – передатчик давления от приемников давления в рабочем колесе на неподвижный регистрирующий прибор. Для установки внутри всасывающего патрубка модельной ступени прибор не должен был быть

³ Позже стенд был модернизирован Л.К. Чернявским и А.В. Герасимовым заменой вращающихся манометров передатчиком давления по схеме Ю.Б. Галеркина (описана ниже), что значительно упростило и ускорило эксперименты

больше 60 – 70 мм в диаметре. Максимальная скорость вращения прибора должна была быть такая же, как у стендов проблемной лаборатории – 18 000 об/мин.

Ю.Б.Галеркин познакомился со схемами приборов, применявшихся в ЦИАМ при испытании модельных ступеней осевых компрессоров. Были разработаны и собственные схемы передатчиков давления. Для испытания и отработки передатчиков был сконструирован и изготовлен мастерскими ЛПИ специальный стенд (1959 г.), включающий электропривод, повышающий зубчатую передачу, приборы для контроля герметичности передатчика давления и состояния стенда. Надо сказать, что конструкторская школа, которую Ю.Б.Галеркин прошел еще в студенческие годы, позволила ему легко справляться с этими задачами. Пришедшие на приемку стенда К.П.Селезнев и Ф.С.Рекстин были буквально потрясены внешним видом и функционированием систем стенда, созданного «молодым специалистом».

Испытания показали, что известные конструкции передатчиков давления отличаются малым ресурсом, не обеспечивают стабильной герметичности уплотнения при передаче давления с вращающегося вала. Стало ясно так же, что многоточечный прибор (допускает соединение каждого из нескольких десятков приемников давления в колесе со своим регистрирующим прибором) практически не осуществим. В результате работы был создан одноточечный передатчик с переключающим устройством на 33 точки. Предложенная Ю.Б.Галеркиным схема и конструкция прибора такова, что его допустимая скорость вращения ограничивается только работоспособностью подшипников. Переключающее устройство и уплотнение передатчика практически не изнашиваются, что подтвердила многолетняя практика эксплуатации.

В результате работы были созданы так же приемники давления для размещения внутри рабочих колес, разработана конструкция соединительных трактов, решены методические вопросы постановки экспериментов и обработки результатов. Следует отметить значительный вклад В.С.Серегина в создание передатчика давления. В частности, он предложил осуществить уплотнение распределительного и избирательного дисков переключающего устройства прецизионной притиркой их поверхностей. Он сам же и осуществил эту притирку. Разработанный передатчик давления защищен авторскими свидетельствами и не имеет аналогов.

С помощью этого прибора научной группой Ю.Б.Галеркина в последующие годы проведены обширные эксперименты (А.А.Данилов, В.В.Козлов, В.П.Митрофанов, А.В.Зуев). Вместе с данными научной группы С.Н.Шкарбуля – Л.К.Чернявского эти результаты оказали значительное влияние на понимание рабочего процесса и формулирование современных методов газодинамического проектирования центробежных

ступеней. Созданию методики измерения в РК посвящены разделы упомянутой выше книги 1969 г.

НАЧАЛО ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОЙ РАБОТЫ ПО ГАЗОВОЙ ДИНАМИКЕ

В 1958 году из двухгодичной командировки в КНР вернулся К.П.Селезнев, который возглавил работы в области центробежных компрессоров, а затем, в связи с болезнью С.Е.Захаренко, и всей кафедры в целом. Огромная энергия, трудолюбие, эрудиция и целеустремленность К.П.Селезнева производила сильное впечатление на его коллег. Его отличало также и пристальное внимание к профессиональному росту младших членов коллектива. Он сразу же обратил внимание на то, что Ю.Б.Галеркин занят исключительно решением инженерных задач и производственных вопросов, и сформулировал для него первое самостоятельное научное направление.

Ю.Б.Галеркин начал самостоятельные исследования газовой динамики центробежных компрессоров в 1958 году, сразу же после пуска первого экспериментального стенда проблемной лаборатории с временным электродвигателем. В то время центробежные компрессоры применялись почти исключительно для сжатия воздуха и некоторых других газов при небольших давлениях и больших расходах. Первые эксперименты проблемной лаборатории делались в интересах НИИХиммаша, который разрабатывал один из первых высоконапорных малорасходных центробежных компрессоров. Испытывалась модель первой ступени этого компрессора. Она имела рабочее колесо с малой относительной шириной и углом выхода лопаток 90° , окружная скорость 315 м/с. Испытания показали довольно высокую эффективность этой ступени, что предопределило значительное внимание, уделявшееся в дальнейшем в планах проблемной лаборатории созданию высоконапорных ступеней. Работа была важной также и потому, что, фактически, она стала образцом постановки модельных экспериментов с измерением потока в нескольких контрольных сечениях. Таким образом, получалась информация не только по газодинамическим характеристикам ступени в целом, но и по характеристикам ее отдельных элементов. На такой постановке экспериментов особенно настаивал К.П.Селезнев.

Темой кандидатской диссертации Ю.Б.Галеркина стало предложенное К.П.Селезневым исследование малорасходных центробежных компрессорных ступеней (защищена в 1963 г.). Объектами экспериментов были ступени с тремя рабочими колесами различной напорности (с различными выходными углами лопаток). Высота лопаток этих колес постепенно уменьшалась до относительной ширины колеса 0,5%. Ступени имели лопаточные и безлопаточные диффузоры. Планирование эксперимента с позиции современного рабочего процесса представляется достаточно наивным. Однако, по тем временам работа

была новаторской, первым систематическим исследованием ступеней с малой и очень малой производительностью. Работа показала, что КПД центробежных ступеней при малой производительности снижается не так сильно, как это представлялось на основе существовавших теоретических представлений, и экстраполяции результатов экспериментов со ступенями большей расходности. Оказалось, в частности, что классические формулы для расчета дискового трения и протечек в лабиринтных уплотнениях колеса дают явно завышенные значения соответствующих потерь напора.

Теоретический анализ в работе был практически одномерным, но достаточно подробным и содержательным. Это позволило второму официальному оппоненту В.Ф.Рису (главный конструктор НЗЛ был тогда еще кандидатом технических наук) назвать диссертанта «способным мыслителем». Первый оппонент, профессор - турбинист С.А.Кантор решительно поддержал диссертацию на защите, однако при последующей дискуссии в Доме Ученых посоветовал в дальнейшем переходить к более сложным физическим схемам течения. Таковую же позицию занимал и К.П.Селезнев, что и начало реализовываться в начале 60-х годов, когда под руководством Ю.Б.Галеркина была создана научная группа «Газовая динамика центробежных компрессоров». В состав группы вошли тогда В.И.Зыков, Л.Я.Стрижак, И.П.Суслина.

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА МЕТОДА ПРОФИЛИРОВАНИЯ БЕЗЛОПАТОЧНЫХ ДИФFUЗОРОВ

Отечественные промышленные центробежные компрессоры традиционно снабжались лопаточными диффузорами, обеспечивающими высокий КПД на расчетном режиме и вблизи него. В начале 1960 г среди отечественных исследователей стала популярна идея повышения эффективности безлопаточных диффузоров за счет их профилирования в меридиональной плоскости. Преимуществом безлопаточных диффузоров является более широкая зона работы. Известно так же, что волна давления от лопаток диффузоров создает нестационарную нагрузку на диски и лопатки колеса, что может привести к усталостным поломкам, особенно при высоких давлениях газа. В противовес отечественной практике, западные фирмы обычно отдавали предпочтение безлопаточным диффузорам.

Научной группе Ю.Б.Галеркина было поручено исследовать эту проблему и разработать рациональные приемы профилирования безлопаточных диффузоров. Непосредственно на стенде ЭЦК-4 испытания модельных ступеней вел Л.Я.Стрижак. Обобщение результатов и разработку метода профилирования вместе с Ю.Б.Галеркиным сделал А.С.Нуждин, бывший перед этим гл. инженером СКБ по

компрессоростроению (г. Казань), но покинувший эту должность ради научной работы в очной аспирантуре.

Экспериментальная часть работы включала испытания диффузоров в ступенях с рабочими колесами с разными выходными углами. Диффузоры имели разную ширину – больше и меньше высоты лопаток рабочих колес. Суженные диффузоры имели разную форму в меридиональной плоскости. Были испытаны так же модельные ступени фирм Кларк (США) и Рато (Франция), имевшие суженные диффузоры разной формы. Опыты велись в широком диапазоне окружных скоростей.

Обширные эксперименты показали, что рациональное плавное сужение диффузора в его начальной части повышает КПД ступени на 2 – 3 %, расширяет зону работы и даже увеличивает теоретический напор рабочих колес. Ступени с такими диффузорами оказались более эффективными, чем испытанные зарубежные аналоги.

Однако трудность возникла при попытке сделать теоретическое обоснование результатов на основе идеи эквивалентного угла раскрытия конического или плоского диффузора (идея была высказана еще К.И.Страховичем в его предвоенной книге и, как будто, подтверждалась данными НЗЛ). В прямоосных диффузорах увеличение угла раскрытия снижает потери трения, но увеличивает потери из – за отрыва потока. По аналогии в безлопаточном диффузоре максимальный КПД должен достигаться при некотором угле потока, соответствующем оптимальному углу раскрытия конического (или плоского) диффузора. Предпринятый тщательный анализ показал, что в безлопаточных диффузорах и потери трения, и потери отрыва уменьшаются с ростом угла потока, то есть, схема с эквивалентным углом раскрытия физически не обоснована в данном случае. А.С.Нуждин предложил схему течения и численное решение, которое показало, что сужение диффузора в начальной части уменьшает потери смешения, возникающие из-за отрыва потока на лопатках рабочих колес. Выполненная работа прояснила особенности течения в безлопаточных диффузорах и показала пути их рационального профилирования. Результаты работы вошли в учебники, а рекомендации до настоящего времени используются при проектировании ступеней с безлопаточными диффузорами.

СОЗДАНИЕ НОВОГО МЕТОДА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТУПЕНЕЙ

Начавшийся процесс внедрения центробежных компрессоров в химические производства потребовал уменьшения осевых размеров проточной части, т.к. нужные таким компрессорам герметичные

уплотнения имели значительные осевые размеры. Гл. конструктор НЗЛ В.Ф.Рис предложил исследовать возможность уменьшения осевых размеров переходных каналов между обратно-направляющим аппаратом предыдущей ступени и рабочим колесом последующей. Для изучения течения в каналах разной формы и осевой длины в научной группе Ю.Б.Галеркина аспирантом В.И. Зыковым были созданы установки для изучения невязкого потока методом электрогидродинамического моделирования в водяных ваннах и на электропроводной бумаге. Был построен стенд для продувки крупномасштабных моделей переходных каналов, в которых производились тщательные измерения поля течения и его визуализация методом нитей. Отработанные таким образом переходные каналы с минимальной осевой длиной, но с малым гидродинамическим сопротивлением были испытаны в составе двухступенчатой секции. Оказалось, что характеристики секции с уменьшенными более чем на 30 процентов осевыми размерами не уступают характеристикам секции традиционной конструкции. Эти результаты послужили основой кандидатской диссертации В.И. Зыкова, который вскоре возглавил свою собственную научную группу.

В результате предпринятого по настоянию К.П.Селезнева глубокого анализа проблемы, эта работа дала не только важный прикладной результат, но и позволила установить интересные особенности поведения потока в проточной части. Оказалось, например, что коэффициент потерь переходных каналов разной формы является однозначной функцией местного замедления невязкого потока на выпуклой стенке переходного канала. Таким образом, был создан прецедент оптимизации проточной части путем анализа поля скоростей невязкого потока. Этот прием получил в дальнейшем широкое применение и в отношении других элементов проточной части. Анализ поля скоростей невязкого потока стал основой метода профилирования лопаточных аппаратов рабочих колес. Позже введенная в практику количественная оптимизация формы лопаток рабочих колес производится на основе того же принципа.

Необходимость развития существовавших подходов газодинамического проектирования стала очевидной при решении одной из практических задач. В начале 1960-х годов была предпринята попытка модернизации широко распространенных компрессоров общего назначения типа К-250 за счет форсирования ступеней и уменьшения их количества. Идея заинтересовала главного конструктора завода Энергомаш (г. Хабаровск) Д.С.Мишина. По заданию завода научной группой Ю.Б. Галеркина был разработан газодинамический проект компрессора с четырьмя ступенями, вместо имевшихся шести. Это потребовало повышения окружной скорости и увеличения выходных углов лопаток до 90^0 . В соответствии с имевшимися экспериментальными

данными ЦКТИ, ступени с повышенными углами лопаток рабочих колес на выходе могли иметь достаточно высокую эффективность. Упомянутые выше испытания модельной ступени высоконапорного малорасходного компрессора типа Л-5-20 также как будто подтверждали этот вывод. Тем более обескураживающим оказался результат испытания модели первой ступени четырехступенчатого компрессора общего назначения. При небольшой окружной скорости характеристики оказались вполне приемлемыми, однако при натурной окружной скорости, соответствующей условному числу Маха 0,92, КПД упал на 15%!

Такой результат никак не мог быть объяснен в рамках одномерных представлений о потоке. Пришлось задуматься о действительном характере пространственного течения в рабочем колесе. Оказалось, что лопатки традиционной формы, изогнутые по дуге окружности, при больших выходных углах создают огромную разность давлений на поверхности лопатки в самом ее начале. Соответствующий пик скорости, возникающий на задней поверхности лопатки, и последующее замедление потока приводит к отрыву и резкому снижению КПД. В экспериментах ЦКТИ это не было обнаружено, т.к. они проводились при низкой окружной скорости. Ступень типа Л-5-20 испытывалась Ю.Б.Галеркиным при большой окружной скорости, но у нее была малая высота лопаток, и пространственный характер потока не проявлялся столь сильно.

Для решения проблемы Ю.Б.Галеркин и в то время сотрудник его научной группы Л.Я.Стрижак предложили выбирать форму средней линии лопаток не геометрически (дуга окружности, прямая), а исходя из дозированной нагрузки, т.е. разности давлений на сторонах лопатки. При этом у высоконапорных рабочих колес лопатки стали иметь двоякую кривизну. В начальной части лопаток радиусы кривизны расположены со стороны задней поверхности, а в конечной части – со стороны передней поверхности (так называемые S-образные лопатки). В результате конкретная проблема была решена. Новый вариант рабочих колес обеспечил нужную эффективность рабочей части, и проект нового компрессора был успешно защищен. К сожалению, по характерным для тогдашней плановой экономики причинам, это новое решение не было реализовано.

Можно привести и другие примеры, когда очень серьезные и содержательные работы не реализовывались в конкретных компрессорах. Л.К.Чернявским во время его работы в научной группе Ю.Б.Галеркина был создан эффективный и гибкий метод проектирования специфических элементов проточной части компрессоров со встроенными промежуточными охладителями. Так называемые «изотерм-компрессоры» имели существенные преимущества и получили тогда довольно широкое распространение и выпускались фирмами Западной Европы и Японии (выпускаются и поныне). Этой работой заинтересовался директор СКБ по

компрессоростроению (г. Казань) В.Б.Шнепп. В рамках содружества научная группа Ю.Б.Галеркина разработала газодинамический проект, а СКБК разработало, сконструировало и построило опытный образец 4-хступенчатого компрессора общего назначения производительностью 160 м³/мин. К сожалению, при конструировании была допущена серьезная ошибка, корпус компрессора не имел достаточной жесткости и деформировался при рабочем давлении. В результате компрессор не прошел механических испытаний и в производство не пошел. Эта история относится к началу 1970-х годов.

Работа над 4-хступенчатым компрессором для Хабаровского завода Энергомаш показала необходимость нового подхода к профилированию лопаточных аппаратов рабочих колес. Идея профилирования на основании задаваемого распределения нагрузки вдоль лопатки и на основании уравнения моментов была разработана в кандидатской диссертации Л.Я.Стрижака. В начале 1960-х годов вычислительная техника получила значительное развитие, и ученые ВУЗов получили, хотя и ограниченный, доступ к ЭВМ. Работавший параллельно со своей научной группой В.И.Зыков, используя опыт ЦИАМ (Б.С.Сальников) и ЦКТИ (Б.С.Раухман) и с их помощью, сумел создать программу расчета невязкого квазитрехмерного потока в рабочих колесах. Эта программой стали активно пользоваться Ю.Б.Галеркин и его научная группа. Особенно важным оказалось совпадение скоростей на поверхностях лопаток, измеренных с помощью передатчика давления и рассчитанных по программе невязкого потока (на расчетном режиме отличие получалось только в самом конце лопаток, где неизбежным был срыв потока в области разгрузки).

В диссертационной работе А.В.Зуева был представлен метод профилирования рабочих колес на основе анализа распределения скоростей невязкого потока на поверхностях лопаток. Следующим шагом явилась работа в этом же направлении В.П.Митрофанова. Он был штатным сотрудником проблемной лаборатории и вскоре стал заместителем руководителя рабочей группы. Затем, до своей болезни и кончины в 2005 г. он был так же заместителем заведующего кафедрой по научной работе. В работе В.П.Митрофанова особенно широко использованы измерения потока внутри вращающихся колес с помощью упоминавшегося выше передатчика давления. Также широко использовался метод визуализации потока введением мелкодисперсного порошкообразного красителя на входе в рабочее колесо. Мелкие частицы красителя повторяют траекторию частиц газа, приликая к поверхностям проточной части в местах малых касательных напряжений. Как известно, малые касательные напряжения соответствуют зонам отрыва пограничного слоя, где имеет место наиболее значительные потери напора. Метод был предложен В.П.Митрофановым и зав. учебной

лабораторией инж. В.И.Зараевым. Выполненные экспериментальные и расчетные исследования дали ценную информацию для понимания специфики поведения потока в рабочих колесах. Это нашло отражение в формулировании метода профилирования.

Форма лопаток рабочих колес, спрофилированных по новому методу, существенно отличается от традиционных дуг окружности или прямых. Оказалось при этом, что величина выходного угла лопаток не является однозначным параметром, определяющим напорность колеса.

Ю.Б.Галеркину, как автору нового метода проектирования, пришлось разработать корректные формулы для расчета коэффициента теоретического напора и для определения расхода, при котором лопатки с заданным входным углом обтекаются безударно. Был сформулирован комплекс приемов, делающих процесс профилирования все элементов ступени наиболее рациональным и наглядным - решение ведется в безразмерном виде, предпочтение отдается газодинамическим параметрам в противовес геометрическим в традиционном подходе. Например, при проектировании следует задаваться не выходным углом лопаток, а требуемым коэффициентом теоретического напора, не относительной высотой лопаток на выходе, а условным коэффициентом расхода, не числом лопаток, а их безразмерной нагрузкой. Изложение основ и сути нового метода газодинамического проектирования стало частью докторской диссертации Ю.Б.Галеркина, которую он защитил в 1974 г. Это нашло отражение и в монографии «Центробежные компрессоры», изданной в 1982 г совместно с К.П.Селезевым. Метод широко используется при проектировании модельных ступеней и проточных частей компрессоров по заданиям предприятий компрессоростроения, и вошел составной частью в программы Метода универсального моделирования.

СОЗДАНИЕ МЕТОДА УНИВЕРСАЛЬНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Ценность доступного по трудоемкости и достаточно точного для практического применения метода расчета характеристик проектируемой ступени трудно переоценить. Не располагая таким методом, оптимизацию проточной части можно сделать только сопоставлением небольшого количества вариантов, испытанных на моделях. При наличии метода такую оптимизацию можно выполнить путем численного эксперимента. Расчеты вязкого пространственного потока пока слишком трудоемки для глобальной оптимизации проточной части многоступенчатых машин. Их точность в смысле расчета характеристик так же вызывает сомнения у специалистов. Кроме того, расчеты кафедры КВХТ, выполненные на базе и совместно с университетами Ганновера, Дрездена, Гданьска в 1980 -

начале 1990 – х гг. показали, что рассчитанная картина течения, особенно в рабочих колесах, иногда может противоречить данным экспериментов. Понятно, что попытка оптимизации проточной части расчетным путем может не привести к положительным результатам. Вязкие трехмерные расчеты совершенствуются, проблемы преодолеваются. Но в любом случае «вязкие» расчеты рационально применять для окончательной проверки и «шлифовки» газодинамического проекта. Для первичного проектирования и сейчас, и в обозримом будущем инженерные методы представляются единственно приемлемыми. Тем более актуальной такая проблема была в 1960-х годах, когда проблема создания инженерного метода расчета характеристик впервые была поставлена.

Мысль о своевременности поиска некоторого способа обобщения достаточно обширных уже в то время экспериментальных данных была высказана К.П.Селезевым на одном из совещаний руководителей научных групп в 1968 году. Видимо, идея «витала в воздухе», так как примерно в это же время о своих попытках отыскания некоторого обобщающего критерия (критериев) сообщил Ю.Б.Галеркин в одной из бесед один из отцов отечественного турбомашиностроения проф. д.т.н. В.Ф.Рис.

Наибольшая сложность при расчете характеристик произвольной проточной части представляет расчет потерь напора. В результате размышлений у Ю.Б.Галеркина появилась идея описать потери на отдельных участках проточной части алгебраическими уравнениями, в которых в качестве аргументов выступают определяющие газодинамические параметры. Например, теоретические соображения и результаты опытов показывают, что на ограничивающих поверхностях лопаточных аппаратов рабочих колес поток никогда не отрывается, но течение сопровождается развитием сильных вторичных течений. В этом случае потери трения в трехмерном пограничном слое определяются шероховатостью и числом Рейнольдса, продольным и поперечным градиентами скорости. Соответствие действительным потерям достигается наличием в уравнениях соответствующего количества эмпирических коэффициентов. Сумма уравнений для различных участков проточной части образует математическую модель. Идентификация модели, то есть, поиск значений коэффициентов, позволяющих рассчитать потери с приемлемой погрешностью, осуществляется путем статистической обработки экспериментальных данных.

Проверка «работоспособности» идеи и разработка методологии были выполнены под руководством Ю.Б.Галеркина выпускником кафедры А.Г.Никифоровым в его дипломной работе и кандидатской диссертации в конце 60-х - начале 70-х годов. Затем А.Г.Никифоров заведовал кафедрой Смоленском филиале МЭИ и защитил докторскую диссертацию по той же тематике. В научной группе Ю.Б.Галеркина

развили направление и получили практические результаты в виде действующих проектно - оптимизационных программ В.В.Тихонов, А.Е.Козлов, В.А.Михайлов и другие. Эти аспиранты направлялись А.Г.Никифоровым из Смоленского филиала МЭИ.

Развитая Ю.Б.Галеркиным идея математического моделирования была использована в других научных группах кафедры и в других организациях (КХТИ - А.А.Мифтахов, ВНИИХолодмаш – И.Я.Сухомлинов, А.С.Нуждин). Однако, современное развитие и свое название «Метод универсального моделирования» он получил после распространения ПЭВМ в последние два десятилетия. Первая достаточно универсальная и эффективная программа для расчета КПД комплектной ступени (а не отдельных элементов, как было ранее) была представлена в диссертации Е.Ю.Поповой. Дальнейшая работа в этом направлении шла при активном участии доц. К.А.Данилова, защитившего в 2000 г. кандидатскую диссертацию. Разработаны программные комплексы для решения обратной задачи - выбор оптимальных основных размеров компрессоров и их ступеней, программные комплексы для решения прямой задачи - расчет характеристик (семейств характеристик) ступеней и многоступенчатых компрессоров. Объектами проектирования и расчета могут быть все типы ступеней (радиальные или осерадиальные РК, лопаточные, комбинированные и безлопаточные диффузоры) и многоступенчатых компрессоров.

На заключительной стадии проектирования лопаточных аппаратов применяется упомянутая выше программа расчета невязкого пространственного потока. До недавнего времени выбор формы лопаточных аппаратов производился качественно – сравнением нескольких (иногда – нескольких десятков) вариантов. Принималась во внимание средняя нагрузка, характер изменения скорости на задней и передней поверхностях лопаток, обтекание входной кромки, разгрузка лопатки на выходе. Увеличение быстродействия ПЭВМ позволила поставить вопрос о построении квазитрехмерной модели потерь, используя данные расчетов обтекания лопаток. В 2003 г. комплекс необходимых работ завершен, и новый вариант Метода универсального моделирования создан и послужил основой кандидатской диссертации асп. А.Ю. Прокофьева. В результате форма рабочих колес оптимизируется путем количественного сопоставления вариантов.

