

На правах рукописи

**Ванияшов Александр Дмитриевич**

**РАЗРАБОТКА И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ  
АДАПТАЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ  
И ИХ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК  
К НЕСТАБИЛЬНЫМ УСЛОВИЯМ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Специальность 2.5.10. Гидравлические машины, вакуумная,  
компрессорная техника, гидро- и пневмосистемы

АВТОРЕФЕРАТ  
диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук



Омск 2024

Работа выполнена на кафедре «Холодильная и компрессорная техника и технология» Федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Омский государственный технический университет»

Официальные оппоненты: **Житомирский Борис Леонидович**

доктор технических наук, профессор, профессор кафедры термодинамики и тепловых двигателей ФГАОУ ВО «Российский государственный университет нефти и газа (национальный исследовательский университет) имени И.М. Губкина», г. Москва.

**Футин Виктор Александрович**

доктор технических наук, профессор кафедры тепло-техники и энергетического машиностроения ФГБОУ ВО «Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева-КАИ», г. Казань.

**Дроздов Александр Александрович**

доктор технических наук, профессор Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», г. Санкт-Петербург.

Ведущая организация:

Акционерное общество «Научно-исследовательский и конструкторский институт центробежных и роторных компрессоров им. В.Б. Шнеппа»  
(АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»),  
Группа ГМС, г. Казань.

Защита диссертации состоится « 12 » февраля 2025 г. в 14.00 часов на заседании диссертационного совета 24.2.331.22 Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» по адресу: 105005, Москва, Лефортовская наб., д. 1, корпус «Энергомашиностроение», 3 этаж.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на сайте [www.bmstu.ru](http://www.bmstu.ru).

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью организации, направлять по адресу: 105005, Москва, 2-я Бауманская улица, д. 5, стр. 1, ученому секретарю диссертационного совета 24.2.331.22.

Автореферат разослан « » 2024 г.

Ученый секретарь диссертационного совета

24.2.331.22, кандидат физико-математических наук  А.А. Протопопов

# **ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ**

## **Актуальность темы исследования**

Жизненный цикл центробежных компрессоров (ЦК) проходит этапы: проектирования, конструирования, изготовления, испытаний, интеграции в состав компрессорных установок (КУ) компрессорных станций (КС), выполняющих какой-либо технологический процесс и в свою очередь проходящих аналогичные стадии. КУ нередко функционируют на нерасчетных режимах, т. е. при отклонении эксплуатационных рабочих параметров от проектных. Более того, нерасчетные режимы могут быть нестабильными, т. е. изменяться с различными временными параметрами, диапазоном, направлением их изменения, что может быть вызвано изменением производительности, состава сжимаемого газа, давления и температуры на входе, концентрации механических и жидкостных примесей, вызывающих эрозионный и (или) коррозионный износ элементов проточной части (ПЧ), а также такими факторами, как работа компрессора в линию рециркуляции (ЛР) в процессах пуска и останова, в том числе в зоне помпажа.

Научной проблемой является решение вопросов адаптации центробежных компрессоров (ЦК) и их газодинамических характеристик (ГДХ) к нерасчетным или нестабильным условиям эксплуатации.

Под адаптацией ЦК в составе КУ к нестабильным условиям эксплуатации подразумевается изменение формы ГДХ вследствие изменения параметров газа на входе (давление, температура, состав), применения одного или нескольких способов регулирования, изменения технического состояния ПЧ, а также модернизация КУ и реконструкция КС с целью обеспечения функционирования технологического процесса с возможно максимальной эффективностью.

В настоящее время существует научно-техническая проблема достоверного получения ГДХ ЦК на режимах регулирования или при изменении начальных условий, т.к. проведение полноценных испытаний в реальных производственных условиях затруднительно, а теоретические методы получения ГДХ не всегда дают гарантированно верные результаты. В связи с этим актуальной задачей является разработка научно обоснованных методов определения формы ГДХ ЦК различных конструкций и назначения при изменении условий их эксплуатации и регулировании, а также выбора оборудования КУ и КС, режимов их работы при изменении параметров газокомпрессорной макросистемы (ГКМС).