Кафедра КВХТ постоянно выполняет проекты центробежных компрессоров по заданиям промышленности. Использование Метода универсального моделирования позволило резко сократить, а часто и исключить вовсе, проверку проектных решений модельными испытаниями. Создаваемые с помощью Метода компрессоры нового поколения соответствуют высшим стандартам газодинамической эффективности. Метод пользуется широкой популярностью благодаря

многочисленным публикациям, докладам на международных конференциях, лекциям в университетах Германии, Японии, Китая, Польши и др. Ряд промышленных предприятий России и зарубежных стран приобрели некоторые из программ Метода универсального моделирования.

НАУЧНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НА БАЗЕ ЧИСЛЕННЫХ ЭКСПЕРИМЕНТОВ

В последние 5-8 лет экспериментальные исследования уступили позиции численным экспериментам. Возросли возможности персональных компьютеров, оснащённость кафедры этим видом вычислительной техники полностью соответствует потребностям научной работы и учебного процесса. Вычислительные центры СПбГПУ под руководством проф. Н.Н.Шаброва, проф. А.И.Боровкова, проф. Ю.Я.Болдырева охотно предоставляют для работ кафедры свою вычислительную технику и лицензионные программы. Научная группа Ю.Б.Галеркина активно использует эти возможности. Диссертационные работы его аспирантов последнего периода и соответствующие публикации связаны с развитием Метода универсального моделирования (А.Ю.Прокофьев), с компьютерной обработкой ранее полученных экспериментальных результатов (Л.И.Козаченко, Ю.В.Кожухов). Расчётами вязкого течения - численными экспериментами с компрессорными ступенями и их элементами с большой охотой и интересом занимаются студенты старших курсов – магистры. Трое из них награждены медалями и премией Академии наук РФ. Дальнейшие работы позволяют успешно подготовить и защитить кандидатские диссертации (К.В.Солдатова, Д.М.Гамбургер).

Впервые кафедра начала работы по осевым компрессорам. По алгоритмам Ю.Б.Галеркина, основанным на результатах испытания плоских решеток отечественными и зарубежными учеными, Ю.А.Попов разработал ряд компьютерных программ для проектирования и расчёта осевых ступеней и многоступенчатых компрессоров, выполнил расчётные исследования, представленные в его кандидатской работе. Эти работы широко опубликованы в отечественной периодике и в трудах зарубежных конференций. Работы кафедры по осевым компрессорам вызвали интерес промышленности. В 2009 –2010 гг. для ОАО «Газпром» выполнены расчёты осевых нагнетателей природного газа, а для завода «Электросила» - проекты вентиляторов охлаждения мощных турбогенераторов. Стоимость работ 3,5 млн. руб.

НАУЧНО-ОРГАНИЗАЦИОННАЯ РАБОТА

Организационный талант, эрудиция и выдающаяся работоспособность К.П.Селезнева с начала 1960-х годов была направлена, в том числе, и на установление постоянных контактов между ВУЗами, НИИ и предприятиями отрасли, на разностороннюю совместную деятельность. По инициативе К.П.Селезнева при Минвузах СССР и РСФСР, МинХимМаше, Госкомитете по науке и технике (ГКНТ) были образованы и активно работали советы, обсуждавшие текущие вопросы, проекты новых машин, перспективы развития отрасли. Ю.Б.Галеркин был заместителем К.П. Селезнева с 1961 по 1989 г и принимал в этой работе достаточно активное участие в качестве члена и зам. председателя советов, председателя секции турбокомпрессоров в совете ГКНТ.

Помимо установления постоянных дружеских контактов между специалистами и руководителями отрасли, решения текущих вопросов, активная деятельность дала важные конкретные результаты:

- подготовка специалистов – компрессорщиков до 1960-х годов осуществлялась только в ЛПИ и МВТУ. В 1960 – 1970-е годы соответствующие специальности были открыты в ВУЗах Казани, Краснодара, Красноярска, Омска, в г. Сумы (Украина);

- были организованы и проводятся с периодичностью 3 – 4 года в разных городах России и Украины Международные компрессорные конференции. В Ленинграде, Москве, Казани, Сумах проведено 14 конференций. Конференции проводятся на базе местных предприятий и организаций – членов АСКОМП. Пятнадцатая конференция будет проведена 2011 г. в г. Казань. Вне зависимости от места проведения конференции, большая часть подготовительной работы выполняется силами кафедры. Председателем Оргкомитета всех конференций неизменно является заведующий кафедрой - председатель АСКОМП;

- в дополнение к традиционным центрам отрасли в Ленинграде и Казани был организован в г. Сумы и активно работает новый научно-производственный центр по компрессоростроению;

- была организована и осуществлена комплексная программа по центробежным компрессорам сверхвысокого давления, создавшая фундамент для освоения производства машин, играющих большую роль нефтегазовой промышленности.

В 1970-х годах кафедра стала центром научно-организационной работы. Изменившиеся социально-экономические условия заставили изменить формы сотрудничества между компрессорщиками. В 1990 г. К.П.Селезнев организовал и возглавил Ассоциацию компрессорщиков и пневматиков, взявшую на себя функции организационного центра отрасли. В Ассоциацию вошли десятки предприятий, фирм и вузов, включая зарубежные. Ассоциация продолжила организацию конференций

по компрессоростроению и начала издавать журнал «Компрессорная техника и пневматика». То, что кафедра КВХТ продолжает быть научно-организационным центром сообщества компрессорщиков СНГ, подтверждается тем фактом, что и после кончины К.П. Селезнева в 1998 г. руководство Ассоциацией доверено заведующему кафедрой КВХТ. На базе кафедры работает дирекция АСКОМП (директор – ст.н.с. И.П.Суслина). С 1999г. журнал издается ежемесячно и распространяется в качестве подписного издания. Ю.Б.Галеркин возглавляет его редакционную коллегию. Журнал входит в список ВАК для изданий, публикации в которых дают право представления диссертаций к защите.

По инициативе Ю.Б.Галеркина с 1994 г. кафедрой организуется ежегодный симпозиум «Потребители – производители компрессоров и компрессорной техники». Симпозиум отличается от других научных форумов направленностью на интересы конечных потребителей компрессорной техники. Трибуна для докладов предоставляется специалистам промышленности – производителям и потребителям компрессорной техники. Они же образуют ядро Оргкомитета. На симпозиумах собираются по 170 – 180 специалистов из десятков стран, представлены практически все важнейшие мировые производители компрессоров и отрасли промышленности – потребители компрессоров. Возглавляет список спонсоров Газпром, представленный в Оргкомитете и выступающий с содержательными докладами. Участники Симпозиума единодушно отмечают высокий организационный уровень всех его мероприятий, в чем проявляется большой потенциал коллектива кафедры КВХТ.

В программах МНТК доклады ученых кафедры, в том числе представляемые научной группой Ю.Б.Галеркина, занимают видное место, что находит отражение в библиографическом списке.

МЕЖДУНАРОДНОЕ СОТРУДНИЧЕСТВО

Международное сотрудничество играет большую роль в учебной и научно – исследовательской деятельности. Благодаря усилиям К.П.Селезнева оно стало весьма активным с 1970-х годов. Постоянные контакты на основании Межгосударственных соглашений и договоров о сотрудничестве были установлены с университетами ФРГ, ГДР, Польши, Чехословакии. Осуществлялись совместные научные исследования, обмен студенческими группами для проведения летних практик, обмен студентами для подготовки дипломных проектов. С этими же странами осуществлялся обмен докладами на международных конференциях. Свободно владея английским языком, Ю.Б.Галеркин постоянно принимал личное участие в этой работе, принимал на кафедре иностранные

делегации, которые стали особенно многочисленными в середине 1980 – х – начале 1990 –х годов.

Во время стажировки в Миланском политехническом институте в 1971 –72 учебном году Ю.Б.Галеркин выполнил расчетное исследование и совместно с итальянским коллегой опубликовал статью по меридиональному течению в U-образных переходных каналах центробежных ступеней. Ю.Б.Галеркин так же написал и опубликовал обзорную статью по результатам исследований в проблемной лаборатории компрессоростроения. Он сконструировал, построил и испытал передатчик давления для измерения в рабочих колесах гидравлических насосов, прочитал лекции о работах проблемной лаборатории компрессоростроения в Миланском и Туринском политехническом институте. В мае 1972 г. он выступил с докладом на конференции Комитета по аэрокосмической технике.

Ю.Б.Галеркин представлял доклады на научных конференциях ЧССР, ГДР, ФРГ, Польши, Японии. Читал лекции в университетах этих стран, а также при более продолжительных командировках на Кубе и в Китае. Установил постоянное сотрудничество и обмен визитами с зарубежными партнерами проф. К.Баммертом и В.Риссом (Ганноверский университет), Х.Галлусом (ТУ Аахен), В. Альбрингом, Х.И.Кляйнертом, Р.Фольхаймом, Е.Линднером, Г.Виллем (ТУ Дрезден), В.Фистером (ТУ Бохум), Э.Ремедиосом (ТУ Гавана), В.Гундлахом и Я.Крысинским, Д.Жозвиком (ТУ Лодзь), Р.Пузыревским (ТУ Гданьск), Ч.Гу (ТУ Сиань, ТУ Шанхай, КНР), И.Ватанабе (Япония) и другими.

В современных условиях характер сотрудничества несколько изменился, но в целом оно значительно расширилось и во многом стало более конкретным. Постоянным стало участие Ю.Б.Галеркин в зарубежных научных конференциях, ежегодно на такие конференции представляются 2 – 3 доклада (Германия, Великобритания, Бельгия, Япония, Польша). Проф. Ю.Б.Галеркин является зарубежным членом Оргкомитета конференции «Компрессоры и их системы», проводимой в нечетные года в Лондонском университете «Сити» и членом научного комитета конференции по турбомашинам ТУ Лодзь («Symcom»)

Конкретное международное сотрудничество на определенном этапе имело и финансовую основу. В 1990-е гг. был успешно реализован проект модернизации воздушного центробежного компрессора с отношением давлений $\pi = 22$ для нефтехимического комбината в г. Плоцк (Республика Польша), выполненный научной группой Ю.Б.Галеркина. По заданиям фирмы Джeneral Электрик (завод «Нуово Пиньоне, Италия) в 2001 – 2003 гг. научными группами Ю.Б.Галеркин и Л.Я.Стрижака выполнены работы по шести контрактам на сумму 39000 евро.

ПРИКЛАДНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

Научные исследования кафедры, в том числе и выполненные Ю.Б.Галеркиным, оказали большое влияние как на общее состояние теории центробежных компрессоров, так и на практику их проектирования. Выработанные на кафедре взгляды на рабочий процесс центробежных компрессоров и принципы проектирования получили широкое распространение. Вместе с этим, Ю.Б.Галеркин всегда считала важным участвовать в решении конкретных задач компрессоростроения.

В начальный период деятельности научной группы Ю.Б.Галеркина в практике проектирования находили применение отдельные рекомендации по совершенствованию проточной части центробежных компрессоров. Нашли применение рекомендации по форме межступенчатых переходных каналов, сократившие осевые размеры проточной части (совместно с В.И.Зыковым), по проектированию профилированных в меридиональной плоскости безлопаточных диффузоров (с Л.Я.Стрижаком и А.С.Нуждиным).

Новый метод газодинамического проектирования, а затем и Метод универсального моделирования с 1970-х годов стали использоваться для разработки газодинамических проектов компрессоров и создания рядов модельных ступеней. Среди ранних результатов следует указать на то, что модельная ступень типа 085/065 легла в основу проточной части ступеней фреоновых и пропановых холодильных компрессоров холодопроизводительностью до 16 МВт (ВНИИХолодмаш - ККЗ).

До середины 1990 –х годов научной группой Ю.Б.Галеркина был создан ряд успешных проектов нагнетателей природного газа по заданию СМПО им. М.В. Фрунзе (В.П.Митрофанов, В.И.Зараев, В.И.Хенталов) и ряды модельных ступеней (С.В.Локтаев, С.Х.Муратов), на основании которых специалисты СМПО так же спроектировали большое количество компрессоров.

В период с 1993 года Ю.Б.Галеркин активно участвует в реализации программы модернизации и развития компрессорного хозяйства ОАО «Газпром». Отметим, что 4500 центробежных компрессоров Газпрома общей мощностью 43 млн. кВт — это более чем 20% всех типов промышленных центробежных компрессоров в мире.

По заданию ОАО «Компрессорный комплекс», НПО «Искра», ОАО «Газпром» и СМПО им. М.В. Фрунзе научной группой Ю.Б.Галеркина сделаны десятки предпроектных предложений новых машин, спроектированы и отработаны высокоэффективные модельные ступени, выполнены газодинамические проекты пятнадцати компрессоров нового поколения. Создана новая серия модельных ступеней с безлопаточными диффузорами, полностью удовлетворяющая специфическим требованиям работы компрессоров в газовой промышленности – серия 20СЕ. При

необычайно широкой зоне работы достигнут КПД 87,3%, не уступающий эффективности лучших ступеней с лопаточными диффузорами.

В результате дожимные нагнетатели типа Н108-51-1 (10 МВт, конечное давление 125 ата, ОАО «Компрессорный комплекс»), линейные нагнетатели НЦ-16 «Урал» НПО «Искра» и Н398-23-1 (16 МВт, ОАО «Компрессорный комплекс») и другие компрессоры и СПЧ значительно превосходят зарубежные аналоги по максимальному КПД и зоне устойчивой и экономичной работы. Из приведенных таблиц видно, что только для газовой промышленности кафедрой создано 51 тип компрессоров с общей установленной мощностью более 4 млн. кВт, успешно работающих в пяти странах мира.

По экспертной оценке, компрессора нового поколения с учетом высокой эффективности и широкой зоны работы обеспечивают повышение среднеэксплуатационного КПД на 3 – 4 %. Это соответствует годовой экономии топливного газа порядка 200000 долларов (цены 2005 г.) у каждого газоперекачивающего агрегата мощностью 16 МВт.

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ РАБОТА

Ю.Б.Галеркин начал преподавательскую работу на кафедре компрессоростроения в должности доцента в 1965 г. По его инициативе тогда была организована на 3-м курсе дополнительная группа компрессорщиков с особым учебным планом (основанием для организации группы стало постановление Правительства об ускорении развития химической промышленности). Для студентов этой группы Ю.Б.Галеркин подготовил и прочел комплексный курс по всем аспектам турбокомпрессоров. Затем читал курсы по турбокомпрессорам для студентов специальностей «Турбиностроение» и «ДВС», с середины 1970-х годов – основные курсы специальной подготовки компрессорщиков – «Теория турбомашин», «Турбокомпрессоры», «Современные проблемы энергомашиностроения - применение численных методов» (для магистров). Большое место в учебной работе занимает руководство магистрами и аспирантами. Под руководством Ю.Б.Галеркина подготовили и защитили диссертации более 20 аспирантов и соискателей, четверо из них позже стали докторами наук.

В учебной работе широко используются книги Ю.Б. Галеркина, написанные совместно с Ф.С. Рекстиным и К.П. Селезевым. Выпущенные Ю.Б. Галеркиным учебные пособия отличаются ясностью изложения, направленного на понимание сути рабочего процесса турбомашин. Программы Метода универсального моделирования используются в качестве основного инструмента газодинамического проектирования в курсовых и дипломных проектах. С помощью студентов старших курсов разработаны компьютерные слайды, излагающие

содержание лекций по курсам «Теория турбомашин» и «Турбокомпрессоры». Студенты положительно отнеслись к современной методике чтения лекций. В электронном ресурсе библиотеке СПбГПУ представлена книга Ю.Б.Галеркина «Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части». В мае 2011 г. выходит бумажный вариант монографии (590 стр.), ориентированной на интересы специалистов, студентов и аспирантов.

ХОББИ РАЗНЫХ ЛЕТ

Рано увлекшись мотоспортом, Ю.Б.Галеркин в 1946 – 1954 гг. много времени провел в мото клубе ДОСААФ, после получения водительского удостоверения в 1949 г. – член команды ДОСААФ по мотокроссу. В 1961 г. пересел с мотоцикла на автомобиль. Управление этим видом транспорта – до сих пор важное для Ю.Б.Галеркина занятие. В 1960 – 1980 гг. - ежегодные семейные поездки в Крым или на Кавказ для отдыха «диким» способом (как правило, вместе с семьей Ф.С.Рекстина).

В 1956 г. – победитель летнего первенства ЛПИ по фехтованию на рапирах. Со студенческих лет много бегал на лыжах. В 1960 - 1970 гг. лыжные прогулки по Юкковским холмам совместно с К.П.Селезевым и их дочерьми были постоянным в выходные дни.

С 1957 г увлекся подводной охотой – невиданным в нашей стране занятием в те годы. С помощью друзей изготавливал маски, шнорхели, подводные ружья. Сконструировал и построил даже акваланг. К счастью, до опробования этого смертельно опасного при кустарной технологии устройства дело не дошло.

Грибная охота – многолетняя страсть Ю.Б.Галеркина и всех членов семьи. В последние 20 лет арена этого занятия – Южная Карелия, где имеется летняя резиденция.

В качестве активного отдыха в последние годы выступало катание на горных лыжах.

ХРОНОЛОГИЧЕСКИЙ УКАЗАТЕЛЬ ТРУДОВ Ю.Б. ГАЛЕРКИНА 1960 – 2011 гг.

1960

1. Ю.Б. Галеркин, Ф.С.Рекстин. Малогабаритная трубка полного давления. ЛПИ, Научно-техн. информ. бюлл. – № 6. – 1960.

1961

2. К.П.Селезев, С.А.Анисимов, Ю.Б.Галеркин, Ф. С.Рекстин. Некоторые результаты экспериментального исследования элементов проточной части сверхмалорасходных центробежных ступеней. ЛПИ, Научно-техн. информ. бюлл. – № 5. – 1961.

3. Ю.Б.Галеркин, Ф. С.Рекстин. Экспериментальная установка для исследования центробежных компрессорных ступеней. ЛПИ, Научно-техн. информ. бюлл. –№ 5. – 1961.

1962

4. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин. Некоторые результаты работы по созданию высокооборотных передатчиков давления. Труды ЛПИ. – № 221. –1962.

5. Ю.Б.Галеркин. Центробежные компрессорные ступени с малыми относительными ширинами. ЛПИ. Научно-техн. информ. бюлл. – № 3. –1962.

1963

6. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, С.А.Анисимов, Ф.С.Рекстин. Экспериментальное исследование малорасходных центробежных компрессорных ступеней. Труды конференции по перспективам развития и внедрения холодильной техники в народное хозяйство СССР. Госторгиздат. – 1963.

7. Ю.Б.Галеркин. Исследование элементов малорасходных центробежных компрессорных ступеней. «Энергомашиностроение». – № 1. – 1963.

8. Ю.Б.Галеркин, С.А.Анисимов, Ф.С.Рекстин. Исследование малорасходных высоконапорных ступеней центробежных компрессоров. Труды ЛПИ, «Энергомашиностроение». – № 228. – 1963.

9. Ю.Б.Галеркин, В.С.Серегин, И.А.Тучина. Экспериментальное исследование безлопаточных диффузоров малорасходных ступеней центробежных компрессоров. Труды ЛПИ «Энергомашиностроение». – № 228. – 1963.

10. Ю.Б.Галеркин, В.С.Серегин. Высокооборотный передатчик давления с переключающим устройством для исследования течения газа во вращающихся роторах турбомашин. «Энергетика», Изв. ВУЗОВ. – № 5. –1963.

11. Ю.Б.Галеркин, Н.А.Малкова, И.П.Суслина. Экспериментальное исследование малорасходных ступеней центробежных компрессоров. Сборник студенческих работ ЛПИ. – 1963.

1964

12. К.П.Селезнев, С.А.Анисимов, Ю.Б.Галеркин, Ф.С.Рекстин, А.М.Симонов. О расчете центробежных компрессоров. Труды ЛПИ «Турбомашин». – № 232. – 1964.

13. Ю.Б.Галеркин, И.П.Суслина. Исследование элементов проточной части малорасходных центробежных ступеней. Труды ЛПИ «Турбомашин». – № 232. – 1964.

14. К.П.Селезнев, С.А.Анисимов, Ю.Б.Галеркин, Ф.С.Рекстин. Результаты исследования рабочих колес центробежных компрессорных машин. Труды НИИХиммаша. – 1964.

15. К.П.Селезнев, С.А.Анисимов, Ю.Б.Галеркин, Ф.С.Рекстин, В.И.Зыков, В.И.Хенталов. Неподвижные элементы высоконапорных центробежных компрессорных ступеней. Труды НИИХиммаша. – 1964.

1965

16. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, Ф.С.Рекстин, С.А.Анисимов, В.И.Хенталов. Лопаточный диффузор турбомашин. Автор. свид. № 170606, бюлл.№ 9. – 1965 г.

17. К.П.Селезнев, Б.А.Альтговзен, Ю.Б.Галеркин. Регламентирование основных параметров центробежных и поршневых компрессорных машин малой производительности. Труды НИИХИММАША, вып.28., М. Вопросы исследования и конструирования центробежных и поршневых компрессоров. – 1965.

18. К.П. Селезнев, Ю.Б.Галеркин, С.А.Анисимов, Ф.С.Рекстин, И.П.Л.Суслина. Исследование ступеней центробежных компрессоров с малой относительной шириной. НИИИНФОРМТЯЖМАШ, Энергетическое машиностроение. – № 1. – 1965.

19. К.П.Селезнев, Ю.Б. Галеркин, В.И.Зыков. Формы меридионального сечения переходного канала промежуточной ступени центробежного компрессора. НИИИНФОРМТЯЖМАШ, Энергетическое машиностроение. – № 10. – 1965.

20. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, В.И.Зыков. Исследование межступенчатого канала секции центробежного компрессора. Труды ЛПИ. Турбомашин. – № 247. – 1965.

21. Ю.Б.Галеркин, Ф.С.Рекстин, Ю.Д.Головин, Л.Я.Стрижак. аппаратура для исследования потока в рабочих колесах центробежных компрессоров при больших окружных скоростях. Труды НИИХиммаша. – № 48. – 1965.

1966

22. К.П.Селезнев, Ю.Б. Галеркин, Б.А. Апытговзен, С.А. Анисимов, В.И. Зыков, А.А.Никитин, Л.Я. Стрижак, И.П. Суслина, В.И. Хенталов. Исследование неподвижных элементов центробежных ступеней стационарного типа. ЦИНТИХИМНЕФТШАШ. «Компрессорное и холодильное машиностроение» Вып. 4. – 1966.

23. К.П. Селезнев, С.А. Анисимов, Ю.Б. Галеркин, Ю.В. Патрин, Ф.С. Рекстин, А.М. Симонов, С.Н. Шкарбуль. Результаты исследования рабочих колес центробежных компрессоров. ЛенНИИХИММаш, «Центробежные компрессорные машины», сб. докладов. – 1966.

24. К.П. Селезнев, Ф. С. Рекстин, Ю.Б. Галеркин, С.А. Анисимов, В.И. Зыков, И.П. Суслина. Неподвижные элементы высоконапорных центробежных ступеней стационарного типа. ЛенНИИХИММаш, «Центробежные компрессорные машины», Сб. докладов. – 1966.

25. Ю.Б. Галеркин, А.А. Данилов. Механизм переключения к устройству для измерения давления на вращающихся деталях турбомашин. Авт. свид. № 182907. – 1966.

26. Ю.Б. Галеркин, А.А. Данилов, А.М. Симонов, С.Н. Шкарбуль, И.А. Тучина. Исследование рабочих колес стационарных центробежных компрессоров. ЦИНТИХИМНЕФТШАШ. «Компрессорное и холодильное машиностроение». – №. 4. – 1966.

1967

27. К.П. Селезнев, Б.А. Альтговзен, Ю.Б. Галеркин, А.М. Симонов. Исследование центробежных ступеней с осередильным колесом для стационарного компрессора. «Энергомашиностроение», Труды ЛПИ. – № 286. – Л. –1967.

28. К.П. Селезнев, С.А. Анисимов, Ю.Б. Галеркин. Исследование и разработка центробежных ступеней и их элементов для стационарных компрессоров. Машиностроение, Труды ЛПИ, № 282, Л., 1967.

29. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, Л.Я.Стрижак, И.П.Суслина. Исследование ступеней с безлопаточными диффузорами. Изд. «Маяк», Тез. докл. Одесса. – 1967.

30. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, Л.Я.Стрижак, В.И.Зыков. Исследование течения газа в колесах центробежных компрессоров. Изд. «Маяк», Тез. докл. Одесса. – 1967.