**Объектом исследования** являются технологические ЦК, эксплуатация которых в составе КУ и КС осуществляется в нестабильных условиях, связанных с изменением свойств и параметров состояния газа на входе в компрессор и требуемых режимных параметров на выходе компрессора, а также производительности в широком диапазоне, в том числе в зоне помпажа.

**Предметом исследования** является технологии адаптации ЦК к нестабильным условиям эксплуатации, в частности, исследование регулирующего воздействия на изменение ГДХ.

## **Степень разработанности темы**

Одной из технологий адаптации является замена ПЧ в существующем корпусе ЦК или всего ЦК, что может повлечь за собой модернизацию КУ или

реконструкцию КС. Эти вопросы рассмотрены в работах В.Ф. Риса, Г.Н. Дена, В.Б. Шнеппа, К.П. Селезнева, Ю.Б. Галеркина, В.Е. Евдокимова, В.К. Юна, А.А. Дроздова, К.А. Данилова, А.Н. Любимова, С.С. Евгеньева, В.А. Футина, Н.Н. Бухарина, И.Я. Сухомлинова, А.М. Симонова и др. Среди технологий адаптации ГДХ созданием закрутки потока перед рабочим колесом (РК) поворотом лопаток входных направляющих аппаратов (ВНА) следует отметить работы В.Ф. Риса, Г.Н. Дена, В.Г. Соловьева, В.Н. Кондратова, В.И. Зыкова, Н.Н. Бухарина, А.В. Короткова, Г.Н. Зиневича, Г.А. Бондаренко, А.Г. Сафиуллина и др. Вопросы локальной и глобальной нестабильности в ЦК и системах «компрессор-сеть» исследовались в работах В.В. Казакевича, Р.А. Измайлова, С.В. Кононова, Ю.А. Потапова, Г.Г. Кустикова, Я.З. Гузельбаева, Л.И. Соколинского и др. На уровне ГКМС вопросы адаптации работы ЦК к изменяющимся условиям эксплуатации за счёт рационального выбора типа оборудования при проектировании, регулирования, оптимизации функционирования КС, выбора рациональной загрузки КУ и повышения их энергоэффективности рассмотрены в работах В.П. Парафейника, П.Н. Завального, Б.С. Ревзина, А.В. Тарасова, В.А. Щуровского, С.Ю. Сальникова, А.С. Лопатина, М.А. Воронцова, А.Ф. Калинина, Э.А. Микаэляна и др. Математические методы, позволяющие получить прогнозируемую ГДХ ЦК при регулирующем воздействии или при изменении условий эксплуатации рассмотрены в работах В.Ф. Риса, Г.Н. Дена, В.К. Юна, С.Л. Шамеко, А.Н. Любимова, А.Н. Примака и др.

Несмотря на имеющийся научно-практический задел, научной проблемой является отсутствие системного подхода и теоретических основ для разработки и совершенствования технологий адаптации ЦК и их ГДХ к нестабильным условиям эксплуатации с учётом особенностей технологических объектов. Разработка новых методов и алгоритмов адаптации, с учётом анализа макросистемных явлений, функционирования системы «компрессор-сеть» в статических и динамических режимах, позволит более точно определять: режимы работы ЦК в составе КУ и КС; необходимость и сроки модернизации или ремонта; форму ГДХ при изменении параметров газа на входе, в широком диапазоне различных способов регулирования, в том числе на границе помпажа.

### **Цель работы**

Разработка новых, научно обоснованных технических и технологических решений по адаптации центробежных компрессоров и их газодинамических характеристик к нестабильным условиям эксплуатации в составе компрессорных установок, станций и газокомпрессорных макросистем.

**Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие основные задачи:**

1. Выполнить систематизацию технологических компрессорных объектов с учётом их взаимосвязей, классификацию нестабильных условий эксплуатации и внешних факторов, приводящих к ним; проанализировать факторы и проблемы, затрудняющие реализацию технологий адаптации компрессоров к нестабильным условиям эксплуатации на разных уровнях иерархической структуры объектов с учётом их конструктивных особенностей, способов регулирования, условий эксплуатации.