1968

31. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин. Некоторые результаты исследования проточной части центробежных компрессоров. Изд. ЛПИ. Тез. докл. – 1967.

32. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, Ф.С.Рекстин. Безлопаточный диффузор радиальной турбомашин. Автор. свид. № 222589. –1968.

33. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, Л.Я.Стрижак, И.П.Суслина. Центробежная ступень с регулируемым безлопаточным диффузором. НИИИНФОРМТЯЖМаш, Энергетическое машиностроение. – № 8. – 1968.

34. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, Л.Я.Стрижак. Некоторые вопросы профилирования межлопаточных каналов рабочих колес центробежных компрессоров. Сб. «Компрессорные и вакуумные машины». – № 2. – 1968. ЦИНТИХИМНЕФТЕМаш.

35. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, А.С.Нуждин, Л.Я.Стрижак, И.П.Суслина. Повышение эффективности центробежных компрессорных ступеней с безлопаточными диффузорами. Сб. «Компрессорные и вакуумные машины». – № 2. – 1968.

ЦИНТИХИМНЕФТЕМаш.

36. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, Л.А.Климов, А.М.Симонов, Л.К.Чернявский. Некоторые пути развития стационарных центробежных компрессоров. Труды ЛПИ. «Энергомашиностроение». – № 297, Машиностроение, Л. – 1968.

37. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, А.А.Данилов, В.И.Зыков, Р.А.Измайлов, Л.Я.Стрижак, И.П.Суслина. Некоторые вопросы течения газа через рабочие колеса центробежных компрессорных ступеней стационарного типа. Труды ЛПИ. «Энергомашиностроение». – № 297, Машиностроение. – Л. – 1968.

38. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин. Выбор рациональных схем ступеней многоступенчатых центробежных компрессоров. ЦИНТИХИМНЕФТЕМаш. Сб. «Компрессорные машины». – 1968.

39. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин. Анализ пространственного потока в колесах центробежных компрессоров и профилирование межлопаточного канала. ЦИНТИХИМНЕФТЕМаш. Сб. «Компрессорные машины». – 1968.

1969

40. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, В.И.Зыков, Л.Я.Стрижак. Исследование течения газа в колесах центробежных компрессоров. «Холодильная техника и технология». Техника. Киев. – № 8. – 1969.

41. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, В.И.Зыков, Л.Я.Стрижак. О форме межлопаточных каналов колес стационарных компрессоров. Труды ЛПИ, «Энергомашиностроение». – № 5. – Машиностроение. – Л. – 1969.

42. Ю.Б.Галеркин, Ф.С.Рекстин. Методы исследования центробежных компрессорных машин. Машиностроение. – Л. – 1969.

1970

43. К.П.Селезнев, Ю.Б. Галеркин, А.В. Зуев, Л.Я. Стрижак. Некоторые вопросы создания высокорасходных колес центробежных компрессоров. Труды ЛПИ. Энергомашиностроение. – № 316. – 1970.

44. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, А.С.Нуждин. Влияние формы профиля безлопаточного диффузора на эффективность работы центробежной компрессорной ступени. Труды II конференции по компрессоростроению «Будивельник» НИИтехмаш «Исследования в области компрессорных машин». – Киев. – 1970.

45. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, А.В.Зуев, Л.Я.Стрижак. Проектирование колес центробежных компрессоров по заданному распределению скоростей. ЦИНТИХИМНЕФТЕМаш, Компрессорное и холодильное машиностроение. – № 4. – 1970.

1971

46. Ю.Б.Галеркин, Л.К.Чернявский. Исследование специфических элементов проточной части центробежных компрессоров со встроенным охлаждением. Труды II конференции по компрессоростроению «Будивельник» НИИтехмаш «Исследования в области компрессорных машин». – Киев. – 1970.

47. Ю.Б.Галеркин, В.П.Митрофанов, А.В.Зуев. Разработка серии центробежных компрессоров общего назначения производительностью 250-500 м³/мин. со встроенными охладителями. ЦИНТИХИМНЕФТЕМаш. Тез. докл. – Л. – 1971.

48. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, А.Г.Никифоров. Математическая модель потерь в проточной части центробежного компрессора. ЦИНТИХИМНЕФТЕМаш. Тез. докл. –Л. – 1971.

49. Ю.Б.Галеркин, Л.Я.Стрижак, А.В.Зуев. Опыт проектирования круговых лопаточных решеток на основе заданного распределения скоростей. ЦИНТИХИМНЕФТЕМаш. Тез. докл. –Л. – 1971.

1972

50. К. П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, Л.К.Чернявский. Выходной направляющий аппарат центробежной турбомашин. Автор. свид.№334406, бюлл. –№12. – 1972.

1973

51. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, А.В.Зуев, Л.Я.Стрижак. Опыт проектирования центробежных компрессоров по заданному распределению скоростей. «Химическое и нефтяное машиностроение». – № 4. – 1973.

52. Y. Galerkin, C. Oznaghi. Studio del flusso meridiano potenziale in giranti di compressori centrifughi industriali. «La Termotechnica». – № 8. – 1973. – P. 406-418.

1974

53. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, И.В.Зуев, В.П.Митрофанов, А.Г.Никифоров, Л.Я.Стрижак. Анализ потерь в рабочих колесах центробежных компрессоров с различным распределением скоростей в межлопаточных каналах. «Холодильная техника и технология». – № 18. – Киев. – 1974.

54. К.П.Селезнев, С.А.Анисимов, Ю.Б.Галеркин. Некоторые результаты научной деятельности кафедры компрессоростроения. Труды ЛПИ. – № 339. – 1974.

55. Y. Galerkin. Gasdynamic researches of industrial centrifugal compressors in the Leningrad Polytechnical Institute. «La Termotechnica». – № 7-8. – 1974.

56. Ю.Б.Галеркин, В.И.Зыков. Методы расчета квазитрехмерного потока в рабочих колесах центробежных компрессоров на ЭВМ М-200. «Исследования в области компрессорных машин». КХТИ. Казань. – 1974.

57. Ю.Б.Галеркин, К.П.Селезнев, В.П.Митрофанов. Развитие метода проектирования рабочих колес центробежных компрессоров по задаваемому распределению скоростей. Тез. докл. 4 ВНТК по компрессоростроению. Сумы. – 1974.

58. Ю.Б.Галеркин, Л.К.Чернявский. Метод расчета потерь в кривых и прямолинейных каналах с произвольным законом изменения площади поперечного сечения и его использование для оптимизации элементов центробежных компрессоров. Тез. докл. 4 ВНТК по компрессоростроению. Сумы. – 1974.

59. Ю.Б.Галеркин, В.И.Зыков. Теоретическое и экспериментальное исследование центробежных компрессоров, регулируемых путем изменения геометрии проточной части. Тез. докл. 4 ВНТК по компрессоростроению. Сумы. – 1974.

60. Ю.Б.Галеркин, К.П.Селезнев, А.Г.Никифоров. Оценка эффективности двухступенных центробежных компрессоров на основе данных статистической обработки результатов эксперимента. Тез. докл. 4 ВНТК по компрессоростроению. Сумы. – 1974.

61. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, Л.Я.Стрижак, А.В.Зуев. Центробежный компрессор. Автор. свид. № 479398, регистр. 1975. Заявка №1632903/24-6, 1973 г., а также патенты США, Великобритании, Франции, ФРГ, Швейцарии, Италии. – 1975.

62. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, В.В.Козлов, А.В.Зуев, Л.Я.Стрижак, В.С.Серегин. Передатчик давления. Автор. свид. № 505917, регистр. 1975 г. Заявка №1984893. – 1974.

1975

63. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, А.Е.Козлов, А.Г.Никифоров. Некоторые результаты математического моделирования к.п.д. двухступенных центробежных компрессоров. Труды СФ МЭИ. – № 6. – 1975.

1976

64. Ю.Б. Галеркин, А.В. Зуев, В.И. Зараев, В.П. Митрофанов. Основы метода проектирования рабочих колес центробежных компрессоров (ЦК) по задаваемому распределению скоростей. «Конструирование, технология и эксплуатация машин различного назначения» Труды IV Всесоюзной научно-технической конференции по компрессоростроению. Сумы. – 1976.

65. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, Л.К.Чернявский. Результаты аэродинамического исследования ступени центробежного компрессора со встроенными промежуточными охладителями. «Энергомашиностроение». – № 2. – 1976.

1977

66. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин. Аэродинамическое профилирование рабочих колес промышленных центробежных компрессоров. Труды симпозиума по промышленным компрессорам. Брюссель, Бельгия. – 1977.

67. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, В.И.Зараев, А.В.Зуев, А.Е.Козлов, В.П.Митрофанов, Э.И.Сергачева. Некоторые результаты исследования высокорасходных колес центробежных компрессоров с цилиндрическими и пространственными лопатками. «Энергомашиностроение». – № 12. – 1977.

68. К.П.Селезнев, Ю.Б. Галеркин, Б.С.Фотин. Некоторые актуальные проблемы компрессоростроения. «Теплоэнергетика» Труды ЛПИ им. М.И.Калинина. –№ 358. – 1977.

69. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, А.Г. Никифоров, А.Е. Козлов. Оценка эффективности двухзвенных ступеней центробежных компрессоров на основе статистической обработки результатов эксперимента. «Теплоэнергетика». Труды ЛПИ. – № 358. – 1977.

70. К.П. Селезнев, С.А. Анисимов, А.И. Апанасенко, Ю.Б. Галеркин, А.Е. Козлов, В.А. Шерстюков. Разработка аналитической зависимости для расчета потерь в лопаточном диффузоре центробежного компрессора. «Энергетика». – № 1. – 1977.

1978

71. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин. Оптимизация проточной части и вопросы расчета характеристик ступеней центробежных компрессоров на основе математической модели потерь. Тезисы докладов Всесоюзного научно-технического семинара «Оптимизация конструкции и моделирование процессов поршневых и центробежных компрессоров высокого давления». Сумы. – 1978.

72. Ю.Б. Галеркин. Методика профилирования пространственных осерадиальных рабочих колес высокорасходных центробежных компрессоров. Тезисы докладов на II Всесоюзной конференции по холодильному машиностроению. – Мелитополь. – 1979.

73. Ю.Б. Галеркин, А.Г. Никифоров, А.Е. Козлов, В.В. Тихонов, В.А. Михайлов, Э.И. Сергачева. Исследование течения в рабочих колесах вентиляторов электрических машин. Сб. трудов конференции по электрическим машинам, (г. Смоленск) СФМЭИ. – 1978.

74. Ю.Б. Галеркин, А.М. Симонов. Разработка центробежного малорасходного компрессора общего назначения производительностью 30 м³/мин. МВТУ им. Баумана Тезисы докладов V Всесоюзной научно-техн. конференции по компрессоростроению. – 1-3 февр. – 1978.

75. Ю.Б. Галеркин, И.Я. Сухомлинов. Влияние относительной ширины b_2 на характеристики центробежной ступени с р.к. конструкции ЛПИ при параллельном переносе покрывного диска. МВТУ им. Баумана, Тезисы докладов V Всесоюзной научно-техн. конференции по компрессоростроению. – 1-3 февр. –1978.

76. Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов. Исследование центробежных рабочих колес в относительном движении при больших окружных скоростях. МВТУ им.Баумана. Тезисы докладов V Всесоюзной научно-техн. конференции по компрессоростроению. – 1-3 февр. –1978.

77. Ю.Б. Галеркин, А.Е. Козлов. Математическое моделирование характеристик ступени центробежного компрессора. МВТУ им. Баумана Тезисы докладов V Всесоюзной научно-техн. конференции по компрессоростроению. –1-3 февр. – 1978.

78. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, Н.В.Калинкевич, В.В.Россель, А.М.Симонов, В. К. Смехов. Центробежный компрессор. Авт. свид. № 615251 от 1978 г. Заявка № 242490 от 1976 г. БИ № 26. –1978.

79. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, А.В.Зуев, Л.Я.Стрижак, В.И.Зараев. Рабочее

колесо центробежного компрессора. Авт. свид. № 606010 от 1978 г. Заявка № 2326603 от 1976 г. БИ № 26. – 1978.

80. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, А.М.Симонов. Многоступенчатый центробежный компрессор. Авт. свид. № 606010– 1978.

1979

81. Ю.Б. Галеркин, О.Е. Евлюхина, Т.Л. Кукова. Расчетно-теоретическое исследование обтекания двухъярусных решеток р.к. ц.к. Тезисы докладов I Всесоюзной студенческой конференции «Совершенствование компрессорных и вакуумных машин и пневмоагрегатов». – Март. – 1979.

82. Ю.Б. Галеркин, А.М. Симонов, М.Р. Полес, Б.Н. Савин. Профилирование проточной части лопаточных элементов ступени центробежного компрессора. Тезисы доклада, Всесоюзная конференция «Тепломассообмен и моделирование в энергетических установках». Тула. – 24-25 мая. – 1979.

83. Ю.Б. Галеркин, В.А. Кулагин, А.Г. Никифоров, В.В. Тихонов, В.А. Михайлов. Опыт расчета плоских потенциальных течений в многосвязных областях. Сб. трудов Красноярского политех. ин-та, «Гидродинамика больших скоростей». – № 1. – Красноярск. –1979.

84. K.P. Seleznev, Y.B. Galerkin, V.I. Zikov, A.M. Simonov, L.Ya. Strizhak, L.K. Tschernyavsky. Untersuchungen des Zehrstuhls fuer Verdichterbau des Leningrader Politechnischen Institutes Z.U. Durch-stromteilen von Radial Verdichtern.Kraftwerklichnisches, Kolloquium «Thermische unit hydraulische Turbomaschinen in Kraftwerken und chemieanlagen», Drezden. –1979.

85. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, Л.Я. Стрижак, А.В. Зуев, В.П. Митрофанов, В.И. Зараев, Э.И. Сергачева, В.С. Серегин, С.В. Локтаев. Рабочее колесо центробежного компрессора общего назначения конструкции ЛПИ. Экспонат ВДНХ смотр «Достижения ЛПИ в учебно-воспитательной и научно-исследовательской работе. Павильон «Народное образование». –1979.

86. К.П.Селезнев, Ю.Б. Галеркин. Профилирование рабочих колес промышленных компрессоров методом ЛПИ. Учебное пособие. ЛПИ. –1979.

87. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, С.Г.Соколов, Б.С.Фотин. Компрессоры в СССР и некоторые проблемы их совершенствования. Труды международного симпозиума «Компрессоры промышленного назначения» ЧССР. Прага. –1979.

88. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин, А.Г.Никифоров, А.Е.Козлов. Разработка математической модели потерь для оптимизации проточной части ступени центробежного компрессора. Химическое и нефтяное машиностроение. –№ 5. –1979.

89. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин. С.В.Локтаев. Центробежный компрессор. Авт. свид. № 663888, БИ №19. – 1979.

90. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, С.Г. Соколов, Б.С. Фотин. Компрессоры в СССР и некоторые проблемы их совершенствования. Труды международного симпозиума, посвященного 15-летию завода «ЧКД-Компрессор», г. Прага, Чехославакия. –1979.

91. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, А.Б. Баренбойм. Компрессорные установки с утилизацией тепла сжатия газов. Тезисы докладов ВНТК, ЛТИХП, Л. –1979.

1980

92. А.А. Мифтахов, Ю.Б. Галеркин, А.Г. Никифоров, А.С. Зингерман. Разработка математической модели выходного устройства центробежного компрессора. РЖ «Насосостроение и компрессоростроение». Холодильное машиностроение. М., ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ. – № 11. – 1980.

93. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, В.И. Зараев. Визуализация характерных зон течения в элементах проточной части центробежного компрессора с

помощью напыления мелко-дисерсного твердого красителя. Энергомашиностроение. – М. – № 5. – 1980.

94. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, В.И. Зараев, Э.И. Сергачева, Г.И. Богорадовский, А.Н. Примак. Разработка и исследование концевой центробежной ступени осецентробежного доменного компрессора. Труды ЛПИ, «Энергомашиностроение». – Л. –1980.

95. А.М. Симонов, К.П.Селезнев, Ю.Б. Галеркин, Б.Н. Савин, Н.В. Калинкевич. Разработка центробежного малорасходного компрессора общего назначения производительностью 30 м³/мин. Труды ЛПИ «Энергомашиностроение» Л. –1980.

96. Ю.Б. Галеркин, В.В. Тихонов, А.Г. Никифоров. Математическое моделирование характеристики ступени ц.к. Тезисы докладов Теплофизической конференции. Киев. –1980.

97. К.П.Селезнев, Ю.Б. Галеркин. Рабочий процесс ПЦК и его математическое моделирование. Сб. докладов на симпозиуме в Высшей технической школе «Отто фон Герике», ГДР, Магдебург. –1980.

98. Ю.Б. Галеркин, И.А. Тучина. Испытание компрессоров при параллельной и последовательной работе. Совместная работа компрессоров. Метод. Указания к лабораторной работе. Уч. пособие. ЛПИ. –1980.

99. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, А.М. Баренбойм. О схемах компрессорных установок с точки зрения требования охраны окружающей среды. Межвузовский сборник по комплексной программе Минвуза РСФСР, «Человек и окружающая среда. Проблемы охраны природы». –№3. – 1980. – Пермь.

100. Ю.Б.Галеркин, Р.М. Набавани. Экспериментальное исследование влияния коэффициента K_F на работу колеса и ступени центробежного компрессора. РЖ «Механика». – № 12. – 1980. – ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ.

1981

101. Ю.Б. Галеркин, В.В. Тихонов. Аналитический метод расчета характеристик двухзвенных ступеней промышленных центробежных компрессоров. Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках. III Всесоюзная школа-семинар. – М. – МВТУ. – 1981.

102. Ю.Б. Галеркин. Научно-исследовательские работы в области турбостроения. «Химическое и нефтяное машиностроение». – М. – № 9. – 1981.

103. Ю.Б. Галеркин, Р.М. Набавани, В.П. Митрофанов. Относительно выбора оптимального диаметра входа решетки колеса центробежного компрессора. ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, рег. № 819. – М. –1981.

104. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, А.Г. Никифоров, В.В. Тихонов. Проектирование и оптимизация проточной части ПЦК с использованием математического моделирования характеристик. Тезисы докладов VI Всесоюзной НТК по компрессоростроению «Повышение технического уровня, надежности и долговечности компрессоров и компрессорных установок». Декабрь. –Л. –1981.

105. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, М.Р. Полес, А.М. Симонов. Исследование центробежных компрессорных ступеней с высокорасходными рабочими колесами, с пространственной решеткой, с безлопаточным диффузорами. Тезисы докладов VI Всесоюзной НТК по компрессоростроению «Повышение технического уровня, надежности и долговечности компрессоров и компрессорных установок». Декабрь. – Л. – 1981.

106. Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, С.В. Локтаев, Э.И. Сергачева. Разработка унифицированных ступеней промышленных центробежных компрессоров. Тезисы докладов VI Всесоюзной НТК по компрессоростроению «Повышение технического уровня, надежности и долговечности компрессоров и компрессорных установок». Декабрь. – Л. –1981.

107. Ю.Б. Галеркин, А.Г. Никифоров, В.В. Тихонов, В.А. Михайлов. Расчет мощности дискового трения внутренних протечек и осевого усилия в рабочем колесе радиальной турбомашин. Тезисы докладов VI Всесоюзной НТК по компрессоростроению «Повышение технического уровня, надежности и долговечности компрессоров и компрессорных установок». Декабрь. – Л. –1981.

1982

108. Ю.Б. Галеркин, Р.М. Набавани. Влияние радиуса закругления покрывающего диска на работу колеса и ступени ПЦК. ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ. РЖ. –№2. –1982.

19. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин. Центробежные компрессоры. Машиностроение. – Л. –1982.

110. Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, М.И. Кулешов, В.Г. Чертов. Требования к воздуходувкам для вакуумной уборки пыли и просыпей. Промышленный транспорт. –№ 5. – 1982.

111. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, В.И. Зараев, Э.И. Сергачева. Унифицированные ЦК ступени конструкции ЛПИ. Деп. В ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, № 909 ХМ-ДВ2 РФ, Насостроение и компрессорное холод. машиностроение. –№ 12. – 1982.

112. Ю.Б. Галеркин, Б.Н. Савин, С.И. Саламе, С.Е. Сергеев, А.М. Симонов. Особенности математической модели потерь в ступенях стационарных компрессоров с осерадiallyми рабочими колесами. ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ РЖ. Москва. – № 2. – 1982.

113. Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, Р.М. Набавани. Относительно выбора оптимального диаметра входа решетки колеса ЦК. ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, РЖ № 1. Москва. –1982.

114. Ю.Б. Галеркин, Р.М. Набавани. Об одном конструктивном подходе унификации ПЦК. ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ. – № 943. – Москва. –1982.

1983

115. К.Р. Seleznev, Y.B. Galerkin. Mathematical Modelling of Performance Characteristics and Optimization of Turbomachine Stades. Труды международного конгресса по газовым турбинам. Токио. Япония. – 1983.

116. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, В.И. Зараев, В.И. Хенталов. О разработке проточных частей для нагнетателей газоперекачивающих агрегатов с учетом безразмерного числа оборотов. Труды ЛПИ, № 394, «Рабочие процессы компрессоров и установок с ДВС». Л. – 1983.

117. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, А.Г. Никифоров, В.В. Тихонов. Проектирование и оптимизация проточной части промышленных центробежных компрессоров с использованием математической модели характеристик. Повышение эффективности, надежности и долговечности компрессоров и компрессорных установок. Материалы конференции, Л., изд. ЛПИ. – 1983.

118. Ю.Б. Галеркин, В.А. Кулагин, А.Г. Никифоров, В.В. Тихонов, В.А. Михайлов. Опыт расчета плоских потенциальных течений в многосвязных областях. Труды КрПИ, «Гидродинамика больших скоростей». – №1. –Красноярск. –1983.

119. Ю.Б. Галеркин. Компрессорная установка. Авт. свид. №1021822, БИ № 21. – 1983.

1984

120. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, В.И. Зараев, С.В. Локтаев, Э.И. Сергачева. Опыт разработки унифицированных центробежных компрессоров. Химическое и нефтяное машиностроение. –№ 3. – 1984.

121. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, В.И. Зараев, В.И. Хенталов. О разработке проточных частей для нагнетателей газоперекачивающих

агрегатов с учетом безразмерного числа оборотов. Библиограф. указат. ВИНТИ «Депонир. научные работы». – № 2. – М. – 1984.

122. Ю.Б. Галеркин, Ф.С. Рексин, О.А. Вартевян, К.В. Смольский, В.А. Устинов. Компрессорный агрегат. БИ №6, Авт. свид. № 1073494. 1984.

123. Ю.Б. Галеркин, А.Г. Никифоров, В.В. Тихонов. Математическое моделирование рабочего процесса турбомашин. Учебн. пособие по курсу «Тепловые двигатели и нагнетатели», СФ МЭИ. – М. – 1984.

124. Ю.Б. Галеркин, С.В. Локтаев, А.А. Мифтахов. Расчетные исследования эффективности выходных устройств. Межвуз. сб. науч. трудов «Холодильные машины и термотрансформаторы», ЛТИХП. – Л. – 1984.

125. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, В.И. Зараев, С.В. Локтаев, С.Х. Муратов, М.Р. Полес, Э.И. Сергачева. Результаты проектирования и теоретического исследования высокорасходных центробежных РК с пространственной формой лопаток. Межвуз. сб. науч. трудов «Повышение эффективности холодильных и компрессорных машин», ОмПИ. – Омск. – 1984.

126. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, В.И. Зараев. Трехмерный характер обтекания лопаточных решеток и пути повышения эффективности РК центробежной ступени. Межвуз. сб. науч. трудов «Повышение эффективности холодильных и компрессорных машин» ОмПИ. – Омск. – 1984.

127. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин. Газодинамические основы и математическое моделирование при проектировании центробежных нагнетателей ГПА. ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ РЖ М. – 1984.

128. Ю.Б. Галеркин, Н. Ремедиос. Utilizacion de los compresores centrifuges en la industria. Учебн. пособие Гавана, Куба. – 1984.

129. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, В.И. Зараев. Рабочее колесо центробежного компрессора. Авт. свид. № 1112152, БИ №33. – 1984.

1985

130. Ю.Б. Галеркин, С.В. Локтаев, Ю.А. Топоров. Некоторые результаты применения математической модели лопаточной решетки рабочего колеса для расчета потерь в ОНА. ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ. РЖ. – М. – 1985.

131. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, В.В. Померанцев, И.И. Кириллов. Вклад ученых ЛПИ в реализацию энергетической программы страны. Труды ЛПИ. – N411. – 1985.

132. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, А.Г. Никифоров, В.А. Михайлов. Развитие метода математического моделирования газодинамических характеристик центробежной компрессорной ступени на основе анализа пространственной структуры потока. Тезисы докладов 7 ВНТК «Повышение технологического уровня, надежности и долговечности компрессоров и компрессорных установок». – Казань. – 1985.

133. Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, В.И. Зараев, В.И. Хенталов. Отработка проточных частей нагнетателей природного газа газоперекачивающих агрегатов ГПА-Ц-16/100-25. Тезисы докладов 7 ВНТК «Повышение технологического уровня, надежности и долговечности компрессоров и компрессорных установок». – Казань. – 1985.

134. Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, В.И. Зараев, В.И. Хенталов. Исследование унифицированных центробежных ступеней пониженной быстроходности для дожимных нагнетателей природного газа. Труды ЛПИ. – № 411. – Л. – 1985.

135. Ю.Б. Галеркин, А.Г. Никифоров, В.А. Михайлов, В.М. Костюченко. Комплекс программ для расчета энергетических характеристик двухступенной ступени центробежного компрессора с использованием математической модели в квазитрехмерной постановке. ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ. – М. – 1985.

136. Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, С.В. Локтаев. Ступень центробежного компрессора. Авт. свид №1134795, БИ №2. – М. – 1985.

137. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин. Газодинамические основы и математическое моделирование при проектировании центробежных нагнетателей ГПА. ЦИТИХИМНЕФТЕМАШ. – №3. – М. – 1985.

138. Ю.Б. Галеркин, С.В. Локтаев, Ю.А. Топоров. Опыт использования математической модели для расчета потерь в лопаточных решетках ОНА. Межвуз. сб. научн. тр., ЛТИХП. – Л. – 1985.

139. Ю.Б. Галеркин, А.Г. Никифоров, В.А. Михайлов. Математическая модель для расчета энергетических характеристик двухзвенной ступени ЦК в квазитрехмерной постановке. Межвуз. сб. научн. тр., ЛТИХП. – Л. – 1985.

1986

140. Ю.Б. Галеркин. Научно-исследовательские работы в области турбокомпрессоростроения. Химическое и нефтяное машиностроение. – №1. – М. – 1986.

141. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, С.А. Анисимов, В.П. Митрофанов, Ю.С. Подобуев. Теория и расчет урбокомпрессоров. Учебное пособие. Машиностроение. – Л. – 1986.

142. Ю.Б. Галеркин, А.Г. Никифоров, Л.Н. Ершова, А.В. Мерзлов. Расчет течения сжимаемого идеального газа в меридиональном течении турбомашин методом конечных элементов. Межвуз. сборник «Гидродинамика больших скоростей». – Красноярск. – 1986.

143. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, Э.И. Сергачева, М.Р. Полес. Осерадиальное рабочее колесо центробежного компрессора. Авт. свид. 1211469, БИ 6 М. – 1986.

144. Ю.Б. Галеркин, С.В. Локтаев. Устройство для регулирования натяжения ременной передачи. Авт. свид. 1224493, БИ №4, М. – 1986.

145. Ю.Б. Галеркин, Э.И. Сергачева, С.Х. Муратов. Опыт использования математической модели для оптимизации центробежных ступеней малой быстроходности. Межвуз. сб. тр. «Повышение эфф-ти холд-х машин и термотрансформаторов». – Л. – 1986.

146. Ю.Б. Галеркин, А.Г. Никифоров, В.М. Костюченко, В.В. Тихонов. Система автоматизированного проектирования ступени ЦК на основе ММ рабочего процесса. Межвуз. сб. тр. «Автоматизация проектирования». – Иваново. – 1986.

1987

147. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, Е.Ю. Попова. Упрощенная математическая модель потерь в центробежной компрессорной ступени. Химическое и нефтяное машиностроение. – № 10. – 1987.

148. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, Е.Ю. Попова, А.Ф. Макаров, Э.И. Сергачева. Упрощенная математическая модель потерь промежуточной центробежной компрессорной ступени и применение симплекс-метода для поиска ее конкретного вида. ЦИТИХИМНЕФТЕМАШ. 1668-ХН 87. – М. – 1987.

149. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, В.М. Костюченко, А.Ф. Рекстин. Алгоритм программы проектирования центробежной компрессорной ступени промежуточного типа. ЦИТИХИМНЕФТЕМАШ. 1731 М. – 1987.

150. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, В.М. Костюченко, А.Ф. Рекстин. Математическая модель промежуточной компрессорной ступени и многоцелевой комплекс программ для системы автоматизированного проектирования. ЦИТИХИМНЕФТЕМАШ. 1732 М. – 1987.

151. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, А.Г. Никифоров. Методологические вопросы математического моделирования рабочего процесса турбомашин и успехи в оптимизации проточной части на примере центробежных компрессоров. III Всесоюзн. школа-семинар «Гидродинамика больших скоростей». Красноярск. КРПИ. – 1987.

152. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, А.Г. Никифоров. Методологические вопросы математического моделирования рабочего процесса турбомашин и успехи в оптимизации

проточной части на примере центробежного компрессора. Сб. докладов «Гидродинамика больших скоростей», КПИ, Карснорск. –1987.

153. Ю.Б. Галеркин, В.М. Костюченко, А.Г. Никифоров. Некоторые итоги и перспективы развития математического моделирования рабочего процесса центробежных компрессорных ступеней. Межвуз.сб. научных трудов под ред. проф. И.И. Орехова. – Л. – ЛТИХП. – 1987.

154. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, В.М. Костюченко, А.Г. Никифоров. Применение математического моделирования при разработке компрессорных установок для энергоемких отраслей промышленности. 11 ВНТК «Проблемы энергетики технологий». – МЭИ. – М. – 1987.

155. Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, В.И. Зараев, В.И. Хенталов. Вопросы повышения эффективности магистральных газопроводов. Тез. докл. ВНТК «Научн. пробл. современного машиностроения и их решение». – Л. – 1987.

156. Ю.Б. Галеркин, С.Х. Муратов, А.Ф. Рекстин. Оптимизация проточной части нагнетателей природного газа с использованием методов математического моделирования. Тез. докл. ВНТК «Научн. пробл. современного машиностроения и их решение». – Л. – 1987.

1988

157. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, А.Н. Вейраух. Квалификационная характеристика специалиста по компрессорной технике и функциональные специализации. Тез. доклада научно-метод. Конференции. – ЛПИ. – 1-3 июня 1988.

158. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин. Концепция проектирования центробежных ступеней. МНТК по проектированию радиальных ступеней турбокомпрессоров. ЧВТУ, ЧССР, Прага. – 1988.

159. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин. Опыт расчета, проектирования и оптимизации проточной части промышленных центробежных компрессоров. Тезисы доклада Международной НТК по турбомашинам ФРГ, г. Эссен. – 1988.

160. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, В.И. Зараев, В.И. Хенталов. Высокоэффективные рабочие колеса центробежных нагнетателей ГПА. Выставка ВДНХ «Научно-технический прогресс в газовой промышленности». – М. – 1988.

161. А.М. Апанасенко, Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, Э.И. Сергачева, М.Р. Полес. Исследование и проектирование ц.к. дожимных газоперекачивающих агрегатов. Сб. трудов «Центробежные компрессоры высокого и сверхвысокого давления для нефтяной и газовой промышленности». – М. – 1988.

162. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, Е.Ю. Попова. Упрощенная математическая модель потерь в центробежной компрессорной ступени. Сборник научных трудов. Воронеж. – ВПИ. – 1988.

163. Ю.Б. Галеркин, С.В. Локтаев. Опыт совершенствования ПЧ РК ЦК расчетными методами. Межвуз.сб. научных трудов. – ЛТИХП. – Л. – 1988.

1989

164. К.П. Селезнев Ю.Б. Галеркин. Методы повышения эффективности эксплуатации компрессорных установок. УІ НТК к 25-летию Гаванского ПИ, Куба, Гавана. – 1989.

165. К.П. Селезнев Ю.Б. Галеркин. К созданию САПР проточной части центробежных компрессоров. Труды УІ симпозиума «Насосы и компрессоры», Магдебург. – 1989.

166. К.П. Селезнев Ю.Б. Галеркин, А.Ф. Рекстин, С.Х. Муратов, С.В. Локтаев. Современное состояние и ближайшие перспективы развития метода математического моделирования газодинамических характеристик центробежных компрессорных

ступеней. Тезисы докладов 8 ВНТК по компрессоростроению. Сумы, 10-12 октября 1989. ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ. – 1989.

167. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, Э.И. Сергачева, М.Р. Полес. Разработка ЦКС особо высокой расходности. Тезисы докладов 8 ВНТК по компрессоростроению г. Сумы, 10-12 октября 1989. ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ. – 1989.

168. Ю.Б. Галеркин, Л.Я. Стрижак, И.П. Суслина, В.И. Хенталов. Разработка ПЧ компрессоров К-6,3/56 и К-16/76-19 для транспорта попутного нефтяного газа. Тезисы докладов 8 ВНТК по компрессоростроению г. Сумы, 10-12 октября 1989. ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ. – 1989.

169. Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, В.И. Зараев, В.И. Хенталов, Цо Мен Хен. Повышение эффективности центробежных ступеней малой и средней быстроходности для компрессоров высокого давления. Тезисы докладов 8 ВНТК по компрессоростроению г. Сумы, 10-12 октября 1989. ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ. – 1989.
1990

170. Ю.Б. Галеркин, Р.А. Измайлов, Б.Н. Савин. Проектирование и оптимизация проточной части промышленного центробежного компрессора с использованием ЭВМ. Учебное пособие. – 1990.
1991

171. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, Р.А. Измайлов. Комплексный подход к разработке и оптимизации проточной части центробежных компрессоров. «Создание компрессорных машин и установок, обеспечивающих интенсивное развитие отраслей топливно-энергетического комплекса». Материалы УШ ВНТК по компрессоростроению. Октябрь 1989. Сумы. – 1991.

172. Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, М.Р. Полес. Результаты оптимизации и исследований унифицированных высокорасходных ступеней ЦК. Материалы ВНТС «Повышение эф-ти тягодутьевого оборудования для энергетики и машиностроения». Красноярск. – 1991.

173. Ю.Б. Галеркин. Двухмерный САПР, оптимизация и исследование ступеней промышленных центробежных компрессоров. Труды международного симпозиума «СИМКОМ», Лодзь, Польша. – 1991.

174. Ю.Б. Галеркин, Е.Ю. Попова. Применение двухмерного САПР в проектировании промышленных центробежных компрессорных ступеней. Тез. докл. Международного симпозиума «СИМКОМ- 91». Лодзь, Польша. – 1991.

175. Ю.Б. Галеркин, И.Я. Сухомлинов, М.В. Головин, А.Д. Славутский. Разработка методов проектирования высокоэффективных ступеней с пространственными колесами для холодильных центробежных компрессоров. Тез. докл. Международного симпозиума «СИМКОМ- 91». Лодзь, Польша. – 1991.

176. Ю.Б. Галеркин, Е.Ю. Попова. Изучение влияния сжимаемости на оптимальные размеры и эффективность ЦКС методом «вычислительной газодинамики». Тез. докл. Всесоюзной межвузовской конференции. – М. – 1991.
1992

177. Ю.Б. Галеркин. Современные методы проектирования и оптимизации проточных частей центробежных компрессоров. Тез. докладов ВНТПК «Компрессоры и насосы - 92», ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ. – М. – 1992.

178. Ю.Б. Галеркин. Математическое моделирование центробежных компрессорных ступеней на кафедре компрессоростроения СПбГТУ. Труды симпозиума. Германия, Ганновер. – 1992.

179. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, Э.И. Сергачева, М.Р. Полес. Опыт разработки центробежной компрессорной ступени особо высокой расходности. Химическое и нефтяное машиностроение. – №2. – 1992.

180. Ю.Б. Галеркин, Е.Ю. Попова. Применение 2-мерного САПР в проектировании центробежных ступеней промышленных компрессоров. Научные записки Лодзинского политехнического института, «Тепловые турбомашин», 645, Польша, Лодзь. – 1992.

181. И.Я. Сухомлинов, М.В. Головин, А.Д. Славутский, Ю.Б. Галеркин, В.И. Лев. Учет термодинамических св-в рабочего тела при квазитрехмерных расчетах течения в проточной части турбомшины. Тезисы докладов РНТК. СПб. – 1992.

182. Ю.Б. Галеркин, И.Я. Сухомлинов, М.В. Головин, А.Д. Славутский. Расчетно-теоретическое исследование высокорасходных ступеней с пространственными рабочими колесами для холодильных центробежных компрессоров. Тезисы докладов РНТК. – СПб. – 1992.

183. Ю.Б. Галеркин. Математическое моделирование ступеней центробежного компрессора на кафедре компрессоростроения СПбГТУ (физические основы, современное состояние). Сообщения Союза немецких инженеров. Ганновер. Германия – № 947. – 1992.
1993

184. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, А.П. Троицкий. Комплексные системы автономного энергоснабжения. Международный симпозиум «Автономная энергетика сегодня и завтра». – СПб. – 1993.

185. Ю.Б. Галеркин, Данилов К.А., Попова Е.Ю. Численное моделирование центробежных компрессорных ступеней. Компрессорная техника и пневматика (АСКОМП) С.-П. – № 3. – 1993.

186. Ю.Б. Галеркин, Е.Ю. Попова, К.А. Данилов. Современные возможности численных методов проектирования и оптимизации проточной части промышленного центробежного компрессора. Тезисы докладов 9-ой международной конференции по компрессоростроению. Казань. – 1993.

187. Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, Э.И. Сергачева, В.И. Зараев, В.И. Хенталов. Применение современных аэродинамических методов профилирования к созданию нового поколения эффективных промышленных центробежных компрессоров. Тезисы докладов 9-ой международной конференции по компрессоростроению. – Казань. – 1993.

188. Ю.Б. Галеркин, Е.Ю. Попова, К.А. Данилов. Численное моделирование центробежных компрессорных ступеней (физические основы, современное состояние). Компрессорная техника и пневматика. – № 2. – 1993.
1994

189. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, Л.Я. Стрижак, Е.С. Ремезова, Н.И. Садовский, И.П. Суслина, В. Рисс. О структуре потока в рабочих колесах центробежных компрессоров. Компрессорная техника и пневматика. – № 4-5. – 1994.

190. Ю.Б. Галеркин, Е.Ю. Попова. Промышленные центробежные компрессоры - газодинамический расчет и концепции оптимизации. Сообщения Союза немецких инженеров. Аахен, Германия. – № 1109. – 1994.
1995

191. В.Ф. Рис, Ю.Б. Галеркин, Е.Ю. Попова. Численное исследование влияния Ми на характеристики центробежных компрессорных ступеней, спроектированных на различные начальные условия. Сб. трудов «Научно-исследовательские работы ученых СПбГТУ и Ганноверского университета». – СПб. – 1995.

192. Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, Э.И. Сергачева, В.И. Зараев, В.И. Хенталов. Исследования и отработка серии центробежных компрессорных ступеней СПбГТУ с коэффициентами быстроходности от 0,365 до 0,169. Тезисы докладов X МНТК по компрессорной технике – Казань. – 1995.

193. Ю.Б. Галеркин, Е.Ю. Попова, К.А. Данилов. Развитие метода универсального моделирования рабочего процесса центробежных компрессоров - программные комплексы первого уровня (третье поколение), опыт разработки и практического использования комплекса третьего уровня. Тезисы докладов X МНТК по компрессорной технике. – Казань. – 1995.

194. Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, В.И. Хенталов, В.Н. Довженко, С.И. Наконечный. Разработка высоконапорной сменной проточной части для модернизации центробежных компрессоров ГПА-Ц-16. Тезисы докладов X МНТК по компрессорной технике. – Казань. – 1995.

195. Ю.Б. Галеркин, Е.Ю. Попова, К.А. Данилов. Анализ оптимальных конструкций компрессоров линейных ГПА нового поколения с помощью программных комплексов универсального моделирования. Тезисы докладов X МНТК по компрессорной технике. – Казань. – 1995.

196. Ю.Б. Галеркин, Е.Ю. Попова, К.А. Данилов. Анализ оптимальных конструкций компрессоров линейных ГПА нового поколения с помощью программных комплексов универсального моделирования. Тезисы докладов РНТК «Инновационные наукоемкие технологии для России». 25-27 апреля 1995. – СПб. – 1995.

197. Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, Э.И. Сергачева, В.И. Зараев, В.И. Хенталов. Исследование и отработка серии центробежных компрессорных ступеней СПБГТУ с коэффициентами быстроходности от 0,365 до 0,169. Тезисы докладов РНТК «Инновационные наукоемкие технологии для России». 25-27 апреля СПб. – 1995.

198. Ю.Б. Галеркин, Е.Ю. Попова, К.А. Данилов. Универсальная модель центробежного компрессора - новый шаг к прогрессу. Сб. трудов Межд. симпозиума «СИМКОМ-95». Польша, Лодзь. – 1995.

199. Ю.Б. Галеркин, Е.Ю. Попова, К.А. Данилов. Универсальная модель центробежного компрессора - оптимальное решение. Труды немецкого инж-го общ-ва Германия, Ганновер. 28-29 сентября 1995.

200. Ю.Б. Галеркин. Начало развития теории центробежных компрессоров и создание базиса экспериментальных данных на кафедре компрессоростроения. Сборник научных трудов «Некоторые проблемы энергомашиностроения». СПб. – 1995.

201. Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов. Применение современных методов оптимального проектирования при разработке нового поколения модельных ступеней центробежных компрессоров. Химическое и нефтяное машиностроение. – № 11. – 1995.

202. Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, В.И. Зараев, В.И. Хенталов. Исследования по созданию проточных частей центробежного компрессора ГПА нового поколения. Сборник тезисов доклада Симпозиума «Энергетика-95». СПб. – 1995.

203. Galerkin Y.B., Danilov K.A., Popova E.Y. Universal Modelling for Centrifugal Compressors-Gas Dynamic Design and Optimization Concepts and Application. Yokohama International Gas Turbine Congress, Yokohama. – 1995.

1996

204. Galerkin Y.B., Mitrofanov V.P. Current Optimum Design Methods in the Development of New Generations of Model Stages in Centrifugal Compressors. Chemical and Petroleum Engineering July, 1996. V.31, № 11-12, New York. USA. – 1996.

205. Ю.Б. Галеркин, Э.И. Сергачева. Форум специалистов промышленности-потребителей и производителей компрессоров и компрессорного оборудования. Компрессорная техника и пневматика АСКОМП, 3-4(1-13). – 1996.

1997

206. Ю.Б. Галеркин, А.В. Балябин, А.Г. Никифоров. Анализ обтекания лопаточных аппаратов с целью совершенствования метода расчета характеристик центробежных компрессоров. Компрессорная техника и пневматика № 1-2 (14-15). – 1997.

207. Ю.Б. Галеркин. Ожидаемые параметры центробежных нагнетателей перспективных ГПА. Труды 3-го международного симпозиума «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования» 18-20 июня 1997. – СПб. – 1997.

208. Ю.Б. Галеркин. Практика применения современных методов проектирования центробежных компрессоров для газовой промышленности. Материалы НТК «Опыт фирмы «Турботех-Лодзь» в испытании и модернизации ЦК» 15-17 октября 1997. Лодзь, Польша. – 1997.

1998

209. Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, В.И. Зараев, В.И. Хенталов, К.А. Данилов, Е.Ю. Попова, Э.И. Сергачева. К модернизации нагнетателей ГПА установкой новой проточной части с безлопаточными диффузорами. Труды 4-го Международного симпозиума «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования». – СПбГТУ. – 1998.

210. Galerkin Y.B., Popova E.Y., Danilov K.A., Mitrofanov V.P. Quasi-3d Calculations in Centrifugal Impeller Design. VDI Berichte. – № 1425. – Hannover. – 1998.

211. Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, В.И. Зараев, В.И. Хенталов, К.А. Данилов, Е.Ю. Попова, Э.И. Сергачева. Модернизация нагнетателей ГПА установкой новой проточной части с безлопаточными диффузорами. Химическое и нефтегазовое машиностроение. – № 11. – 1998.

212. Ю.Б.Галеркин, В.П.Митрофанов, К.А.Данилов, Е.Ю.Попова. Опыт применения методов расчета квазитрехмерного идеального потока при проектировании рабочих колес. Тезисы докладов XI международной научно-технической конференции по компрессорной технике. – Казань. – 1998.

213. Ю.Б.Галеркин, В.П.Митрофанов, В.И.Хенталов, В.И.Зараев, К.А.Данилов. Исследование центробежной компрессорной ступени с безлопаточным диффузором для применения в перспективных нагнетателях ГПА. Тезисы докладов XI международной научно-технической конференции по компрессорной технике. – Казань. – 1998.

1999

214 Ю.Б.Галеркин, В.П.Митрофанов, В.И.Хенталов, В.И.Зараев, К.А.Данилов, Е.Ю.Попова, Э.И.Сергачева. Новое поколение модельных ступеней с безлопаточными диффузорами для модернизации линейных нагнетателей природного газа. Труды 5-го Международного симпозиума «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования». – СПб. – 1999.

215. Y. Galerkin, K. Danilov, E. Popova. Design philosophy for industrial centrifugal compressor. International Conference on Compressors and their Systems. – London: City University, UK. – 1999.

216. Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, В.И. Хенталов, В.И. Зараев. Опыт экспериментальной отработки модельной центробежной ступени нового поколения. Энергетические машины и установки. Труды СПбГТУ. – № 481 – 1999.

2000

217. Ю.Б. Галеркин. Формирование взглядов на рабочие процессы и современное состояние газодинамических методов проектирования промышленных центробежных компрессоров. Компрессорная техника и пневматика. – № 2. – 2000.

218. Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, М. Геллер, А. Тевс. Физические и численные эксперименты по исследованию течения в рабочем колесе центробежного компрессора. Компрессорная техника и пневматика. – № 3. – 2000.

219. Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, К.А. Данилов. Анализ особенностей и оптимизация проточной части центробежных компрессоров природного газа. Компрессорная техника и пневматика. – № 3. – 2000.

220. Труды научной школы компрессоростроения СПбГТУ. Сборник реферативных статей. Под редакцией Ю.Б. Галеркина. Изд-во ЦКТИ. – СПб. – 2000.

221. А.Ю. Прокофьев, Ю.Б. Галеркин. Совершенствование программы обработки результатов испытания ступени центробежного компрессора. XXVIII неделя науки СПбГТУ. Материалы межвузовской научной конференции. Изд-во СПбГТУ. – 2000.

222. Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, М. Геллер, А. Тевс. Физические и численные эксперименты по исследованию течения в рабочем колесе центробежного компрессора. Труды 6-го Международного симпозиума «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования». – СПб. – 2000.

223. А.Ю. Прокофьев, Ю.Б. Галеркин. Анализ двух способов осреднения параметров потока в контрольных сечениях ступени. Материалы межвузовской научной конференции «XXIX неделя науки СПбГТУ». 27 ноября-02 декабря 2000.

2001

224. Y. Galerkin, V. Mitrofanov, M.Geller, F. Toews. Experimental and numerical investigation of flow in industrial centrifugal impeller. – International Conference on Compressors and their Systems. London: City University. – UK. – 2001.

225. Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов, К.А. Данилов, В.И. Хенталов, В.И. Зараев, А.Ю. Прокофьев. Опыт применения метода универсального моделирования СПбГТУ при разработке компрессоров для газовой промышленности. Тезисы докладов XXII международной научно-технической конференции по компрессорной технике. ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа». – Казань. – 2001.

226. Ю.Б. Галеркин, К.А. Данилов, Е.Ю. Попова, А.Ю. Прокофьев. Комплекс программ оптимального газодинамического проектирования центробежных компрессоров, современное состояние и перспективы развития. Тезисы докладов XXII международной научно-технической конференции по компрессорной технике. ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа». – Казань. – 2001.

227. В.Б. Бакаев, А.В. Васильев, Ю.С. Гонтарь, В.В. Денисенко, Н.А.Калинин, П.С. Петров, Ю.Н. Писарев, В.И. Твердохлебов, Ю.Б. Галеркин, К.А. Данилов, В.П. Митрофанов. Нагнетатели нового поколения для линейных дожимных компрессорных станций ОАО «Газпром». Компрессорная техника и пневматика. – № 6. – 2001.