2. Разработать и верифицировать новый метод адаптации (пересчёта) ГДХ высоконапорных и средненапорных (в диапазоне условных чисел Маха  $M_U=0,5\dots1,6$ ) ЦК к регулированию изменением частоты вращения с учётом невыполнения условий динамического и кинематического подобия, корректировки границы помпажа и максимальной производительности.

3. Разработать и верифицировать новый метод адаптации (пересчёта) ГДХ высоконапорных и средненапорных ЦК ( $M_U=0,5\dots1,6$ ) к изменению угла закрутки потока лопатками ВНА с учётом наличия предварительной закрутки потока, изменения структуры потока на выходе РК, эмпирических зависимостей коэффициентов потерь и углов отставания в лопаточной решётке.

4. Усовершенствовать и верифицировать метод адаптации (пересчёта) ГДХ многоступенчатых ЦК к переменным условиям эксплуатации с учётом рассогласования в работе ступеней, изменения свойств газа и КПД по ступеням, корректировки границы помпажа, с помощью которого выполнить исследования нестабильных условий эксплуатации на различных технологических объектах.

5. Разработать и верифицировать новый метод адаптации (корректировки) формы ГДХ многоступенчатых ЦК с учётом износа (деградации) ПЧ при большой наработке и при сжатии загрязнённых газов в процессе эксплуатации в межремонтный период.

6. Разработать методику статического и условно динамического расчёта работы компрессоров в ЛР на режимах пуска, останова, антипомпажного регулирования с учётом нестабильности параметров на этих режимах, получить рекомендации по выбору антипомпажных и предохранительных клапанов и трубопроводной обвязки КУ.

7. Разработать и верифицировать динамическую математическую модель системы «компрессор-сеть», позволяющую моделировать работу системы в зоне помпажа; провести теоретические исследования влияния емкостных и инерционных свойств элементов сети на границы устойчивой работы и характер помпажа.

8. Разработать рекомендации по формированию рабочих режимов КУ линейных газовых КС при их реконструкции с учётом сезонной и долговременной нестабильности режимов транспорта газа, адаптированных к реальным условиям работы, согласованности системы «компрессор-привод», определению эффективности принимаемых решений.

9. Разработать методические основы определения рабочих режимов КУ дожимных КС при их реконструкции с целью оперативной оценки технических возможностей компримирования газа на ДКС с установленными или планируемыми к установке типами СПЧ, оценки потерь в добыче газа при несвоевременной замене СПЧ, определения сроков их замены.

10. Усовершенствовать технологию адаптации изменением закрутки потока перед рабочим колесом за счёт создания новых конструкций ВНА, позволяющих уменьшить пространственную неравномерность потока на входе в РК и повысить тем самым эффективность работы ЦК по политропному КПД.

### **Научная новизна работы**

1. Впервые систематизированы и представлены в виде укрупнённой иерархической структуры технологии адаптации технологических

компрессорных объектов к нестабильным условиям эксплуатации, возникающим под влиянием внешних факторов, с учётом особенностей конструкций компрессоров, способов регулирования, технологических условий эксплуатации и взаимного влияния объектов на разных уровнях этой структуры.

2. Разработан и верифицирован новый метод адаптации (пересчёта) ГДХ к регулированию изменением частоты вращения для высоконапорных ( $M_U=1,0\dots1,6$ ) и средненапорных ( $M_U=0,5\dots0,7$ ) ЦК с осерадиальными полуоткрытыми РК, за счёт применения корректирующих функций к коэффициентам политропного напора и КПД, коэффициенту расхода, справедливых для всего диапазона частот вращения ротора и углов поворота лопаток ВНА.

3. Разработан и верифицирован новый метод адаптации (пересчёта) ГДХ высоконапорных и средненапорных ЦК ( $M_U=0,5\dots1,6$ ) к изменению угла закрутки потока перед РК с учётом наличия предварительной закрутки потока, изменения структуры потока на выходе РК, эмпирических двухпараметрических зависимостей коэффициентов потерь и углов отставания в лопаточной решётке.