228. В.Б. Бакаев, А.В. Васильев, Ю.С. Гонтарь, В.В. Денисенко, Н.А.Калинин, П.С. Петров, Ю.Н. Писарев, В.И. Твердохлебов, Ю.Б. Галеркин, К.А. Данилов, В.П. Митрофанов. Нагнетатели нового поколения для линейных дожимных компрессорных станций ОАО «Газпром». Труды 7-го Международного симпозиума «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования». – СПб. – 2001.

229. R. Puzyrewski, Y.B. Galerkin, P. Flaszynski. Direct and Inverse Numerical Calculation for the Tested Centrifugal Impeller. XI. Internationale Tagung «Forschung Praxis und Didaktik Im Modernen Maschinenbau.» Stralsund den 17.-19. Germany. Oktober. – 2001.

230. Y. Galerkin, M. Geller, V. Mitrofanov, A. Töws. Validation of Numerical Flow Calculations in Industrial Centrifugal Impeller by Comparison with Experimental Data. VDI-BERICHT 1640 «Turbokompressoren im industriellen Einsatz». Germany. – 2001.

2002

231. Ю.Б. Галеркин, А.Ю. Прокофьев. Оценка эффективности нагнетателей природного газа с помощью разного рода КПД при заводских испытаниях. Турбины и компрессоры, вып. № 1-2, 2002 (18,19), АОЗТ «НИКТИТ». – СПб. – 2002.

232. Редакционная почта. Письмо Ю.Б. Галеркина. Турбины и компрессоры. Вып. № 1-2, 2002 (18,19), АОЗТ «НИКТИТ». – СПб. – 2002.

233. В.В. Варин, Б.К. Глушков, Е.Л. Селянская, С.В. Касьянов, Ю.Б. Галеркин, В.П. Митрофанов. Нагнетатель НЦ-16 «Урал» и СПЧ 16/76-1,44. Проектирование, изготовление, отработка. Труды 8-го Международного симпозиума «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования». – СПб. – 2002.

234. Ю.Б. Галеркин, Э.И. Сергачева. Международный симпозиум по проблемам компрессорной техники. Химическое и нефтегазовое машиностроение. – № 9. – 2002 г.

235. С.А. Вазенмиллер, Р.В. Шинтяпин, К.В. Солдатова, Ю.Б. Галеркин, А.Ю. Прокофьев. Подготовка базы данных для комплекса программ математического моделирования ступени центробежного компрессора. Материалы межвузовской научной конференции «XXX неделя науки СПбГПУ». 27 ноября-02 декабря 2002.

236. Г.А. Громова, Ю.Б. Галеркин, А.Ю. Прокофьев. Применение программы FLUENT для расчёта течения газа во всасывающей камере центробежного компрессора. Материалы межвузовской научной конференции «XXX неделя науки СПбГПУ». 27 ноября-02 декабря 2002.

237. К.Д. Авакян, Ф.В. Малинин, Ю.Б. Галеркин, А.Ю. Прокофьев. Использование программы FLUENT для расчёта течения в элементах ступени центробежного компрессора. Материалы межвузовской научной конференции «XXX неделя науки СПбГПУ». 27 ноября-02 декабря 2002.

238. А.Ю. Прокофьев, Ю.Б. Галеркин. Математическая модель оптимального газодинамического проектирования центробежной компрессорной ступени в квазитрёхмерной постановке. Тезисы докладов VI научно-технической конференции молодых специалистов «Исследование, конструирование и технология изготовления компрессорных машин». – Казань. 24 сентября 2002.

2003

239. Ю.Б. Галеркин, К.А. Данилов, Е.Ю. Попова. О влиянии объемных потерь на характеристики компрессоров. Анализ на базе нового варианта метода универсального моделирования (на примере нагнетателей ГПА). Часть 1. Компрессорная техника и пневматика. – № 1. – М. – 2003.

240. Ю.Б. Галеркин, К.А. Данилов, Е.Ю. Попова. О влиянии объемных потерь на характеристики компрессоров. Анализ на базе нового варианта метода универсального моделирования (на примере нагнетателей ГПА). Часть 2. Компрессорная техника и пневматика. – № 2. – М. – 2003.

241. Ю.Б. Галеркин, К.А. Данилов. Влияние объемных и механических потерь на характеристики центробежных нагнетателей газовой промышленности. Труды 9-го Международного симпозиума «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования». – СПб. – 2003.

242. Ю.Б. Галеркин, Прокофьев А.Ю. Метод универсального моделирования центробежных компрессорных ступеней в квазитрёхмерной постановке. Часть I //Компрессорная техника и пневматика. – 2003. – № 3. – С.12–19.

243. Ю.Б. Галеркин, Прокофьев А.Ю. Метод универсального моделирования центробежных компрессорных ступеней в квазитрёхмерной постановке. Часть II //Компрессорная техника и пневматика. – 2003. – № 4. – С.18–21.

2004

244. Ю.Б. Галеркин. В.Б. Шнепп и К.П. Селезнев – прирожденные лидеры. (Сотрудничество НИИтурбокомпрессор и кафедры компрессоростроения ЛПИ). Владимир Борисович Шнепп. Таким мы его помним. Избранные труды. Казань: ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа». 2004. – С. 77-82.

245. Ю.Б. Галеркин, Б.С. Хрусталеv. Компрессорная, вакуумная и холодильная техника. Научно-технические ведомости СПбГПУ. – №1 (35). – 2004. – СПб. – С.94-122.

246. Ю.Б. Галеркин. Научно-организационная работа в компрессоростроении-предыстория и деятельность АСКОМП. «Компрессорная техника и пневматика в XXI веке», т.1, Труды Международной научно-технической конференции по компрессоростроению., 15-17 сентября 2004. Украина, Сумы, Издательство СумГУ. – С. 6-18.

247. Ю.Б. Галеркин, Л.И. Козаченко, А.Ю. Прокофьев. Уточнение рекомендаций по оптимальному проектированию центробежных рабочих колес на основании анализа диаграмм поверхностных скоростей. «Компрессорная техника и пневматика в XXI веке», т.1, Труды Международной научно-технической конференции по компрессоростроению., 15-17 сентября 2004. Украина, Сумы. Издательство СумГУ. – С. 131-142.

248. Ю.Б. Галеркин, Л.И. Козаченко, В.П. Митрофанов, В.И. Зараев, А.Ю. Прокофьев. Сравнение эффективности центробежных компрессорных ступеней с лопаточными и безлопаточными диффузорами. «Компрессорная техника и пневматика в XXI веке», т.1, Труды Международной научно-технической конференции по компрессоростроению., 15-17 сентября 2004. Украина, Сумы, Издательство СумГУ. – С. 142-155.

249. Ю.Б. Галеркин. Вопросы проектирования проточной части центробежных компрессоров природного газа. «Компрессорная техника и пневматика в XXI веке», т.2, Труды Международной научно-технической конференции по компрессоростроению., 15-17 сентября 2004. Украина, Сумы, Издательство СумГУ. – С. 166-188.

250. Ю.Б. Галеркин, К.А. Данилов, В.П. Митрофанов. Применение метода универсального моделирования для проектирования проточной части нагнетателей ГПА. «Компрессорная техника и пневматика в XXI веке», т.2, Труды Международной научно-технической конференции по компрессоростроению., 15-17 сентября 2004. Украина, Сумы. Издательство СумГУ. – С.237-248.

251. Ю.Б. Галеркин, Н.В. Калинкевич, Н.Г. Крившич. Сухие газовые уплотнения роторов турбомашин. Методические указания для курсового и дипломного проектирования. Изд-во СумГУ. Сумы, Украина. – 2004. – С. 26.

252. Ю.Б. Галеркин, Л.И. Козаченко, А.Ю. Прокофьев. Уточнение рекомендаций по оптимальному проектированию центробежных колес на основании невязкого квазитрёхмерного расчета обтекания. Компрессорная техника и пневматика. – № 7. – М. – 2004. – С. 14-22.

253. Ю.В. Кожухов, Ю.Б. Галеркин, А.Ю. Прокофьев. Совершенствование математической модели ступени центробежного компрессора путем уточнения потерь трения. XXXII Неделя науки СПбГПУ. Материалы межвузовской научно-технической конференции студентов и аспирантов, в ч. 2. – СПб. – 2004. – С. 113-115.

2005

254. Ю.Б. Галеркин, Ю.А. Попов, А.Ю. Прокофьев. Анализ эффективности элементарных решеток осевых компрессоров по данным продувок плоских решеток. Компрессорная техника и пневматика. – № 1, 2005 г., М. – С. 13-19.

255. Ю.Б. Галеркин, Ю.А. Попов. Расчетный анализ характеристик осевых компрессорных ступеней. Компрессорная техника и пневматика. – № 5. – М. – 2005. – С. 26-33.

256. Galerkin Y. PipelineCentrifugal Compressors – Principles of Gas Dynamic Design. International Symposium «SYMKOM-05». Compressor & Turbine Flow Systems. Theory & Application Areas. Lodz. – № 128. Vol. 1. – 2005. – P.195-209.

257. Ю.Б. Галеркин, Ю.А. Попов. Анализ эффективности пространственных лопаточных решеток осевых компрессоров по данным продувок плоских решеток. Компрессорная техника и пневматика. – № 3. – М. – 2005. – С. 22-28.

258. Ю.Б. Галеркин, Ю.В. Кожухов. Определение напорной характеристики центробежного компрессорного колеса по результатам расчетов обтекания невязким квазитрехмерным потоком. Компрессорная техника и пневматика. – № 7. – М. – 2005.. – С. 13-18.

259. Ю.В. Кожухов, Ю.Б. Галеркин, А.Ю. Прокофьев, С.А. Вазенмиллер. Математическое моделирование напора центробежного колеса с использованием расчета квазитрехмерного течения. XXXIII Неделя науки СПбГПУ. Материалы межвузовской научно-технической конференции студентов и аспирантов, в ч. 2. – СПб. – 2005. – С. 137-139.

260. Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ. Сборник реферативных статей. 2-й выпуск, под редакцией Ю.Б. Галеркина. – СПб. – 2005. – С. 496.

2006

261. Ю.Б. Галеркин. Научно-организационная работа в компрессоростроении - предистория и деятельность АСКОМП. Компрессорное и энергетическое машиностроение. № 2, 2005. МИКЭМ, Сумы, Украина. – С. 14-17.

262. Ю.Б. Галеркин, Ю.А. Попов. Анализ пространственного потока в «негомогенных» осевых компрессорных ступенях. Компрессорная техника и пневматика. – № 4. – М. – 2006. – С. 11-19.

263. Ю.В. Кожухов, Ю.Б. Галеркин. Совершенствование методики определения напорной характеристики центробежного компрессорного колеса по результатам расчетов обтекания невязким квазитрехмерным потоком. XXXIV Неделя науки СПбГПУ. Материалы межвузовской научно-технической конференции студентов и аспирантов, в Часть 2. – СПб. – 2006. – С. 98-99.

2007

264. Ю.Б. Галеркин. Сейчас и в будущем. Перспективы развития компрессорной техники для нефтегазовой отрасли. Издательский Дом «РОСИНГ», Москва, Газета инженеров нефти и газа «РОСИНГ». – № 8 (056), август 2007. – С. 9.

265. Ю.Б. Галеркин. Сегодня и в будущем: компрессоростроение для нефтегазового комплекса. Издательский Дом «РОСИНГ», Москва, Газета инженеров нефти и газа «РОСИНГ». – № 9 (057), сентябрь 2007. – С. 9.

266. Ю.Б. Галеркин. Состояние и перспективы развития компрессорной техники в России. Тезисы докладов XIV Международной научно-технической конференции по компрессорной технике. Казань. – 2007. – С. 6-7.

267. Ю.Б. Галеркин. Совершенствование метода универсального моделирования и развитие опыта оптимального газодинамического проектирования промышленных центробежных компрессоров. Тезисы докладов XIV Международной научно-технической конференции по компрессорной технике. – Казань. – 2007. – С. 51.

268. Ю.Б. Галеркин, А.И. Боровков, Д.М. Гамбургер. Результаты расчета вязкого потока в неподвижных элементах центробежных компрессорных ступеней. Тезисы докладов XIV Международной научно-технической конференции по компрессорной технике. – Казань. – 2007. – С. 52.

269. Ю.Б. Галеркин, Ю.В. Кожухов. Напорная характеристика центробежного компрессорного колеса по результатам экспериментальных исследований и расчетов невязкого квазитрехмерного потока. Тезисы докладов XIV Международной научно-технической конференции по компрессорной технике. Казань. – 2007. – С. 52-54.

270. Ю.Б. Галеркин, Л.И. Козаченко. Теория, расчет и конструирование компрессорных машин динамического действия. Учебное пособие. Изд-во СПбГПУ. – 2007. – С. 60.

271. Ю.Б. Галеркин, А.И. Боровиков, К.В. Солдатова. Расчётный анализ течения в зазоре «покрывающий диск-корпус» центробежной компрессорной ступени. Труды XIV Международной научно-технической конференции по компрессорной тематике. – Казань. – 2007. – С. 176-186.

272. Ю.Б. Галеркин. Совершенствование метода универсального моделирования и развитие опыта оптимального газодинамического проектирования промышленных центробежных компрессоров. Труды XIV Международной научно-технической конференции по компрессорной тематике. – Казань. – 2007. – С. 276-286.

273. Ю.Б. Галеркин, Боровков А.И., Воинов И.Б., Гаев А.В., Гамбургер Д.М., Софронова А.А., Лозовая Н.С. Результаты расчёта вязкого потока в неподвижных элементах центробежных компрессорных ступеней с помощью программы системы ANSYS/CFX. Труды XIV Международной научно-технической конференции по компрессорной тематике. – Казань. – 2007. – С. 286-298.

274. Ю.Б. Галеркин. Сейчас и в будущем. Перспективы развития коимпрессорной техники для нефтегазовой отрасли. Издательский Дом «РОСИНГ», Москва, Газета инженеров нефти и газа «РОСИНГ». – №8 (056). – 2007. – С. 9.

275. Ю.Б. Галеркин, Кожухов Ю.В. Напорная характеристика центробежного компрессорного колеса по результатам экспериментальных исследований и расчётов невязкого квазитрёхмерного потока. Компрессорная техника и пневматика. – №4. – 2007. – С. 32-37.

276. Ю.Б. Галеркин, Кожухов Ю.В. Напорная характеристика центробежного компрессорного колеса по результатам экспериментальных исследований и расчётов невязкого квазитрёхмерного потока. Труды XIV Международной научно-технической конференции по компрессорной тематике. – Казань. – 2007. – С.298-307.

277. Ю.Б. Галеркин, Солдатова К.В. Анализ движения газа в зазоре «покрывающий диск-корпус» центробежной компрессорной ступени. Химическое и нефтегазовое машиностроение. – №5. – 2007. – С. 27-29.

278. Ю.Б. Галеркин, Солдатова К.В. Расчётный анализ движения газа в зазоре «покрывающий диск-корпус» центробежной компрессорной ступени. Компрессорная техника и пневматика. – №5. – 2007. – С. 20-22.

279. Ю.Б. Галеркин, Кожухов Ю.В. Математическое моделирование напорной характеристики центробежного компрессорного колеса с использованием результатов расчёта невязкого квазитрёхмерного потока. Научно-технические ведомости СПбГПУ. – №3. – 2007. СПб. – С. 130-134.

280. Ю.Б. Галеркин Состояние и перспективы развития компрессорной техники в России. Труды XIV Международной научно-технической конференции по компрессорной тематике. – Казань. – 2007. – С.28-60.

2008

281. Ю.Б. Галеркин, Солдатова К.В., Титенский В.И. Теория, расчёт и конструирование компрессорных машин динамического действия. Уч. Пос. ОАО «РосЭлектроПромХолдинг». – 2008. – С. 143.

282. Ю.Б. Галеркин, Солдатова К.В., Титенский В.И. Турбокомпрессоры. Принцип действия, основы рабочего процесса и конструкции. Уч. Пос. Изд-во СПбГПУ. – 2008. – С. 156.

283. Ю.Б. Галеркин, Козаченко Л.И. Турбокомпрессоры. Уч. Пос. Изд-во СПбГПУ. – 2008. – С. 308.

284. Ю.Б. Галеркин, Солдатова К.В. Технология компрессоростроения. Уч. Пос. Изд-во СПбГПУ. – 2008. – С.120.

2009

285. Ю.Б. Галеркин, Гамбургер Д.М., Епифанов А.А., Гаев А.В. Численное исследование трехмерного течения вязкого сжимаемого газа в рабочем колесе центробежного компрессора. Научно-технические ведомости СПбГПУ. – № 2 (78). – 2009. – С. 76-83.

286. Ю.Б. Галеркин, Гамбургер Д.М., Епифанов А.А. Анализ течения в центробежных компрессорных ступенях методами вычислительной газодинамики. Компрессорная техника и пневматика. – № 3. – 2009. – С. 22-36.

287. Ю.Б. Галеркин, Попов Ю.А. Оптимизация проточной части осевых компрессоров на стадии вариантного расчета. Часть 1. Компрессорная техника и пневматика. – № 5. – 2009. – С. 2-10

288. Ю.Б. Галеркин, Попов Ю.А. Оптимизация проточной части осевых компрессоров на стадии вариантного расчета. Часть 2. Компрессорная техника и пневматика. – № 6. – 2009. – С. 11-20.

289. Ю.Б. Галеркин, Карпов А.Н., Кожухов Ю.В. Определение напорной характеристики центробежного компрессорного колеса по результатам расчетов

обтекания невязким квазитрёхмерным потоком. Проектирование и исследование компрессорных машин. Сборник научных трудов. Вып. 6. Акад. наук Республики Татарстан. ЗАО «Научно-исследовательский и конструкторский институт центробежных и роторных компрессоров им. В.Б. Шнеппа». – 2009.

290. Yuri Galerkin, Yuri Popov. Optimal primary design of industrial axial compressor flow path Compressor Dept., State Technical University Saint-Petersburg, Russia. Compressor and their systems. London City University. Sept. – 2009.

291. Ю.Б. Галеркин, Кожухов Ю.В., Соколов К.К. Приближенный метод оценки эффективности низконапорных центробежных компрессоров при предварительных испытаниях. Компрессорная техника и пневматика. – 2009.

292. Ю.Б. Галеркин, Карпов А.Н., Кожухов Ю.В. Анализ особенностей газодинамических характеристик рабочих колес центробежных компрессоров. Компрессорная техника и пневматика. – 2009.

293. Ю.Б. Галеркин, Карпов А.Н., Кожухов Ю.В. Совершенствование методики определения напорной характеристики центробежного рабочего колеса по результатам расчёта невязкого потока. Вторая всероссийская студенческая научно-практическая конференция «Вакуумная, компрессорная техника и пневмоагрегаты». 23 апреля 2009. МГТУ им. Н.Э.Баумана. ЗАО «Атлас Копко». Москва. – 2009.

2010

294. Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ. Под редакцией Галеркина Ю.Б. Изд. СПбГПУ. – 2010.

295. Ю.Б. Галеркин, Соколов К.К., Кожухов Ю.В. Приближенный метод оценки эффективности низконапорных центробежных компрессоров при предварительных испытаниях. Компрессорная техника и пневматика. – №1. – 2010. – С. 9-14.

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

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

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

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

300. Ю.Б. Галеркин, Солдатова К.В. Математическое моделирование газодинамических характеристик промышленных центробежных компрессоров с целью повышения их эффективности. I Международная научно-практическая Интернет конференция «Молодежь. Наука. Инновации». Пенза. – 2010.

301. Ю.Б. Галеркин, Солдатова К.В. Новое поколение модельных ступеней для газодинамического проектирования центробежных компрессоров и сменных проточных

частей. Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ. Под редакцией Галеркина Ю.Б. Изд. СПбГПУ. – 2010. – С. 419-432.

302. Ю.Б. Галеркин, Солдатова К.В., Боровков А.И. Анализ движения газа в зазоре покрывающий диск-корпус центробежной компрессорной ступени. Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ. Под редакцией Галеркина Ю.Б. Изд. СПбГПУ. – 2010. – С. 438-452.

303. Ю.Б. Галеркин, Лысякова А.А. Анализ и обобщение диаграмм поверхностных скоростей рабочих колес центробежных компрессоров. Часть 1. Компрессорная техника и пневматика. – № 6. – 2010. – С. 4-11.

304. Ю.Б. Галеркин, Лысякова А.А. Анализ и обобщение диаграмм поверхностных скоростей рабочих колес центробежных компрессоров. Часть 2. Компрессорная техника и пневматика. – № 7. – 2010. – С. 26-33.

305. Ю.Б. Галеркин. Становление и развитие научной школы компрессоростроения ЛПИ-СПбГПУ под руководством К.П. Селезнева. Компрессорная техника и пневматика. – № 7. – 2010. – С. 4-9.

306. Ю.Б. Галеркин. Турбокомпрессоры. Монография. М.- Издательство ООО «ИИЦ КХТ». – 2010. – С. 750.

2011

307. Ю.Б. Галеркин, Солдатова К.В. Моделирование рабочего процесса промышленных центробежных компрессоров. Научные основы, этапы развития, современное состояние. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2011. – 328 с.

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

309. Ю.Б. Галеркин, Карпов А.Н. Разработка методики моделирования напорной характеристики центробежного компрессорного колеса по результатам испытаний модельных ступеней. Компрессорная техника и пневматика. - 2011 - №6. - С. 37-31.

310. Ю.Б. Галеркин, Солдатова К.В. Разработка «виртуальных» модельных ступеней с помощью программ 5-го поколения Метода универсального моделирования. - НТВ СПбГПУ - № 4. - 2011. – С. 246-253.

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

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

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

314. Ю.Б. Галеркин, Кабалык К.А., Никитин Е.Г., Крыллович В. Исследование осерадальных дозвуковых и трансзвуковых рабочих колёс центробежных компрессоров методами вычислительной газодинамики с применением пакета программ ANSYS CFX. - XXXVIII Неделя науки СПбГПУ. - 2011 г. с. 8 – 11.

315. Кабалык К.А., Галеркин Ю.Б. Отработка методики численного моделирования течения вязкого газа в проточной части одноступенчатого высоконапорного центробежного нагнетателя. XL Неделя Науки СПбГПУ. Часть 3. – 2011 -.С. 83-85.

316. Дроздов А.А., Галеркин Ю.Б. Метод универсального моделирования – особенности алгоритма и компьютерных программ 5-го поколения. XL Неделя Науки СПбГПУ. Часть 3. – 2011. С. 96-98.

2012

317. Ю.Б. Галеркин. О состоянии и задачах подготовки научных кадров для компрессорной отрасли. Компрессорная техника и пневматика. № 1. – 2012. – С 2.

318. Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В., Дроздов А.А. Направления развития Метода универсального моделирования газодинамических характеристик центробежных компрессорных ступеней. 4-я всероссийская научная конференция молодых ученых, аспирантов и студентов «Вакуумная, компрессорная техники и пневмоагрегаты». – Москва. – 2012.

319. Ю.Б. Галеркин, А.А. Дроздов. Особенности алгоритма и компьютерных программ шестого поколения Метода универсального моделирования центробежных компрессоров и компрессорных ступеней. 41 Неделя Науки СПбГПУ. – 2012. - С. 105-108.

320. Ю.Б. Галеркин, Солдатова К.В., Дроздов А.А. Направления развития Метода универсального моделирования газодинамических характеристик центробежных компрессорных ступеней. 4-я всероссийская научная конференция молодых ученых, аспирантов и студентов «Вакуумная, компрессорная техники и пневмоагрегаты». – Москва. – 2012.

321. Ю.Б. Галеркин, Ю.В. Кожухов, К.В. Солдатова, А.А. Дроздов. Исследование рабочего процесса турбокомпрессоров методами вычислительной газодинамики. 9 Международная научно-техническая конференция молодых специалистов «Исследование, конструирование и технология изготовления компрессорных машин» г. Казань. С. 22-24. -2012

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

2013

323. Galerkin Y., Soldatova K., Drozdov A. Centrifugal compressor efficiency types and rational application. International Conference on Compressors and their Systems. London. City University. - UK. -2013. - P. 533-542

324. Galerkin Y., Soldatova K. Universal modeling method application for development of centrifugal compressor model stages. International Conference on Compressors and their Systems. London. City University. - UK. -2013. - P. – 477-487

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

326. Ю.Б. Галеркин, Маренина Л.Н., Кожухов Ю.В. Исследование течения в обратно-направляющих аппаратах центробежных компрессоров методами вычислительной газодинамики. Компрессорная техника и пневматика. № 1. – 2013. - С. 41-45.

327. Ю.Б. Галеркин, Соловьева О.А., Кожухов Ю.В. Исследование течения вязкого газа в безлопаточных диффузорах центробежных компрессоров методами вычислительной газодинамики. Компрессорная техника и пневматика, 2013. – № 2. – С. 32–35.

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

2014

329. Григорьев А.В., Соловьева А. В., Галеркин Ю.Б., Попов Ю.А. Компьютерная программа для расчета и первичного проектирования сверхзвуковых ступеней осевых компрессоров. Труды 16 Международной научно-технической конференции по компрессоростроению. – Спб. – Том 1. – 2014. С. 340-351.

330. Григорьев А.В., Соловьева А. В., Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В. Расчетный анализ параметров рабочих колес сверхзвуковой ступени осевого компрессора. Труды 16 Международной научно-технической конференции по компрессоростроению. – Спб. – Том 1. – 2014. С. 266-278.

331. Григорьев А.В., Соловьева А.В., Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф. Вопросы аэродинамического проектирования сверхзвуковых центробежных компрессорных ступеней. Труды 16 Международной научно-технической конференции по компрессоростроению. – Спб. – Том 1. – 2014. С. 238-248.

332. Галеркин Ю.Б., Соловьева О.А. Совершенствование методов расчета безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней на основе вычислительных экспериментов. Труды 16 Международной научно-технической конференции по компрессоростроению. – Спб. – Том 1. – 2014. С. 310-317.

333. Ю.Б. Галеркин, Маренина Л.Н. Исследование и совершенствование неподвижных элементов центробежных ступеней методами вычислительной газодинамики. Труды 16 Международной научно-технической конференции по компрессоростроению. – Спб. – Том 1. – 2014. С. 195-203.

334. Ю.Б. Галеркин, Дроздов А.А., Солдатова К.В. Новая версия математической модели для расчета газодинамических характеристик центробежных компрессоров. Труды 16 Международной научно-технической конференции по компрессоростроению. – Спб. – Том 1. – 2014. С. 296-305.

335. Ю.Б. Галеркин, Дроздов А.А., Соловьёва О.А. Особенности работы безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней с разной меридиональной формой. Труды 16 Международной научно-технической конференции по компрессоростроению. – Спб. – Том 1. – 2014. С. 171-178.

336. Galerkin Y., Soldatova K. Supersonic axial compressor stage simplified analysis. Purdue Conference 2014. USA.

337. Galerkin Y., Soldatova K., Drozdov A. New version of the universal modelling for centrifugal compressor gas dynamic design. Purdue Conference 2014. USA.

338. Ю.Б. Галеркин, Маренина Л.Н. Исследование обратно-направляющих аппаратов центробежного компрессора с использованием пакета программ ANSYS CFX. 5-я всероссийская научная конференция молодых ученых, аспирантов и студентов «Вакуумная, компрессорная техника и пневмоагрегаты» МГТУ им. Н. Э. Баумана. – 2014.

339. Ю.Б. Галеркин, Соловьева О.А. Исследование безлопаточных диффузоров центробежного компрессора с использованием пакета программ Ansys CFX. 5-я всероссийская научная конференция молодых ученых, аспирантов и студентов «Вакуумная, компрессорная техника и пневмоагрегаты» МГТУ им. Н. Э. Баумана. – 2014.

340. Ю.Б. Галеркин, Солдатова К.В., Дроздов А.А. Анализ волновых потерь в осевой компрессорной ступени. 5-я всероссийская научная конференция молодых ученых, аспирантов и студентов «Вакуумная, компрессорная техника и пневмоагрегаты» МГТУ им. Н. Э. Баумана. – 2014.

341. Ю.Б. Галеркин, Дроздов А.А. Особенности модели потерь напора 6-го поколения программ для расчета центробежных компрессоров методом универсального

моделирования. 5-я всероссийская научная конференция молодых ученых, аспирантов и студентов «Вакуумная, компрессорная техника и пневмоагрегаты» МГТУ им. Н. Э. Баумана. – 2014.

342. Ю.Б. Галеркин, Маренина Л.Н. Исследование и совершенствование неподвижных элементов центробежных ступеней методами вычислительной газодинамики. Часть 1. Компрессорная техника и пневматика. – 2014. - № 1. – С. 30-36.

343. Ю.Б. Галеркин, Маренина Л.Н. Исследование и совершенствование неподвижных элементов центробежных ступеней методами вычислительной газодинамики. Часть 2. Компрессорная техника и пневматика. – 2014. - № 2. – С. 10-15.

344. Ю.Б. Галеркин, Соловьева О.А. Совершенствование методов расчета безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней на основе вычислительных экспериментов. Часть 1. Компрессорная техника и пневматика. – 2014. - № 3. – С. 35-41.

345. Ю.Б. Галеркин, Соловьева О.А. Совершенствование методов расчета безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней на основе вычислительных экспериментов. Часть 2. Компрессорная техника и пневматика. – 2014. - № 4. – С. 15-21.

346. Григорьев А.В., Соловьева А.В., Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В. Расчетный анализ параметров рабочих колес сверхзвуковой ступени осевого компрессора. Компрессорная техника и пневматика. – 2014. - № 5. – С. 23-28.

347. Григорьев А.В., Соловьева А.В., Галеркин Ю.Б., Попов Ю.А. Компьютерная программа для расчета и первичного проектирования сверхзвуковых ступеней осевых компрессоров. Компрессорная техника и пневматика. – 2014. - № 4. – С. 29-35.

348. Григорьев А.В., Соловьева А.В., Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф. Вопросы аэродинамического проектирования сверхзвуковых центробежных компрессорных ступеней. Компрессорная техника и пневматика. – 2014. - № 6. – С. 21-27.

349. Ю.Б. Галеркин, 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.

350. Ю.Б. Галеркин, Дроздов А.А. Моделирование газодинамических характеристик центробежных компрессорных ступеней с осерадиальными рабочими колесами. Научно-технические ведомости. – № 3. – 2014. – С. 45-54.

2015

351. Galerkin Y., E. Popova, Soldatova K. Calculation analysis of an axial compressor supersonic stage impeller. International Conference on Numerical Methods in Industrial Processes. World Academy of science, engineering and technology. Paris 2015 Conference. <http://www.waset.org/Publications/?path=Publications>. - Vol:9 No:01 2015. – № 215.

352. 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. <http://www.waset.org/Publications/?path=Publications>. - Vol:9 No:01 2015. – № 216.

353. Galerkin Y., Solovieva O.A. Flow behavior and performances of centrifugal compressor stage vaneless diffusers. International Conference on Numerical Methods in Industrial Processes. World Academy of science, engineering and technology. Paris 2015 Conference. <http://www.waset.org/Publications/?path=Publications>. - Vol:9 No:01 2015. – № 219.

354. Galerkin Y., Marenina L. Investigation and perfection of centrifugal compressor stages by CFD methods. International Conference on Numerical Methods in

Industrial Processes. World Academy of science, engineering and technology. Paris 2015 Conference. <http://www.waset.org/Publications/?path=Publications>. - Vol:9 No:01 2015. – №. 249.

355. Galerkin Y., Soldatova K., Drozdov A. Modern state of the universal modeling for centrifugal compressors. International Conference on Numerical Methods in Industrial Processes. World Academy of science, engineering and technology. Paris 2015 Conference. <http://www.waset.org/Publications/?path=Publications>. - Vol:9 No:01 2015. – № 242.

356. 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. - <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/90/1/012044/meta>. DOI: 10.1088/1757-899X/90/1/012044.

357. Galerkin Y., Soldatova K., Solovieva O. Numerical study of centrifugal compressor stage vaneless diffusers. International Conference on Compressors and their Systems. London. City University. - UK. -2015. - <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/90/1/012048/meta>

358. Galerkin Y., Drozdov A. Sample of CFD optimization of a centrifugal compressor stage. International Conference on Compressors and their Systems. London. City University. - UK. -2015. - <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/90/1/012040/meta>. DOI: 10.1088/1757-899X/90/1/012041

359. Galerkin Y., Drozdov A. New generation of Universal modeling for centrifugal compressors calculation. International Conference on Compressors and their Systems. London. City University. - UK. - 2015. - <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/90/1/012041/meta>. DOI: 10.1088/1757-899X/90/1/012040.

360. Ю.Б. Галеркин, Рекстин А.Ф, Солдатова К.В., Дроздов А.А. Особенности газодинамического проектирования центробежных компрессоров для газовой промышленности. 19 Международный симпозиум «потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования». – СПб. – 2015. – С. 112-127.

361. Ю.Б. Галеркин, Дроздов А.А., Солдатова К.В. Современные приемы эффективного газодинамического проектирования промышленных центробежных компрессоров (из практики лаборатории «газовая динамика турбомашин» СПбПУ). 11 Международная научно-практическая Интернет-конференция «Молодежь. Наука. Инновации». - Пенза. – 2015.

362. Galerkin Y., Drozdov A. Centrifugal compressor stage design principles checking. ASME Gas Turbine India Conference. – 2015. - GTINDIA2015-1213. - <http://www.asmeconferences.org/GTIndia2015/PaperAccepted.cfm?noToolbar=yes>. DOI: 10.1115/GTINDIA2015-1213

363. Y. Galerkin, L. Marenina, Soldatova K. CFD wind tunnel tests of Centrifugal stage return channel vane cascades. ASME Gas Turbine India Conference. – 2015. - GTINDIA2015-1216. - <http://www.asmeconferences.org/GTIndia2015/PaperAccepted.cfm?noToolbar=yes>. DOI: 10.1115/GTINDIA2015-1216

364. 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. - <http://www.asmeconferences.org/GTIndia2015/PaperAccepted.cfm?noToolbar=yes>.

365. 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. – <http://www.asmeconferences.org/GTIndia2015/PaperAccepted.cfm?noToolbar=yes>. DOI: 10.1115/GTINDIA2015-1202.

366. Смирнов А.В., Гадяка В.Г., Парафейник В.П., Бороденко А.М., Галеркин Ю.Б. 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.

367. Ю.Б. Галеркин, 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.

368. Ю.Б. Галеркин, 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.

369. Ю.Б. Галеркин, 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.

370. Ю.Б. Галеркин, Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А. Опыт численного анализа перспективных осевых и центробежных компрессорных ступеней. Всероссийская научно-техническая конференция. Авиадвигатели XXI века. – Москва. – ЦИАМ. – 2015.

371. Ю.Б. Галеркин, 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.

372. Ю.Б. Галеркин, 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.

373. Ю.Б. Галеркин, 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.

374. Ю.Б. Галеркин, А.А. Дроздов. Оптимизация неподвижных элементов высокорасходной центробежной компрессорной ступени с осерадиальным рабочим колесом методом вычислительной газовой динамики. Научно-технические ведомости СПбГПУ. - СПб. - 2015. - № 4(231). - С. 179-188.

2016

375. Soldatova K., Galerkin Y. Loading factor performance of a centrifugal compressor impeller. Specific features and way of modeling. World Academy of Science, Engineering and Technology. ICMSE 2016: 18th International Conference on Mathematics and Statistical Engineering. – Australia. - Sydney. – Vol: 3, No: 12. - 2016. - № 822.

376. Ю.Б. Галеркин, Дроздов А.А. О выборе оптимального угла навала лопатки на выходе из ступеней с осерадиальными рабочими колесами. 3-я

Международная научно-практическая конференция. Вопросы точных и технических наук. - СПб. -2016. - С. 18-21.

377. Ю.Б. Галеркин, Солдатова К.В., Дроздов А.А., Соловьева О.А. Аппроксимация коэффициента потерь безлопаточного диффузора на основе результатов CFD-расчетов. 3-я Международная научно-практическая конференция. Вопросы точных и технических наук. - СПб. -2016. - С.21-25.

378. Ю.Б. Галеркин, Солдатова К.В. Принципы моделирования напорной характеристики центробежного рабочего колеса. Компрессорная техника и пневматика. – 2016. - № 1. – С. 24-34.

379. Ю.Б. Галеркин, Рекстин А.Ф., Солдатова К.В. К обсуждению методов заводских испытаний газовых центробежных компрессоров. Компрессорная техника и пневматика. – 2016. - № 2. – С. 12-17.

380. Ю.Б. Галеркин, Дроздов А.А. Оптимизация неподвижных элементов высокорасходной центробежной компрессорной ступени с осерадиальным рабочим колесом методом вычислительной газовой динамики. Компрессорная техника и пневматика. – 2016. - № 2. – С. 32-39.

381. Ю.Б. Галеркин, Дроздов А.А. Исследование влияния угла навала лопатки на выходе на эффективность ступеней с осерадиальными рабочими колесами. Часть 1. Компрессорная техника и пневматика. – 2016. - № 4. – С. 20-28.

382. Ю.Б. Галеркин, Дроздов А.А. Исследование влияния угла навала лопатки на выходе на эффективность ступеней с осерадиальными рабочими колесами. Часть 2. Компрессорная техника и пневматика. – 2016. - № 5. – С. 18-22.

383. Ю.Б. Галеркин, 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.

384. Ю.Б. Галеркин, 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.

385. Дроздов А.А., Солдатова К.В., Галеркин Ю.Б. Направления развития Метода универсального моделирования газодинамических характеристик центробежных компрессорных ступеней. Машиностроитель. 2016. № 4. С. 23-30

386. Ю.Б. Галеркин, Кожухов Ю.В., Никитин Е.Г. Результаты исследования осерадиального рабочего колеса центробежного компрессора с использованием пакета программ Ansys CFX. Машиностроитель. 2016. № 6. С. 17-22

387. Ю.Б. Галеркин, Кожухов Ю.В., Карнаухова Н.А. Исследование пространственного течения в одноступенчатом центробежном компрессоре методами вычислительной газодинамики. Машиностроитель. 2016. № 6. С. 7-16

2017

388. Galerkin Y., Voinov I., Drozdov A. Comparison of CFD-calculations of centrifugal compressor stages by NUMECA Fine/Turbo and ANSYS CFX programs. International Conference on Compressors and their Systems. London. City University. - UK. – 2017. - <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/232/1/012046>. - DOI: 10.1088/1757-899X/232/1/012044

389. 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. - <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/232/1/012046>. - DOI: 10.1088/1757-899X/232/1/012040.

390. Galerkin Y., Drozdov A. The numerical study of the rake angle of impeller blade in centrifugal compressor. International Conference on Compressors and their Systems. London. City University. - UK. - 2017. - <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/232/1/012046>. - DOI: 10.1088/1757-899X/232/1/012036.

391. Galerkin Y., Drozdov A., Reksin A., Soldatova K. An alternative method of centrifugal compressor loading factor modeling. International Conference on Compressors and their Systems. London. City University. - UK. - 2017. - <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/232/1/012046>. - DOI: 10.1088/1757-899X/232/1/012039.

392. Ю.Б. Галеркин, 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.

393. Ю.Б. Галеркин, Соловьёва О.А. Оптимизация безлопаточного диффузора малорасходной центробежной компрессорной ступени. 17 Международная научно-техническая конференция. – Казань. – 2017. - Май. – С. 170-175.

394. Ю.Б. Галеркин, Воинов И.Б., Дроздов А.А. Сопоставление результатов САВ-расчетов центробежных компрессорных ступеней при помощи программы NUMECA Fine/Turbo и ANSYS CFX. 17 Международная научно-техническая конференция. – Казань. – 2017. - Май. – С. 245-252.

395. Ю.Б. Галеркин, 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

396. Ю.Б. Галеркин, Дроздов А.А. Развитие математических моделей расчета и проектирования центробежных компрессоров Метода универсального моделирования. VII международная научно-техническая конференция и выставка «Газотранспортные системы: настоящее и будущее». - Москва. – 2017. –С.46

397. 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

398. Ю.Б. Галеркин, Моделирование безударного режима обтекания рабочего колеса центробежного компрессора. / Ю.Б. Галеркин, А.А. Дроздов // XII Международная научно-практическая конференция «Научный диалог: Молодой учёный» – 2017. с. 22 – 25

399. Ю.Б. Галеркин, Соловьёва О.А. Оптимизация безлопаточного диффузора малорасходной центробежной компрессорной ступени. 11 Всероссийский форум студентов, аспирантов и молодых ученых «Наука и инновации в технических университетах». – СПб. – СПбПУ. – 2017.

400. Ярошенко В.И., Писарев Ю.Н. Геометрическая модель проточной части многоступенчатого центробежного компрессора в программной системе инженерного анализа Ansys. – Компрессорная техника и пневматика. – 2017. - № 2. – С. 20-27.

401. Ю.Б. Галеркин, И.Б.Войнов, А.А.Дроздов. Сопоставление результатов CFD – расчеты газодинамических характеристик центробежных компрессорных ступеней при

помощи программы NUMECA Fine / Turbo и ANSYS CFX. – Компрессорная техника и пневматика.- 2017. - № 2. – С. 16-19.

402. Соловьева О.А. Галеркин Ю.Б. Расчетный анализ безлопаточного диффузора малорасходной центробежной компрессорной ступени. Компрессорная техника и пневматика. – 2017. - № 3. – С. 10-13.

403. Соловьева О.А. Галеркин Ю.Б. Выбор оптимальных соотношений размеров безлопаточного диффузора малорасходной центробежной компрессорной ступени. Компрессорная техника и пневматика. – 2017. - № 5. – С. 11-15

404. Ю.Б. Галеркин, Дроздов А.А. Вопросы моделирования расчетного режима рабочего колеса центробежного компрессора. - Наука и образование. МГТУ им. Баумана. - Электрон. журн. – Москва. - 2017. № 07. С. 112–135. - DOI: 10.7463/0717.0001290

405. Ю.Б. Галеркин, Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А. Анализ напорной характеристики центробежных компрессорных рабочих колес. Журнал СФУ. Техника и технология. – Красноярск. – 2017. –С. 1042-1061

406. Бакаев Б.В., Писарев Ю.Н., Лысякова А.А., Ленцман М.М., Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А. Центробежные компрессоры перспективных ГПА: выбор параметров и пример проекта компрессора. Журнал СФУ. Техника и технология. – Красноярск. – 2017. –С. 1062-1078

2018

407. Galerkin, Y. The application of mathematical models for industrial centrifugal compressor optimal design / Y. Galerkin, K. Soldatova, A. Drozdov // ICCMS 2018: 10th International Conference on Computer Modeling and Simulation. – Australia. - Sydney. –Paper ID: 008. - 2018. P. 187-191

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

409. Ю.Б. Галеркин, 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

410. Ю.Б. Галеркин, Дроздов А.А. Моделирование перестройки потока на входе в рабочее колесо центробежного компрессора. Международная научная конференция «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства». – Омск. -2018. с. 158-159

411. 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

412. 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

413. Ю.Б. Галеркин, 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

414. 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>

415. Drozdov A., Galerkin Y. Modeling the non-incidence inlet flow rate coefficient in a centrifugal compressor impeller. - Oil and Gas Engineering (OGE-2018). - AIP Conf. Proc. 2007. – Omsk. – Russia. – 2018. - 030052-1–030052-10; <https://doi.org/10.1063/1.5051913>

416. Borovkov A.I., Voynov I.B., Galerkin Y.B., Rekstin A.F., Drozdov A.A. Supersonic centrifugal compressor flow part optimization experience. - Oil and Gas Engineering (OGE-2018). - AIP Conf. Proc. 2007. – Omsk. – Russia. – 2018. 030051-1–030051-10; <https://doi.org/10.1063/1.5051912>

417. 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>

418. 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>

419. 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.

420. Боровков А.И., Воинов И.Б., Галеркин Ю.Б., Никифоров А.Г., Никитин М.А. Вопросы моделирования газодинамических характеристик на примере модельной ступени центробежного компрессора // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24, № 2. С. 44–57. DOI: 10.18721/JEST.24.2018.4

421. 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

422. Боровков А.И., Воинов И.Б., Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А. Опыт оптимизации проточной части сверхзвукового циклового центробежного компрессора. Компрессорная техника и пневматика. – 2018. - №2. – С. 4-10.

423. Боровков А.И., Воинов И.Б., Никитин М.А., Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А. Моделирование характеристик одноступенчатого центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата. // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24, № 3. С. 153–175. DOI: 10.18721/JEST.240313

424. 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

425. Marenina L., Galerkin Y., Soldatova, K. Computational fluid dynamics application for analysis of centrifugal compressor stage stator part. - International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research. -2018- 7 (6), pp. 656-661. DOI: 10.18178/ijmerr.7.6.656-661

2019

426. Galerkin Y., Drozdov A., Solovyeva O. Vaneless diffuser for low flow rate centrifugal compressor stage. - Proceedings of 13th European Conference on Turbomachinery

Fluid dynamics & Thermodynamics. - Paper ID: ETC2019-329. - ETC13, Lausanne, Switzerland. - April 8-12, 2019

427. Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Solovyeva O.A. Vaneless diffuser of the centrifugal compressor stage design method. - Oil and Gas Engineering- AIP Conf. Proc. 2141. – Omsk. – Russia. – 2019, 030007-030007-10, <https://doi.org/10.1063/1.5122057>

428. Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., Drozdov A.A. Analysis of geometric and gas-dynamic parameters of centrifugal compressor stages in tenfold range of design flow rate. - Oil and Gas Engineering- AIP Conf. Proc. 2141. – Omsk. – Russia. – 2019, 030018-030018-11, <https://doi.org/10.1063/1.5122068>

429. Galerkin Yu.B., Semenovskiy V.B., Soldatova K.V. Creating model stages of centrifugal compressor based on experimental data. - Oil and Gas Engineering- AIP Conf. Proc. 2141. – Omsk. – Russia. – 2019, 030026-030026-8, <https://doi.org/10.1063/1.5122076>

430. Rekstin A.F., Galerkin Yu.B., Soldatova K.V. Computer programs application for development a primary design recommendations of low-flow rate centrifugal compressor stages. - Oil and Gas Engineering- AIP Conf. Proc. 2141. – Omsk. – Russia. – 2019, 030032-030032-10, <https://doi.org/10.1063/1.5122082>

431. Borovkov A.I., Voinov I.B., Nikitin M.A., Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Drozdov A.A. Experience of performance modeling the single-stage pipeline centrifugal compressor. - Oil and Gas Engineering- AIP Conf. Proc. 2141. – Omsk. – Russia. – 2019, 030051-030051-10, <https://doi.org/10.1063/1.5122101>

432. Rekstin A.F., Galerkin Yu.B. The primary design method development of centrifugal compressor impellers based on the analysis of the geometrical parameters. - Oil and Gas Engineering- AIP Conf. Proc. 2141. – Omsk. – Russia. – 2019, 030052-030052-10, <https://doi.org/10.1063/1.5122102>

433. Ю.Б. Галеркин, Рекстин А.Ф., Соловьёва О.А. Методика проектирования безлопаточного диффузора центробежной компрессорной ступени. - Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства Материалы 9-ой международной научно-технической конференции. Омск, 2019. С. 108-109

434. Ю.Б. Галеркин, Семеновский В.Б. Солдатова К.В. Создание модельных ступеней центробежных компрессоров на базе экспериментальных данных. - Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства Материалы 9-ой международной научно-технической конференции. Омск, 2019. С. 91-92

435. Рекстин А.Ф., Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В. Опыт применения программы первичного проектирования применительно центробежным компрессорным ступеням с малыми коэффициентами расхода. - Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства Материалы 9-ой международной научно-технической конференции. Омск, 2019. С. 127-128

436. Ю.Б. Галеркин, Рекстин А.Ф., Солдатова К.В. Дроздов А.А. Аппроксимация геометрических и газодинамических параметров семейства модельных ступеней центробежных компрессоров для целей первичного проектирования. - Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства Материалы 9-ой международной научно-технической конференции. Омск, 2019. С. 63-64

437. Боровков А.И., Воинов И.Б., Никитин М.А. Галеркин Ю.Б. Рекстин А.Ф., Дроздов А.А. Опыт моделирования характеристик одноступенчатого центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата. - Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства Материалы 9-ой международной научно-технической конференции. Омск, 2019. С. 64-65

438. Рекстин А.Ф., Галеркин Ю.Б. Разработка метода первичного проектирования рабочих колес центробежных компрессорных ступеней на основании анализа их геометрических параметров. - Техника и технология нефтехимического и

нефтегазового производства Материалы 9-ой международной научно-технической конференции. Омск, 2019. С. 107-108