4. Разработан, верифицирован и апробирован усовершенствованный метод адаптации (пересчёта) ГДХ многоступенчатых ЦК к изменяющимся условиям эксплуатации с учётом рассогласования в работе ступеней, изменения свойств газа и КПД по ступеням, корректировки границы помпажа, с помощью которого выполнены исследования работы ЦК различных технологических объектов в нестабильных условиях эксплуатации.

5. Разработан и предложен новый метод адаптации (корректировки) формы ГДХ многоступенчатых ЦК с учётом износа (деградации) ПЧ при большой наработке и при сжатии загрязненных газов в процессе эксплуатации в межремонтный период.

6. Разработана и верифицирована динамическая математическая модель системы «компрессор-сеть» с ЦК, позволяющая рассчитывать работу системы в зоне устойчивой работы и в зоне помпажа. Получены теоретические результаты, отражающие взаимосвязь емкостных и инерционных характеристик элементов сети с положением границы устойчивой работы и характером помпажных колебаний в системах «компрессор-сеть» при расположении элементов сети на всасывании и нагнетании ЦК.

7. Разработаны методы, позволяющие достоверно определять адаптированные к реальным условиям режимы работы КС и КУ, диапазоны регулирования, эффективность эксплуатации, целесообразность и сроки модернизации КУ и реконструкции КС, на основе взаимосвязи объектов иерархической структуры, влияния внешних факторов на изменение параметров газокомпрессорных макросистем с учётом сезонной и долговременной нестабильности режимов добычи и транспорта газа.

8. Усовершенствована технология адаптации ЦК к регулирующему воздействию изменением закрутки потока перед РК за счёт применения в конструкции ВНА лопаток с переменным по их высоте углом поворота профиля, на основе исследования взаимосвязи пространственной неравномерности потока на входе в РК с эффективностью работы компрессора (по политропному КПД).

## **Теоретическая и практическая значимость работы**

1. Разработаны и апробированы методы получения ГДХ средне- и высоконапорных ЦК при регулировании закруткой потока на входе в РК и изменением частоты вращения ротора.
2. Разработано и внедрено программное обеспечение для расчёта режимов работы КУ линейных и дожимных КС на основе разработанных методов пересчёта ГДХ ЦК на изменяющиеся режимы работы.
3. Разработаны рекомендации по применению методов пересчёта ГДХ и фактических эксплуатационных режимов работы для целей параметрической диагностики ЦК технологических установок с целью получения информации о состоянии проточной части.
4. Получены рекомендации по выбору параметров ЛР, антипомпажных (АПК) и предохранительных клапанов на основе анализа совместной работы «компрессор-сеть».
5. Разработаны рекомендации по конструированию ЦК и проектированию КУ и КС, адаптированных к нестабильным условиям эксплуатации, обеспечивающие функционирование технологических процессов при этих условиях, в том числе, с максимально достижимой эффективностью.
6. Выполнено обоснование необходимости и целесообразности, а также сроков модернизации КУ линейных и дожимных КС, на основе достоверного определения адаптированных к реальным условиям параметров работы оборудования, с учётом сезонной и долговременной нестабильности режимов добычи и транспорта газа, согласованности системы «компрессор-привод».
7. Разработанные методы расчёта внедрены в учебный процесс ФГАОУ ВО «ОмГТУ», ФГБОУ ВО «МГТУ им. Н.Э. Баумана», разработанные рекомендации по проектированию и эксплуатации – в ОАО «Сибнефтетранспроект», АО «Газпромнефть-ОНПЗ», ООО «Газпром добыча Уренгой», ООО «Газпром добыча Ноябрьск», филиал ООО «Газпром инвест» «Газпром реконструкция».

## **Методология и методы исследования**

Для решения поставленных задач были использованы: экспериментальные методы исследования режимов работы ЦК на режимах комбинированного регулирования; математическое моделирование газодинамических процессов в системах с ЦК; детерминированные и вероятностные методы поиска корректирующих функций к условиям динамического и кинематического подобия, позволяющих более точно математически описать форму ГДХ.