439. Ю.Б. Галеркин, Рекстин А.Ф., Дроздов А.А., Солдатова К.В., Соловьёва О.А., Попова Е.Ю. Сквозная система оптимального газодинамического проектирования промышленных центробежных компрессоров. Научные основы, практика применения. - XVIII Международная научно-техническая конференция. – Казань. – 2019г

440. Petukhov E.P., Galerkin Yu.B., Rekstin A.F. CFD-calculation method for vane diffusers of a centrifugal compressor stage International Conference on Compressors and their Systems 2019. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 604 (2019) 012051. doi:10.1088/1757-899X/604/1/012051

441. Nikiforov A., Avramenko D., Kuchumov A., Terentev S., Galerkin Yu., Solovyeva O. Vaneless diffusers characteristics simulating by means of neural networks. International Conference on Compressors and their Systems 2019. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 604 (2019) 012046. doi:10.1088/1757-899X/604/1/012046

442. Borovkov A.I., Voinov I.B., Galerkin Yu.B., Drozdov A.A., Soldatova K.V. Experimental characteristic simulation for two-stage pipeline centrifugal compressor. International Conference on Compressors and their Systems 2019. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 604 (2019) 012052. doi:10.1088/1757-899X/604/1/012052

443. Rekstin A.F., Soldatova K.V., Galerkin Yu.B. Experience of application the computer program based on a simplified mathematical model for industrial centrifugal compressors candidates. International Conference on Compressors and their Systems 2019. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 604 (2019) 012045. doi:10.1088/1757-899X/604/1/012045

444. Galerkin Y., Drozdov A., Rekstin A. Centrifugal compressor impeller loading factor analysis. International Scientific and Technical Conference Smart Energy Systems, SES 2019; Kazan. E3S Web of Conferences 124 (2019) 01005. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201912401005>

445. Rekstin A., Semenovskiy V., Soldatova K., Galerkin Y., Sokolov K. The simulation of gas-dynamic characteristics of centrifugal compressors in turbo-expander units. International Scientific and Technical Conference Smart Energy Systems, SES 2019; Kazan. E3S Web of Conferences 124 (2019) 01005. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201912401008>

446. Galerkin Y., Drozdov A., Solovyeva O. and Kabalyk K. Development of mathematical model of Universal modeling method for centrifugal compressors calculation. - E3S Web of Conferences **140**, 06002 (2019). - International Scientific Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering (EECE-2019) <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201914006002>

447. Borovkov A., Voinov I., Galerkin Y., Nikiforov A., Nikitin M., Solovyeva O. and Kabalyk K. Issues of gas dynamic characteristics modeling: a study on a centrifugal compressor model stage. - E3S Web of Conferences **140**, 06003 (2019). - International Scientific Conference on Energy, Environmental and Construction Engineering (EECE-2019) <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201914006003>

448. Боровков А.И., Воинов И.Б., Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А. Опыт CFD-расчетов мало- и среднерасходной модельных ступеней центробежных компрессоров. - VIII Международная научно-техническая конференция «Газотранспортные системы: настоящее и будущее». – Москва. – 2019

449. Ю.Б. Галеркин, Рекстин А.Ф., Дроздов А.А., Солдатова К.В., Соловьёва О.А., Попова Е.Ю. Система оптимального газодинамического проектирования промышленных центробежных компрессоров на основе метода универсального моделирования. - VIII Международная научно-техническая конференция «Газотранспортные системы: настоящее и будущее». – Москва. – 2019

450. Ю.Б. Галеркин, Рекстин А.Ф., Дроздов А.А., Солдатова К.В., Соловьёва О.А., Семеновский В.Б. Опыт проектирования двух одноступенчатых центробежных компрессоров современной версией инженерного метода оптимального газодинамического проектирования. - VIII Международная научно-техническая конференция «Газотранспортные системы: настоящее и будущее». – Москва. – 2019

451. Петухов Е.П., Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф. Методология исследования лопаточных диффузоров центробежных компрессоров в виртуальной аэродинамической трубе. - VIII Международная научно-техническая конференция «Газотранспортные системы: настоящее и будущее». – Москва. – 2019

452. Рекстин А.Ф., Дроздов А.А., Соловьёва О.А., Галеркин Ю.Б. Сравнение двух математических моделей безлопаточного диффузора центробежной компрессорной ступени. Компрессорная техника и пневматика. – 2019. - №1. – С. 2 - 10.

453. В.Б. Семеновский, А.Ф. Рекстин, Ю.Б. Галеркин, 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 С. 37-47.

454. Ю.Б. Галеркин, А.Ф. Рекстин, А.А. Дроздов, Р.В. Каминский, С.В. Сибиряков, Т.И. Турегулов, А.Е. Усенко Опыт создания низконапорного турбокомпрессора для наддува ДВС с применением современной версии Метода универсального моделирования. Компрессорная техника и пневматика. – 2019. - №2. – С. 2 - 10.

455. Ю.Б. Галеркин, Дроздов А. А. Разработка новой версии математической модели метода универсального моделирования для расчета центробежных компрессоров // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2019. Т. 3, № 2. С. 25–36. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-2-25-36

456. Рекстин А.Ф., Галеркин Ю.Б. Совершенствование метода первичного проектирования рабочих колес центробежных компрессоров // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25, № 2. С. 105–117. DOI: 10.18721/JEST.25208

457. Петухов Е.П., Дроздов А.А., Галеркин Ю.Б. Испытание лопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней в виртуальной аэродинамической трубе. Компрессорная техника и пневматика. – 2019. - №3, - С. 37-48

458. Петухов Е.П., Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф. Исследование способов испытания лопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней в виртуальной аэродинамической трубе. Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 2019, No 8, с. 51–64, doi: 10.18698/0536-1044-2019-8-51-64

459. Боровков А.И., Воинов И.Б., Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А. Результаты моделирования газодинамических характеристик малорасходной и среднерасходной модельных ступеней для промышленного центробежного компрессора. Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 2019, No 9, с. 77–87, doi: 10.18698/0536-1044-2019-9-77-87

460. Ю.Б. Галеркин, Рекстин А.Ф., Соловьёва О.А. Выбор размеров безлопаточного диффузора центробежной компрессорной ступени на стадии первичного проектирования. – Известия высших учебных заведений. - #10(715)/2019 - Москва, МГТУ им. Баумана – 2019.- DOI: 10.18698/0536-1044-2019-10-43-57

461. Galerkin, Y., Popov, Y., Drozdov, A., Semenovskiy, V., Soldatova, K., Bezborodov, A. Three-dimensional flow analysis in “non-homogeneous” axial compressor stages. Journal of Advanced Research in Dynamical and Control Systems. Volume 11, Issue 8 Special Issue, 2019, Pages 2905-2915

462. Ю.Б. Галеркин, Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А., Соловьёва О.А., Семеновский В.Б. Состояние инженерного метода оптимального

газодинамического проектирования и расчета характеристик центробежных компрессоров. Часть 1. Компрессорная техника и пневматика. – 2019. - №4. – С. 3 - 10.

2020

463. Ю.Б. Галеркин, Рекстин А.Ф., Маренина Л.Н., Солдатова К.В. Создание параметризированной модели проточной части ОНА для испытаний в виртуальной аэродинамической трубе. - Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства. – Материалы 10-й Международной научно-технической конференции. Омск, 2020, с. 127-128

464. Бураков А.В., Перминов А.С., Галеркин Ю.Б., Котлов А.А., Левихин А.А., Побелянский А.В. Применение технологии 3D печати для повышения эффективности малорасходных центробежных компрессоров. - Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства. – Материалы 10-й Международной научно-технической конференции. Омск, 2020, с. 88-89.

465. Ю.Б. Галеркин, Дроздов А.А., Петухов Е.П., Семеновский В.Б., Уцеховский А.А. Параметрическое исследование характеристик лопаточных диффузоров CFD методами. - Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства. - Материалы 10-й Международной научно-технической конференции. Омск, 2020, с.

466. Ю.Б. Галеркин, Соловьёва О.А., Уцеховский А.А. Методика расчетов и верификация результатов испытаний безлопаточных диффузоров в виртуальной аэродинамической трубе. - Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства. – Материалы 10-й Международной научно-технической конференции. Омск, 2020, с. 160-161.

467. Дроздов А.А., Галеркин Ю.Б., Соловьёва О.А., Солдатова К.В., Уцеховский А.А. Развитие и идентификация математической модели в центробежных компрессорных ступенях Методом универсального моделирования. - Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства. – Материалы 10-й Международной научно-технической конференции. Омск, 2020, с. 97-98

468. Ю.Б. Галеркин, Дроздов А.А., Соловьёва О.А. Оптимизация осерадиального рабочего колеса центробежной компрессорной ступени одномерными, квазитрехмерными и CFD-методами. - Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства. – Материалы 10-й Международной научно-технической конференции. Омск, 2020, с. 65-66

469. Yu. Galerkin, A. Drozdov, and S. Sibiriakov. Experience of designing a low-pressing turbocharger compressor using the modern version of a Universal modelling method. - The 2nd International Conference on High Speed Turbomachines and Electrical Drives (HSTED-2020). - E3S Web of Conferences 178, 01013 (2020). - <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202017801013>

470. L. Marenina, Yu. Galerkin, A. Drozdov. Stator elements optimization of centrifugal compressor intermediate type stage by CFD methods. - The 2nd International Conference on High Speed Turbomachines and Electrical Drives (HSTED-2020). - E3S Web of Conferences 178, 01013 (2020). - <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202017801020>

471. Yu. Galerkin, A. Rekstin, A. Drozdov, K. Soldatova, O. Solovyeva, E. Popova. The optimal gas dynamic design system of industrial centrifugal compressors based on Universal modeling method. - The 2nd International Conference on High Speed Turbomachines and Electrical Drives (HSTED-2020). - E3S Web of Conferences 178, 01013 (2020). - <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202017801028>

472. A. V. Burakov, A. S. Perminov, Yu. B. Galerkin, A. A. Kotlov, A. A. Levikhin and A. V. Pobelyansky. Application of 3D printing technology to increase efficiency of low flow rate centrifugal compressors. - Oil and Gas Engineering- AIP Conference Proceedings 2285, 030024 (2020); Омск. – Russia. – <https://doi.org/10.1063/5.0026905>

473. A. A. Drozdov, Y. B. Galerkin, O. A. Solovyeva, K. V. Soldatova, and A. A. Ucehovscy. Development and identification of a mathematical model of centrifugal compressor stages using the universal modeling method. - Oil and Gas Engineering- AIP Conference Proceedings 2285, 030057 (2020); Omsk. – Russia. <https://doi.org/10.1063/5.0026727>
474. Yu. B. Galerkin, A. A. Drozdov, E. P. Petukhov, V. B. Semenovskiy, and A. A. Ucehovscy. Parametric study of centrifugal compressor stage vane diffuser characteristics by CFD methods. - Oil and Gas Engineering- AIP Conference Proceedings 2285, 030036 (2020); Omsk. – Russia. <https://doi.org/10.1063/5.0026630>
475. Y. B. Galerkin, A. A. Drozdov, and O. A. Solovyeva. Centrifugal compressor stage impeller optimization by one-dimensional, quasithree-dimensional and CFD methods. - Oil and Gas Engineering- AIP Conference Proceedings 2285, 030060 (2020); Omsk. – Russia. <https://doi.org/10.1063/5.0026722>
476. Y. B. Galerkin, A. F. Rekstin, L. N. Marenina, and K. V. Soldatova. Creation of a parameterized model of a return channel flow path for CFD-researches. - Oil and Gas Engineering- AIP Conference Proceedings 2285, 030056 (2020) Omsk. – Russia. <https://doi.org/10.1063/5.0026769>
477. Y. B. Galerkin, O. A. Solovyeva, and A. A. Ucehovscy. Methodology of calculation and verification of vaneless diffusers test results in a virtual wind tunnel. - Oil and Gas Engineering- AIP Conference Proceedings 2285, 030059 (2020); Omsk. – Russia. <https://doi.org/10.1063/5.0026537>
478. Borovkov, A., Galerkin, Y., Popov, Y., Rekstin, A., Semenovskiy, V., Soldatova, K. Efficiency analysis of blade cascades of axial compressors by the results of wind tunnel test. Journal of Advanced Research in Dynamical and Control Systems. Volume 12, Issue 1 Special Issue, 2020, Pages 953-961
479. Бураков А.В., Перминов А.С., Галеркин Ю.Б., Котлов А.А., Левихин А.А., Побелянский А.В. 3D-печать для повышения эффективности малорасходных турбомашин. Neftgaz.RU. – 2020. – №3. – с.64 – 70.
480. Дроздов А.А., Галеркин Ю.Б., Уцеховский А.А. Разработка и внедрение новой математической модели тангенциальных выходных устройств центробежных компрессоров. – Известия высших учебных заведений. Машиностроение. - #6(723)/2020 - Москва, МГТУ им. Баумана – 2020 - DOI: 10.18698/0536-1044-2020-6-17-35
481. Ю.Б. Галеркин, Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А., Соловьёва О.А., Семеновский В.Б. Современное состояние инженерного метода оптимального газодинамического проектирования и расчета характеристик центробежных компрессоров. Часть 2. Компрессорная техника и пневматика. – 2020. - №1. – С. 8 - 11.
482. Ю.Б. Галеркин, Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А., Соловьёва О.А., Семеновский В.Б. Современное состояние инженерного метода оптимального газодинамического проектирования и расчета характеристик центробежных компрессоров. Часть 3. Компрессорная техника и пневматика. – 2020. - №2. – С. 2 - 9.
483. Ю.Б. Галеркин, Никифоров А.Г., Соловьёва О.А., Попова Е.Ю., Рековец А.В. Моделирование характеристик безлопаточных диффузоров с помощью нейронных сетей. – Известия высших учебных заведений. Машиностроение. - #7(724)/2020 - Москва, МГТУ им. Баумана – 2020 - DOI: 10.18698/0536-1044-2020-7-29-42
484. Е.П. Петухов, Ю.Б. Галеркин, А.Ф. Рекстин. Исследования лопаточных диффузоров центробежных компрессоров численными методами. Вести газовой науки №2 (44) / 2020, с. 132-142
485. A. I. Borovkov, Yu. B. Galerkin, O. A. Solovieva, A. A. Drozdov, A. F. Rekstin, K.V. Soldatova, A. A. Sebelev. Methodology and experience of primary design of a transonic axial compressor. WSEAS Transactions on Systems and Control, ISSN / E-ISSN: 1991-8763 / 2224-2856, Volume 15, 2020, Art. #44, pp. 439-452 <https://doi.org/10.37394/23203.2020.15.44>

486. Ю.Б. Галеркин, А.Ф. Рекстин, А.А. Дроздов, К.В. Солдатова, О.А. Соловьёва, Е.Ю. Попова. Проектирование центробежных компрессоров на основе метода универсального моделирования. Вести газовой науки №2 (44) / 2020, с. 92-109
487. A.I. Borovkov, Yu.B. Galerkin, Yu.A. Popov, A.F. Rekstin, O.A. Solovyeva, A.A. Drozdov, L.N. Marenina, V.A. Chernikov. Analysis of the efficiency of elementary grids of axial compressors based on the data of flat grid purges. WSEAS Transactions on Applied and Theoretical Mechanics, E-ISSN: 2224-3429, Volume 15, 2020, DOI: 10.37394/232011.2020.15.14
488. A.I. Borovkov, Yu.B. Galerkin, Yu.A. Popov, A.F. Rekstin, O.A. Solovyeva, A.A. Drozdov, L.N. Marenina, V.A. Chernikov. Computational Analysis of Axial Compressor Stages Characteristics. WSEAS Transactions on Applied and Theoretical Mechanics, E-ISSN: 2224-3429, Volume 15, 2020, DOI: 10.37394/232011.2020.15.13
489. Yu. Galerkin, A. Rekstin, K. Soldatova, A. Drozdov, O. Solovyeva, V. Semenovskiy and L. Marenina. The current state of the engineering method for the optimal gas-dynamic design and calculation of centrifugal compressor. Energies 2020, 13(21), 5651; <https://doi.org/10.3390/en13215651>
490. Yu. Galerkin, A. Rekstin, L. Marenina, A. Drozdov, O. Solovyeva, V. Semenovskiy. Optimization of return channels of high flow rate centrifugal compressor stages using CFD methods. Energies 2020, 13(22), 5968; <https://doi.org/10.3390/en13225968>
491. Borovkov, A., Voinov, I., Galerkin, Yu., Kaminsky, R., Drozdov, A., Solovyeva, O., Soldatova, K. Design, Plant Test and CFD Calculation of a Turbocharger for a Low-Speed Engine. Appl. Sci. 2020, 10, 8344. <https://doi.org/10.3390/app10238344>
492. Дроздов А.А., Галеркин Ю.Б., Соловьёва О.А., Солдатова К.В., Уцеховский А.А. Математическая модель Метода универсального моделирования 9-й версии: особенности и результаты идентификации // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т4, № 4. С. 28-40. DOI:10.25206/2588-0373-2020-4-4-28-40
493. Боровков А.И., Галеркин Ю.Б., Соловьёва О.А., Дроздов А.А., Рекстин А.Ф., Семеновский В.Б., Броднев П.Н. Разработки математической модели и компьютерной программы первичного проектирования трансзвуковых осевых компрессоров // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т4, № 4. С. 16-27. DOI:10.25206/2588-0373-2020-4-4-16-27
494. O. Solovyeva, Yu. Galerkin, A. Rekstin, K. Soldatova, V. Yusha, K. Kabalyk. Centrifugal compressor stage. Vaneless diffuser preliminary design by universal modeling method. International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development. - Vol. 10, Issue 3, Jun 2020, 14879–14894, DOI : 10.24247/ijmperdjun20201417
495. L.N. Marenina, O.A. Solovyeva, A.A. Drozdov, Yu.B. Galerkin, V.L. Yusha, K. Kabalyk. Creation of parametrized model of transonic axial compressor flow path for CFD-researches. International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development. - Vol. 10, Issue 3, Jun 2020, 15095–15104, DOI : 10.24247/ijmperdjun20201438
496. А.И. Боровков, Ю.Б. Галеркин, А.А. Дроздов, А.Ф. Рекстин, В.Б. Семеновский, В.К. Ядыкин. Стенд ЭЦК-55 с прямым высокочастотным приводом для газодинамических исследований промышленных центробежных компрессоров. Компрессорная техника и пневматика. – 2020. - №4. – С. 4 - 13.
497. Маренина Л.Н., Соловьёва О.А., Галеркин Ю.Б., Попова Е.Ю., Каминский В.Н. Разработка параметризованной модели и расчет осевого компрессора энергетической установки // Материаловедение. Энергетика. 2020. Т. 26, № 4. С. 100–111. DOI: 10.18721/JEST.26408
498. Боровков А.И., Воинов И.Б., Галеркин Ю.Б., Каминский Р.В., Дроздов А.А., Соловьёва О.А., Солдатова К.В. Проектирование, испытание и CFD-расчет

турбокомпрессора для наддува среднеоборотного ДВС // Материаловедение. Энергетика. 2020. Т. 26, № 4. С. 5–22. DOI: 10.18721/JEST.26401

2021

499. Ю.Б. Галеркин, Дроздов А.А., Рекстин А.Ф., Соловьёва О.А., Семеновский В.Б. Практика применения математических моделей 9-й версии метода универсального моделирования в интересах промышленности. Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства Материалы 11-ой международной научно-технической конференции. Омск, 2021. С. 43-44.

500. Ю.Б. Галеркин, Маренина Л.Н., Солдатова К.В., Дроздов А.А. Численное моделирование и оптимизация обратно-направляющих аппаратов центробежных компрессорных ступеней разной быстроходности. Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства Материалы 11-ой международной научно-технической конференции. Омск, 2021. С. 77-78.

501. Ю.Б. Галеркин, Дроздов А.А., Соловьёва О.А., Солдатова К.В. Математическая модель улиток и сборных камер центробежных компрессорных ступеней. Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства Материалы 11-ой международной научно-технической конференции. Омск, 2021. С. 100-101.

502. Боровков А.И., Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А., Рекстин А.Ф., Семеновский В.Б., Ядыкин В.К. Конструкция и особенности экспериментального стенда ЭЦК-55 для газодинамических испытаний центробежных модельных компрессорных ступеней. Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства Материалы 11-ой международной научно-технической конференции. Омск, 2021. С. 103-104.

503. Боровков А.И., Галеркин Ю.Б., Соловьёва О.А., Дроздов А.А., Рекстин А.Ф., Семеновский В.Б., Броднев П.Н. Разработка математической модели и компьютерной программы первичного проектирования трансзвуковых осевых компрессоров. Международная научно-техническая конференция по авиационным двигателям 2020. Сборник тезисов. Том 1. с. 348-352

504. Боровков А.И., Галеркин Ю.Б., Соловьёва О.А., Дроздов А.А., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Себелев А.А. Трансзвуковой осевой компрессор низкого давления авиационного ГТД: методика и опыт первичного проектирования. Международная научно-техническая конференция по авиационным двигателям 2020. Сборник тезисов. Том 1. с. 355-359

505. A.I. Borovkov, Yu.B. Galerkin, O.A. Solovieva, A.A. Drozdov, A.F. Rekstin, V.B. Semenovskiy, P.N. Brodnev. Developing a mathematical model and a computer program for a preliminary design of a transonic axial compressor. The International Conference on Aviation Motors (ICAM 2020), Journal of Physics: Conference Series 1891 (2021) 012019 doi:10.1088/1742-6596/1891/1/012019

506. A.I. Borovkov, Yu. B. Galerkin, A. A. Drozdov, A.F. Rekstin, V. B. Semenovskiy, and V. K. Yadykin. Design and features of the ECC-55 experimental rig for gas-dynamic tests of model centrifugal compressor stages. - Oil and Gas Engineering - AIP Conference Proceedings 2412, 030011 (2021); <https://doi.org/10.1063/5.0076213>; Омск. – Russia

507. Yu. B. Galerkin, L.N. Marenina, K.V. Soldatova and A. A. Drozdov. Numerical simulation and optimization of return channels of centrifugal compressor stages of different specific speed. - Oil and Gas Engineering - AIP Conference Proceedings 2412, 030018 (2021); <https://doi.org/10.1063/5.0075058>; Омск. – Russia.

508. Yu. B. Galerkin, A. A. Drozdov, O.A. Solovyeva and K.V. Soldatova. Mathematical model of volutes and annular chambers of centrifugal compressor stages. - Oil

and Gas Engineering - AIP Conference Proceedings 2412, 030020 (2021); <https://doi.org/10.1063/5.0075704>; Omsk. – Russia.

509. Yu. B. Galerkin, A. A. Drozdov, A.F. Rekstin, O.A. Solovyeva and V. B. Semenovskiy. The Application Practice of the Universal Modeling Method 9th Version for Industry. - Oil and Gas Engineering - AIP Conference Proceedings 2412, 030021 (2021); <https://doi.org/10.1063/5.0075001>; Omsk. – Russia.

510. Соловьёва О.А., Солдатова К.В., Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф. Первичное проектирование безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней Методом универсального моделирования. – Известия высших учебных заведений. Машиностроение. - #3(732)/2021 - Москва, МГТУ им. Баумана – 2021 - DOI: 10.18698/0536-1044-2021-3-39-52

511. Ю.Б. Галеркин, Рекстин А.Ф., Маренина Л.Н., Кулагин В.А. Создание параметризованной модели проточной части ОНА для проведения оптимизации CFD-методами. Компрессорная техника и пневматика. – 2021. - №1. – С. 3 - 8.

512. Ю.Б. Галеркин, Дроздов А.А., Рекстин А.Ф., Соловьёва О.А., Семеновский В.Б. Опыт практического применения Метода универсального моделирования 9-й версии. Компрессорная техника и пневматика. – 2021. - №1. – С. 26 - 36.

513. Боровков А.И., Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А., Маренина Л.Н., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Ядыкин В.К. Вопросы модернизации проточной части центробежных компрессоров газоперекачивающих агрегатов — вклад и современные возможности политехнической научной школы компрессоростроения. Компрессорная техника и пневматика. - 2021. - № 2. С. 4–15.

514. Бабиченко И.А., А.А. Михайлов, К.К. Соколов, А.И. Боровков, Ю.Б. Галеркин, И.А. Максименко, А.Ф. Рекстин, В.Б. Семеновский, В.К. Ядыкин. Опыт газодинамического проектирования центробежных компрессоров турбодетандерных агрегатов. CFD-анализ входного тракта // Материаловедение. Энергетика. 2021. Т. 27, № 2. С. 5–22. DOI: 10.18721/JEST.27201

515. A. Borovkov, Yu. Galerkin, E. Petukhov, A. Drozdov, V. Yadikin, A. Rekstin, V. Semenovskiy, O. Solovyeva, L. Marenina. CFD researches of centrifugal compressor stage vane diffusers in interests of math modeling. Int J Adv Manuf Technol (2021). <https://doi.org/10.1007/s00170-021-07335-5>

516. Маренина Л.Н., Галеркин Ю.Б. Оптимизация обратных направляющих аппаратов высокорасходных центробежных компрессорных ступеней CFD-методами. Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 2021, № 10, с. 49–64, doi: 10.18698/0536-1044-2021-10-49-64

517. Маренина Л.Н., Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А. Сравнение оптимальных параметров обратно-направляющих аппаратов центробежных компрессорных ступеней с разной быстроходностью. Часть 1. Компрессорная техника и пневматика. - 2021. - № 3. С. 8–17.

518. Маренина Л.Н., Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А. Сравнение оптимальных параметров обратно-направляющих аппаратов центробежных компрессорных ступеней с разной быстроходностью. Часть 2. Компрессорная техника и пневматика. – 2021. - №4. – С. 7 - 13.

519. Соловьёва О.А., Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А., Солдатова К.В., Никифоров А.Г. Математическая модель для расчета напорной характеристики рабочего колеса промышленного центробежного компрессора. Компрессорная техника и пневматика. – 2021. - №4. – С. 27 - 34.

2022

520. Ю.Б. Галеркин, Дроздов А.А., Рекстин А.Ф., Соловьёва О.А. Маренина Л.Н. Идентификация и верификация математической модели метода универсального

моделирования. Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства. Материалы 12-ой международной научно-технической конференции. Омск, 2022. С. 76-77.

521. Ю.Б. Галеркин, Рекстин А.Ф., Соловьёва О.А., Дроздов А.А., Семеновский В.Б. Корректировка и идентификация статистической математической модели расчета КПД компрессоров ТДА. Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства. Материалы 12-ой международной научно-технической конференции. Омск, 2022. С. 77-79.

522. Ю.Б. Галеркин, Дроздов А.А., Рекстин А.Ф., Маренина Л.Н., Солдатова К.В. Применение методов численной оптимизации для модернизации проточной части центробежных компрессоров газоперекачивающих агрегатов. Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства. Материалы 12-ой международной научно-технической конференции. Омск, 2022. С. 79-80.

523. Маренина Л.Н., Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А., Рекстин А.Ф., Соловьёва О.А., Солдатова К.В. Опыт оптимизации неподвижных элементов ступеней центробежных компрессоров. Компрессорная техника и пневматика. – 2022. - №1. – С. 2 – 11

524. Соловьёва О.А., Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А., Солдатова К.В., Рекстин А.Ф., Броднев П.Н. Выбор высоты лопаток рабочего колеса центробежного компрессора при первичном проектировании. Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 2022, № 3, с. 76–95, doi: 10.18698/0536-1044-2022-3-76-95

525. Ю.Б. Галеркин, Дроздов А.А., Рекстин А.Ф. О.А. Соловьёва, Л.Н. Маренина. Математическая модель метода универсального моделирования девятой версии для расчета и проектирования центробежных компрессоров: идентификация и верификация по экспериментальным данным. Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение, 2022, № 1 (140), с. 82–102. DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2022-1-82-102>

526. Маренина Л.Н., Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А., Солдатова К.В., Рекстин А.Ф., Алешина А.С. Семеновский В.Б. Положительный опыт CFD-моделирования характеристик центробежных компрессорных ступеней и анализ щелевых потерь. Часть 1. – 2022. - №2. – С. 18 – 25

527. Маренина Л.Н., Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А., Солдатова К.В., Рекстин А.Ф., Алешина А.С. Семеновский В.Б. Положительный опыт CFD-моделирования характеристик центробежных компрессорных ступеней и анализ щелевых потерь. Часть 2. – 2022. - №3. – С. 5 – 11

528. Ю.Б. Галеркин, Рекстин А.Ф., Соловьёва О.А., Дроздов А.А., Семеновский В.Б. Статистическая математическая модель расчета коэффициента полезного действия компрессоров турбодетандерных агрегатов: усовершенствование и идентификация. Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 2022, № 7, с. 68–81, doi: 10.18698/0536-1044-2022-7-68-81

НАГРАДЫ Ю.Б.ГАЛЕРКИНА

1974 г. – «За большую по подготовке квалифицированных специалистов». (награжден значком «Отличник социалистического соревнования министерства химического и нефтегазового машиностроения»).

1983 г. – «За большие заслуги в деле подготовки инженерных и научных кадров». (награжден значком «Отличник социалистического соревнования министерства химического и нефтегазового машиностроения»).

1999 г., июль – почетное звание «Заслуженный работник Высшей школы Российской Федерации».

Медали и нагрудные знаки:

1971 г. – «За отличные успехи в работе».

1980 г. – «За достигнутые успехи в развитии народного хозяйства СССР».

1987 г. – «За достигнутые успехи в развитии народного хозяйства СССР».

1999 г. – юбилейная медаль в связи со 100-летием СПбГПУ.

2002 г. – юбилейная медаль в связи со 100-летием начала занятий в СПбГПУ.

2022 г. – звание «Почетный работник СПбПУ».

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Таблица 1

Газодинамические проекты кафедры КВХТ СПбГПУ
реализованные в компрессорах газовой промышленности (ОАО
«Компрессорный комплекс», СМПО им. Фрунзе, ОАО НПО «Искра»)

№	Название компрессора/СПЧ	Место установки	Заказчик	Кол-во
1	ГПА-Ц-6,3/1-2,2	Кавказтрансгаз	СМПО им. Фрунзе	4
2	ГПА-Ц-8/160-2,4	Югтрансгаз	СМПО им. Фрунзе	4
3	ГПА-Ц-16/21-2,2	Кавказтрансгаз	СМПО им. Фрунзе	6
4	ГПА-Ц-16/41-2,2	Кавказтрансгаз	СМПО им. Фрунзе	6
5	ГПА-Ц-16/76-1,7	Ямбурггаздобыча, Надымгазпром	СМПО им. Фрунзе	33
6	ГПА-Ц-16/85-1,5	Белтрансгаз	СМПО им. Фрунзе	5
7	ГПА-Ц-16/100-1,7	Львовтрансгаз	СМПО им. Фрунзе	5
8	СПЧ-10/32к-2,0	Оренбурггазпром	СМПО им. Фрунзе	4
9	ГПА-Ц-6,3/29В-1,7	Львовтрансгаз	СМПО им. Фрунзе	3
10	ГПА-Ц-6,3/41С-1,7	Киевтрансгаз	СМПО им. Фрунзе	7
11	ГПА-Ц-6,3/64С-1,7	Киевтрансгаз	СМПО им. Фрунзе	3
12	ГПА-Ц-6,3/71	Турция	СМПО им. Фрунзе	4
13	ГПА-8/71-1,45...1,25	Аргентина	СМПО им. Фрунзе	2
14	ЭГПА-6,3/32к-2,2	Оренбурггазпром	СМПО им. Фрунзе	4
15	ГПА-Ц-16/76-1,25	Пермьтрансгаз	СМПО им. Фрунзе	4
16	ГПА-Ц-16/76-1,5	Тюментрансгаз, Уренгойгазпром, Пермьтрансгаз	СМПО им. Фрунзе	88
17	ГПА-Ц-16/56-1,7	Уренгойгаздобыча	СМПО им. Фрунзе	30
18	ГПА-Ц-16/45-1,7	Ямбурггаздобыча	СМПО им. Фрунзе	12
19	ГПА-Ц-16/45-1,7	ГПА-Ц-16 «Урал»	СМПО им. Фрунзе	5
20	СПЧ-6,3/61-1,27	Мострансгаз	СМПО им. Фрунзе	3
21	ГЦ1-285/3,5-10,7	КС Анастасьевка	СМПО им. Фрунзе	3
22	ГЦ1-470/1,1-5,7	КС Гнедицы	СМПО им. Фрунзе	3
23	ГЦ1- 680/1,5-4,5	КС Качановка	СМПО им. Фрунзе	3
24	ГПА-Ц-16/76-1,6	КС Сивас	СМПО им. Фрунзе	н/д
25	108-51-1Л ГПА-10ДКС «Урал»	Уренгойгазпром	ОАО «Компрессорный комплекс»	10
26	СПЧ 108-71-1Л ГПА-10ДКС «Урал»	Уренгойгазпром	ОАО «Компрессорный комплекс»	н/д
27	СПЧ 108-81-1Л ГПА-10ДКС «Урал»	Уренгойгазпром	ОАО «Компрессорный комплекс»	н/д
28	398-23-1Л ГПА-16УТГ «Урал»	Уралтрансгаз	ОАО «Компрессорный комплекс»	4
29	398-27-1Л ГПА-16 «Урал»-02	Волгатрансгаз	ОАО «Компрессорный комплекс»	11
30	СПЧ 235-28-1	Волгатрансгаз	ОАО «Компрессорный комплекс»	н/д

№	Название компрессора/СПЧ	Место установки	Заказчик	Кол-во
31	СПЧ 650-1,37/76 ГПА-25-ПС «Урал»	Пермьтрансгаз	ОАО «Компрессорный комплекс»	1
32	48-61-1 ГПА-4ПХГ «Урал»	Мострансгаз	ОАО «Компрессорный комплекс»	1
33	СПЧ НЦ-18/70-1,7 ГПА-Ц-18	Тюментрансгаз	ОАО «Компрессорный комплекс»	4
34	НЦ-16/76-1,44 «Урал»	Севергазпром	ОАО НПО «Искра»	1
35	СПЧ НЦ-16/76-1,44	Пермьтрансгаз	ОАО НПО «Искра»	2
36	СПЧ 16/73-1,35	Тюментрансгаз	ОАО НПО «Искра»	1
37	СПЧ 16/76-1,64	Тюментрансгаз	ОАО НПО «Искра»	2
38	НЦ-16М/76-1,44	Самаратрансгаз	ОАО НПО «Искра»	1
39	ПА-Ц-4А/76-1,7	КС «Замьяны»	СМПО им. Фрунзе	н/д

Таблица 2

Перечень проектных работ, выполненных с помощью программных комплексов Метода универсального моделирования (1994 - 2000 гг.)

Проект	Основные данные	Заказчик	Год
BCL-607M	Модернизация компрессорара «Нуово-Пиньоне» для водорной смеси 30МВт, 14 ступеней	«Турбосервис», Польша	1994
Серия нагнетателей ГПА	Анализ 16 вариантов машин 12...16 Мвт	НПО «Искра», Пермь	1994
Оценка проектов ГПА	Расчет и анализ характеристик двух ГПА, 16 МВт	Завод «Энергомаш» ПО «Кировский завод», СПб	1994
Серия нагнетателей ГПА	Анализ вариантов (12 МВт, ограничение радиальных размеров)	НИИ «Турбокомпрессор» Казань	1994
Серия нагнетателей ГПА	Анализ 64 вариантов машин 12...16 МВт	НПО «Искра» Пермь НИИ «Турбокомпрессор» Казань	1994
Двухвальный компрессор общего назначения	Производительность 250 м ³ /мин, 9 бар, 4 ступени	СМПО им. Фрунзе, Сумы, Украина	1994-1995
Проект нагнетателей ГПА	16 МВт, П= 1,7; 2 ступени (компрессор сдан Заказчику с показателями выше ТЗ)	СМПО им. Фрунзе, Сумы, Украина	1994
Проект нагнетателей ГПА	16 МВт, П =1,7; 3 ступени (нет данных о производстве)	СМПО им. Фрунзе, Сумы, Украина	1995

Проект	Основные данные	Заказчик	Год
Проект нагнетателей ГПА	16 МВт, П= 1,5; 2 ступени (нет данных о производстве)	СМПО им. Фрунзе, Сумы, Украина	1995
Проект нагнетателей ГПА	16 МВт, ограничение диаметра колес, варианты с 2-мя и 3-мя ступенями	НИИ «Турбокомпрессор»Казань	1995
К-р д/подз. хранилищ газ	Давление 160 бар, мощность 6,3 МВт, анализ вариантов с разным числом ступеней, типом диффузоров, диаметром колес	ОАО «Компрессорный комплекс» СПб	1995
Сменная ПЧ для нагнетателей ГПА	Серия машин с давл. нагнетания до 86 бар, и мощн. до 25 МВт, анализ вар. с разн. диам РК, типом диффузоров и оборотами привода	ОАО «Компрессорный комплекс», СПб	1995-1996
Модельная ступень для перспективных ГПА	Общая оптимизация проточной части и оптимальное профилирование лопаточной решетки высокорасходного пространственного рабочего колеса	НИИ «Турбокомпрессор»Казань	1996
Модельная ступень для перспективных ГПА	Оптимальное профилирование проточной части и лопаточной решетки низконапорного РК и безлопаточного диффузора	ОАО «Компрессорный комплекс», СПб	1996
Компрессор для подземных хранилищ газа	Давление нагнетания 160 бар, мощность 12 МВт, полный газодинамический проект (нет данных о производстве)	СМПО им. Фрунзе, Сумы, Украина	1997
Сменная ПЧ для нагнетателя ГПА	Давление нагнетания 76 бар, мощность 16 МВт, безлопаточные диффузоры, полный газодинамический проект	ОАО «Компрессорный комплекс», СПб	1997
Новый нагнетатель ГПА	Давление нагнетания 76 бар, мощность 16 МВт, безлопаточные диффузоры, полный газодинамический проект. Нагнетатель НЦ-16 «Урал» показал выдающиеся газодинамические характеристики при заводских испытаниях (декабрь 1999 г.)	НПО «Искра», Пермь	1998
Дожимной нагнетатель ГПА	Давление нагнетания 125 бар, 5 ступеней 10 мВт, безлопаточные диффузоры. Нагнетатель 108-51-1 показал отличные газодинамические характеристики при заводских испытаниях. В производстве серия 25 шт.	ОАО «Компрессорный комплекс», СПб	1998
Модельные ступени с БЛД	Семейство модельных ступеней «20СЕ» с умеренной	Кафедра КВХТ, СПб	1998 -

Проект	Основные данные	Заказчик	Год
	быстроходностью испытано с отличными газодинамическими параметрами		1999
Дожимной нагнетатель ГПА	Давление нагнетания 125 бар, 7 ступеней 10 МВт, безлопаточные диффузоры. Сдан Заказчику для реализации	ОАО «Компрессорный комплекс», СПб	1999
Дожимной нагнетатель ГПА	Давление нагнетания 125 бар, 8 ступеней 10 МВт, безлопаточные диффузоры. Сдан Заказчику для реализации	ОАО «Компрессорный комплекс», СПб	1999
Сменная ПЧ для нагнетателя ГПА	Замена штатной ПЧ нагнетателя НЦ-16/76-1,44 с целью повышения КПД, расширения зоны работы и согласования с условиями эксплуатации (уменьшенное отношение давлений $P=1,35$). СПЧ в производстве	НПО «Искра», Пермь	1999
Сменная ПЧ для нагнетателя ГПА	Замена штатной ПЧ нагнетателя НЦ-16/76-1,44 с целью повышения КПД, расширения зоны работы и согласования с условиями эксплуатации (увеличенное отношение давлений $P=1,64$). СПЧ в производстве	НПО «Искра», Пермь	1999
Новый нагнетатель ГПА	Давление нагнетания 76 бар, мощность 16 МВт, безлопаточные диффузоры, полный газодинамический проект. Показал наивысшие газодинамические характеристики при ПСИ.	ОАО «Компрессорный комплекс», СПб	1999
Новый нагнетатель ГПА	Давление нагнетания 76 бар, мощность 25 МВт, безлопаточные диффузоры, полный газодинамический проект в работе.	ОАО «Компрессорный комплекс», СПб	2000
K101	Модернизация-реконструкция воздушного компрессора 4,5 МВт, 14 ступеней, $P=22$. Изготовлен и испытан. При заданном уменьшении расхода на 40% изотермический КПД повышен на 6%	«Турботех», Польша	2000

Таблица 3

Перечень машин, выполненных Методом Универсального моделирования в 2005-2009 гг.

Название компрессора	Заказчик	m , кг/с	$p_{кв}$ Мпа	π	n , об/мин	Кол-во	Место установки
ТК-1	ОАО «Турбохолод»	59	11,8	1,311	15500	1	Газпром добыча Ямбург
ТК-2	«-/-»	79	8,0	1,333	15500	1	Газпром добыча Ямбург
ТК-3	«-/-»	78.1	8,906	1,22	12000	10	Газпром добыча Уренгой
ТК-4	«-/-»	79	6,75	1,424	18000	10	Газпром добыча Надым
ТК-4а	«-/-»	79	6,75	1,424	14500	1	Газпром добыча Надым (опытный образец)
ТК-5	«-/-»	77,7	7,75	1,277	16000	10	Газпром добыча Надым
ТК-6	«-/-»	163	8,69	1,070	5300	11	Новотек
ТК-7	«-/-»	86,3	13	1,209	18000	6	Новатек
ТК-8	«-/-»	59,19	13	1,209	18000	4	Лукойл
ТК-3а	«-/-»	59	8	1.12	12000	4	Газпром добыча Ямбург
ТК-8а	«-/-»	59	10,8	1.18	16000	1	Газпром добыча Ямбург
ТГ-1	ОАО «Турбогаз»	160	8,27/ 7,76	1,066	8000	н/д	н/д

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Фотоматериалы кафедре



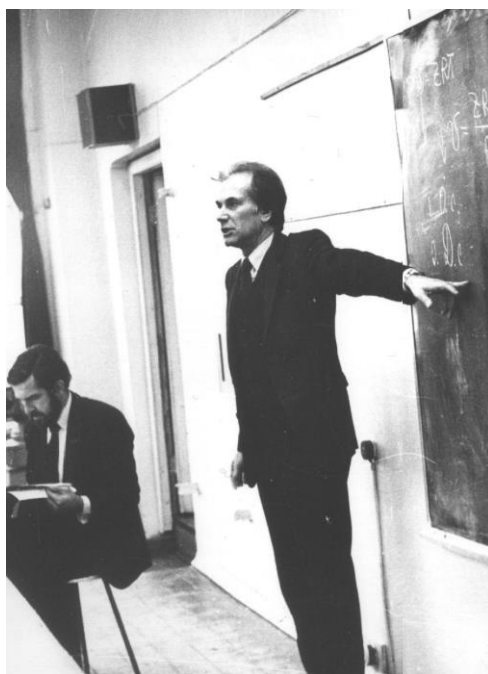
*Постройка склада кафедры. Ю.Б.Галеркин, К.П.Селезнев, справа
Ф.С.Рекстин. 1958 г.*



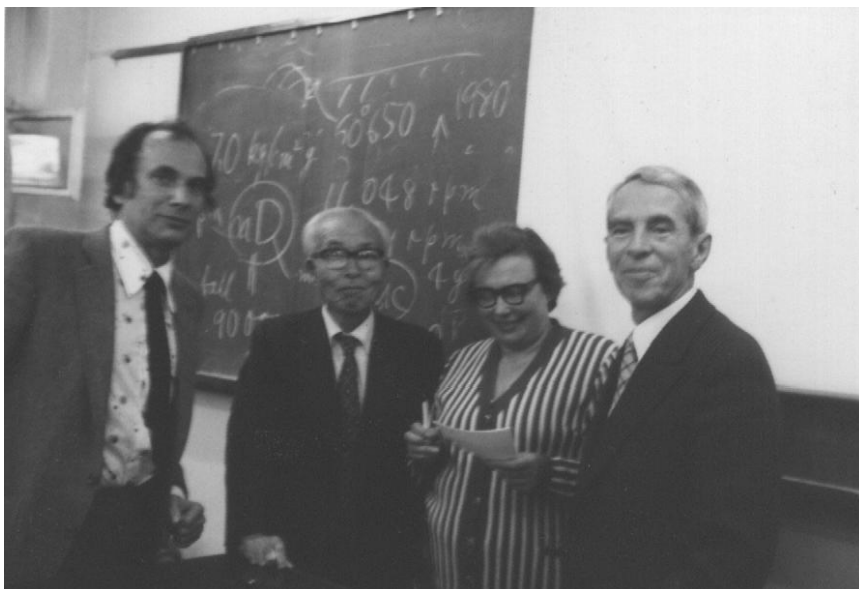
Субботник кафедры. Слева Ф.С.Рекстин, в центре Ю.Б.Галеркин. 1959 г.



*Обсуждение проекта модернизированного компрессора К-250.
Справа – налево: Д.С.Мишин, К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин.
Хабаровск. 1963 г.*



*Лекция в Красноярском политехническом институте
Ю.Б.Галеркин и В.А.Кулагин. 1974 г.*



Справа – налево: Гл. конструктор Невского машиностроительного завода проф. В.Ф.Рис, глава японских компрессорщиков проф. Иширо Ватанабе, Ю.Б.Галеркин. Кафедра компрессоростроения. 1980



Ю.Б.Галеркин и проф. Луи Ток на Всемирном газотурбинном конгрессе в г. Иокогама (Япония). 1995 г.



Ю.Б.Галеркин рассказывает президенту ТУ Ганновер Г.Зайделю о работах кафедры в области центробежных компрессоров. 1996 г.



Члены международного комитета международной конференции «Компрессоры и их системы» (Университет Сити, Лондон) Ю.Б.Галеркин и Дж.Саулс. (Trane, США) в главном машинном зале кафедры. 2000 г.

П.2. Фото из архива Ю.Б.Галеркина



Родители Е.А. и Б.Д. Галеркины



Старший брат Владимир



16 лет. Фото на паспорт - чтоб скорее получить права на вождение мотоцикла. Первый и последний байки Ю.Галеркина (1937/1959 гг.)



Первый и последний мотобайк внука Ю.Попова



Дочка Елена, жена Лилия,



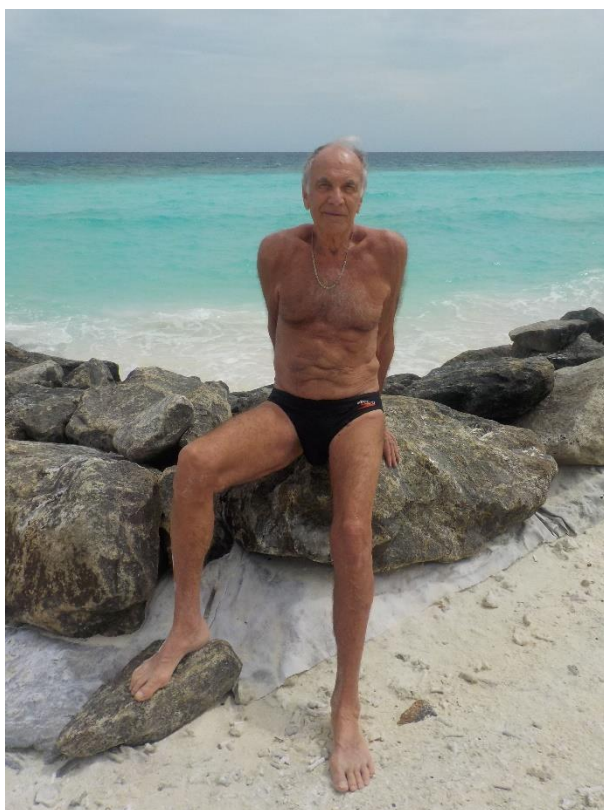
Хобби разных лет



Хорошие успехи Ю. Попова



Венеция, 1972 г.



Мальдивы 2018



Геленджик 2022



Ю.Б.Галеркин на горнолыжном склоне 2007 г.

*Васильев Юрий Сергеевич
Петреня Юрий Кирилович
Солдатова Кристина Валерьевна
Рекстин Алексей Феликсович
Дроздов Александр Александрович*

**ТРУДЫ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКОЙ
НАУЧНОЙ ШКОЛЫ
ТУРБОКОМПРЕССОРОСТРОЕНИЯ
21 ВЕКА**

Подписано в печать 03.02.2023. Формат 70×100/16. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 31,0. Тираж 300. Заказ 0386.

Отпечатано с готового оригинал-макета, предоставленного авторами,
в Издательско-полиграфическом центре Политехнического университета.

195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.

Тел.: (812) 552-77-17; 550-40-14.