## **Основные положения диссертации, выносимые на защиту**

1. Систематизированы имеющиеся в настоящее время научно-методические проблемы развития технологий адаптации ЦК их ГДХ к нестабильным условиям эксплуатации, возникающие под влиянием внешних факторов, с учётом взаимосвязи и взаимного влияния технологических компрессорных объектов на разных уровнях иерархической структуры (компрессор, КУ, КС, ГКМС) с учётом особенностей компрессорных ступеней, способов регулирования, условий эксплуатации.
2. Доказано, что метод адаптации (пересчёта) ГДХ к регулированию

изменением частоты вращения высоконапорных ЦК, работающих в диапазоне условных чисел Маха более 0,8...1 и до 1,6, вследствие невыполнения условий динамического и кинематического подобия, заключается во введении корректирующих функций к коэффициентам напора, расхода и КПД, в структуре которых учитывается зависимость от числа оборотов (условных чисел  $M_U$ ), угла поворота лопаток ВНА и вспомогательных эмпирических коэффициентов.

3. Доказано, что метод адаптации (пересчёта) ГДХ к регулированию поворотом лопаток ВНА высоконапорных и средненапорных ЦК ( $M_U=0,5\dots1,6$ ) должен учитывать наличие предварительной закрутки потока на входе РК, изменение структуры потока на выходе РК (изменение закрутки потока) вследствие регулирующего воздействия на входе, эмпирические зависимости коэффициентов потерь и углов отставания в лопаточной решётке, учитывающих влияние условных чисел Маха.

4. Установлено, что с целью достоверного определения границ помпажа и максимальной производительности при регулировании изменением частоты вращения и поворотом лопаток ВНА высоконапорных и средненапорных ЦК ( $M_U=0,5\dots1,6$ ), адаптацию (пересчёт) ГДХ следует выполнять за счёт введения корректирующих функций к коэффициенту расхода, позволяющих выполнять трансформацию вида характеристики.

5. Доказано, что применительно к многоступенчатых и многосекционным ЦК адаптацию (пересчёт) ГДХ к меняющимся условиям эксплуатации следует выполнять на основе метода разложения и синтеза ГДХ, с учётом рассогласования в работе ступеней, учётом изменения свойств газа и КПД по ступеням, корректировки границы помпажа.

6. Выявлено, что вследствие длительной эксплуатации многоступенчатых ЦК, сжимающих загрязненные или агрессивные газы, фактическую форму ГДХ с учётом износа (деградации) ПЧ в межремонтный период можно определить с помощью адаптационных корректирующих функций, позволяющих «разворачивать» напорную характеристику по часовой стрелке относительно условной границы помпажа.

7. Проектные и проверочные расчёты агрегатных и станционных ЛР, вспомогательного оборудования (трубопроводы, арматура, теплообменники, сепараторы) должны выполняться с учётом нестационарных гидравлических и тепловых режимов системы «компрессор-сеть» в процессах пуска и останова КУ, антипомпажного регулирования, учитывать предельные режимы «глубокого» байпасирования для КС с многосекционными или многокорпусными ЦК.

8. На основе математического моделирования нестационарных газодинамических процессов системы «компрессор-сеть», с учётом инерционных и емкостных свойств элементов сети, установлено влияние геометрических параметров элементов сети на формирование устойчивых и неустойчивых режимов, характер помпажных колебаний, амплитуду и частоту пульсаций давления и расхода в системе.

9. Прогнозируемые параметры ГКМС, вызывающие под влиянием внешних факторов сезонную и долговременную нестабильность режимов добычи и транспорта газа должны быть достоверно адаптированы к реальным

условиям КС и КУ, что позволит более точно определять режимы их работы, диапазоны регулирования, эффективность эксплуатации, экономическую целесообразность, сроки модернизации КУ и реконструкции КС.

**Достоверность результатов** обеспечивается применением стандартных методов экспериментальных исследований на базе современного оборудования, прошедшего метрологическую поверку, сертифицированных программных комплексов и компьютерного оборудования; воспроизводимостью результатов экспериментов и статистической обработкой полученных данных; применением фундаментальных законов и уравнений; удовлетворительным совпадением экспериментальных и теоретических результатов.

### **Личный вклад автора**

Автором сформулирована научная проблема, цель и задачи исследования, выполнен анализ результатов экспериментальных исследований. Разработаны, верифицированы и апробированы: методы адаптации ГДХ ЦК всех рассматриваемых типов к нестабильным условиям эксплуатации; математические модели динамического анализа системы «компрессор-сеть». Под руководством и с участием автора разработаны запатентованные конструкции ВНА, выполнены теоретические и экспериментальные исследования рабочих процессов и ГДХ высоконапорных и средненапорных ЦК. Предложены новые методические подходы к определению рабочих параметров КУ КС.

### **Апробация работы**

13–18 МНТК по компрессоростроению (Сумы, 2004 г.; Казань, 2007, 2011, 2017, 2019 гг.; СПб, 2014 г.); 6-я Всерос. конф. «Новые технологии в газовой пром-ти» (Москва, РГУ Нефти и газа им. И.М. Губкина, 2005 г.); 15-й, 17-й международ. симпоз. «Потребит.-производит. компрессоров и компрессорного оборуд.» (СПб, 2010, 2012 гг.); 4–7 МНТК «Газотранспорт. сист.: Настоящее и будущее» (Москва, Газпром ВНИИГАЗ, 2011, 2013, 2015, 2017 гг.); 5–13 МНТК «Oil and Gas Engineering» (Омск, 2015–2023 гг.); конф. «Компрессор. оборуд. и ГТУ для газотранспорт. сист. (СПб, 2023); на расширенных заседаниях Высшей школы энергетического машиностроения (СПбПУ, г. Санкт-Петербург, 2023 г), кафедры Э5-Вакуумная и компрессорная техника (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, 2024 г.), кафедры Компрессорные машины и установки (КНИТУ, г. Казань, 2024 г.).

### **Публикации**

По теме диссертации опубликовано 98 научных печатных работ, из них 15 в изданиях, рекомендованных ВАК РФ; 15 в изданиях, индексируемых в Scopus; получены 4 патента на полезную модель и 1 программу для ЭВМ.

### **Структура и объём работы**

Диссертация состоит из введения, 7 глав, заключения, списка использованных источников из 264 наименований, содержит 474 страницы текста, 202 рисунка, 50 таблиц.

### **Благодарности**

Автор выражает благодарность доктору техн. наук, профессору В. Л. Юше за методическую поддержку, ценные советы и рекомендации при подготовке диссертационной работы.

## **ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** обоснована актуальность диссертационного исследования, сформулирована научная проблема, научная новизна и практическая ценность, представлено краткое содержание диссертации.

**В главе 1** выполнен анализ существующих методов проектирования и теоретических исследований ЦК для нестабильных условий эксплуатации, экспериментальных методов испытаний и исследований [1–4]. Проведен анализ современного состояния методов пересчёта ГДХ ЦК и отдельных ступеней на меняющиеся условия эксплуатации [1,2]. Проанализированы методики выбора и проектирования ЛР, АПК, систем антипомпажной защиты [3]. Выполнен анализ исследований газодинамических параметров, характеристик и конструкций ВНА. Представлены современные подходы к выбору и прогнозированию режимов работы КУ и КС [5]. Рассмотрены теоретические и экспериментальные методы исследования работы ЦК в зоне помпажа [6]. Показаны основные направления адаптации теплообменного оборудования КС к нестабильным условиям эксплуатации.

Разработана иерархическая структура технологических компрессорных объектов (компрессор, компрессорная установка, компрессорная станция, газокомпрессорная макросистема) с учётом их взаимосвязей и взаимного влияния, а также применяемые технологии адаптации к нестабильным условиям эксплуатации на различных уровнях (I-II-III-IV), которые возникают под воздействием внешних факторов на разных этапах жизненного цикла (рисунок 1). Рассмотрены внешние факторы, изменение которых вызывает нестабильные условия эксплуатации и влечёт за собой необходимость адаптации к ним компрессорного оборудования, причины изменения внешних факторов и характер их воздействия на объекты разного уровня.

Систематизация проблем адаптации компрессоров к нестабильным условиям эксплуатации выполнена на основе классификации компрессорных ступеней по «напорности», которую предложено различать по значению условного числа Маха и отношения давлений, поскольку они связаны между собой, и коэффициентом внутреннего напора  $\psi_i$  [2]:

$$\varepsilon_k = \left[ 1 + \psi_i M_U^2 (k - 1) \right]^{\sigma}, \quad (1)$$

где  $M_U = U_2 / \sqrt{kRT_n}$  – условное число Маха.

В зависимости от типа ступени, конструкции и назначения ЦК сформулированы имеющиеся проблемы по реализации технологий адаптации к нестабильным условиям эксплуатации на разных уровнях иерархической структуры объектов: для высоко- и средненапорных одноступенчатых ЦК; для стационарных многоступенчатых ЦК; для линейных и дожимных КС, КС и КУ нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятий. Общей проблемой для всех объектов является отсутствие достоверных методов адаптации ГДХ при нестабильных условиях эксплуатации. По результатам проведённого аналитического обзора сформулированы цель и задачи диссертационного исследования.

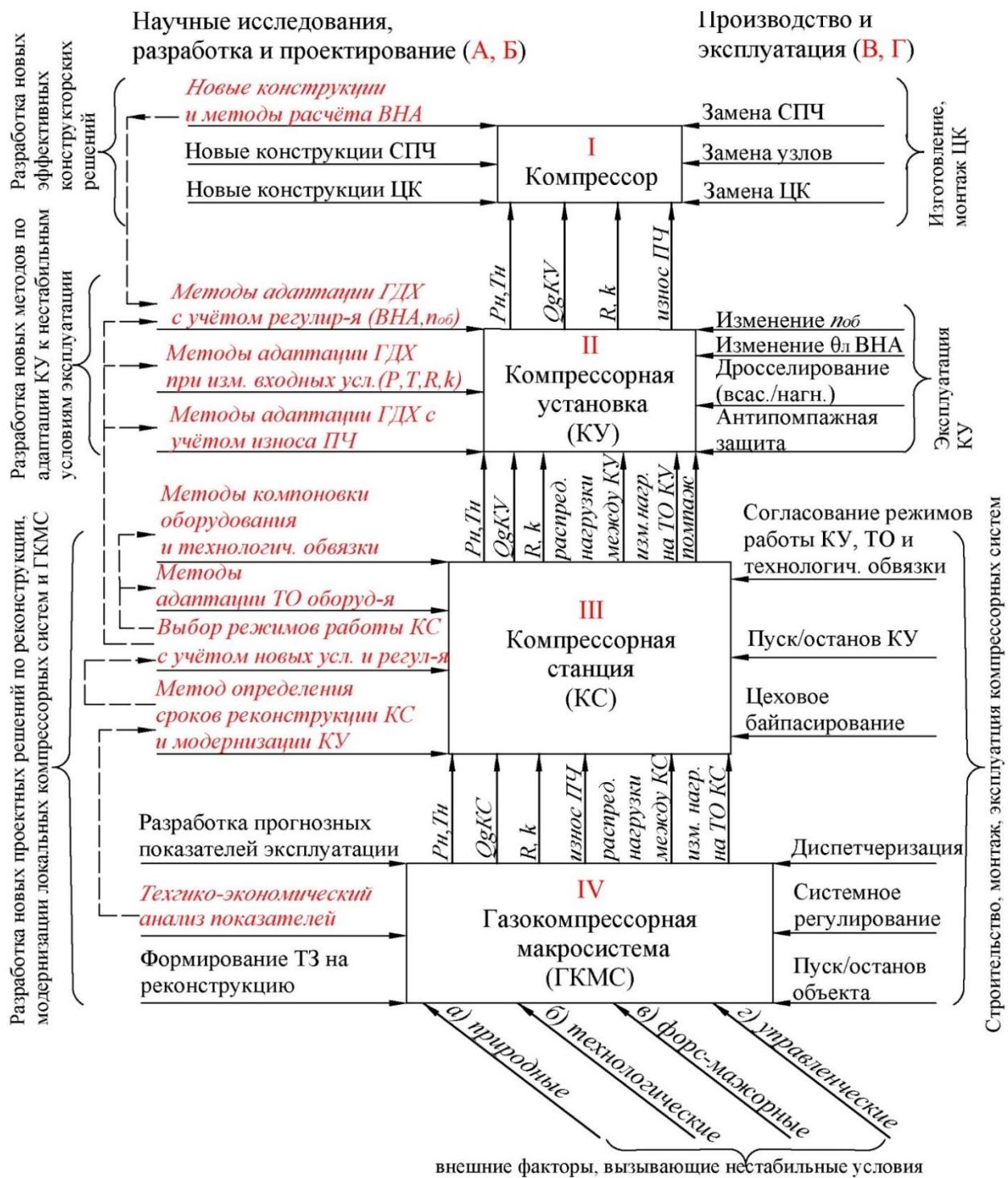


Рисунок 1 – Структура адаптации объектов к нестабильным условиям эксплуатации

**В главе 2** представлены результаты экспериментальных и теоретических исследований высоконапорного ЦК (рисунок 2) на режимах регулирования для 7 частот вращения ( $M_U=1,175\ldots1,63$ ) и для 8 положений лопаток ВНА относительно исходного ( $\theta_{l0}=+39,8^\circ$ ):  $\delta\theta_l=-15^\circ\ldots+20^\circ$  (с шагом  $5^\circ$ ) на нескольких характерных линиях рабочих режимов. Примеры размерных и безразмерных ГДХ для угла поворота ВНА  $\delta\theta_l=+20^\circ$  показаны на рисунке 3.

Анализ безразмерных ГДХ  $\psi_n=f(\phi_2, M_U)$ ;  $\psi_i=f(\phi_2, M_U)$ ;  $\eta_n=f(\phi_2, M_U)$  показал (рисунок 3, б), что расхождение  $\psi_n$ ,  $\psi_i$ ,  $\eta_n$  при изменении  $M_U$  тем больше, чем больше угол поворота лопаток  $\delta\theta_l$  как в сторону вращения РК, так и против. Это

означает, что для таких высоконапорных ЦК на режимах регулирования условия динамического и кинематического подобия не выполняются. Для решения этой проблемы предложен метод пересчёта ГДХ «базовой» частоты на другие обороты  $n_{ob}$  и углы поворота лопаток  $\delta\theta_l$  введением корректирующих функций к коэффициентам политропной работы  $\delta\psi_n$ , КПД  $\delta\eta_n$  и расхода  $\delta\varphi_1$ .

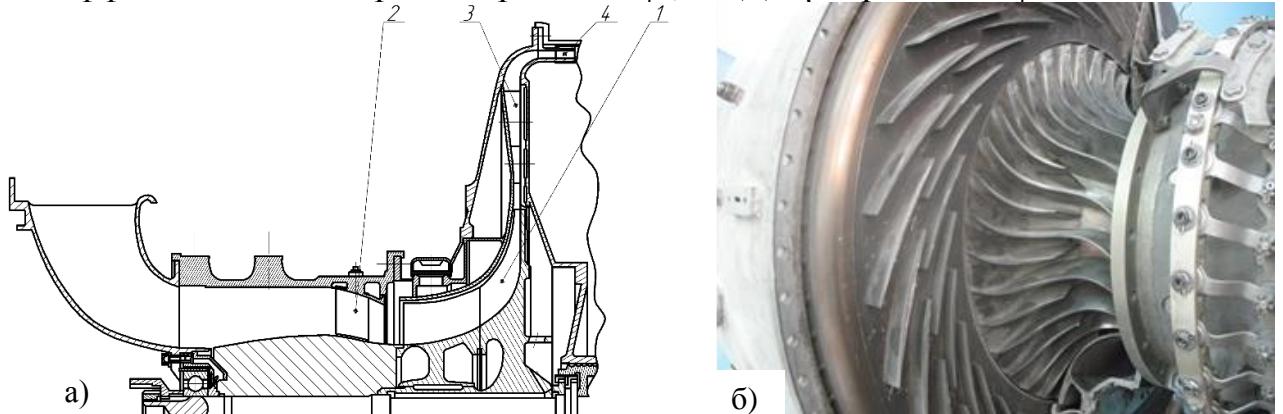
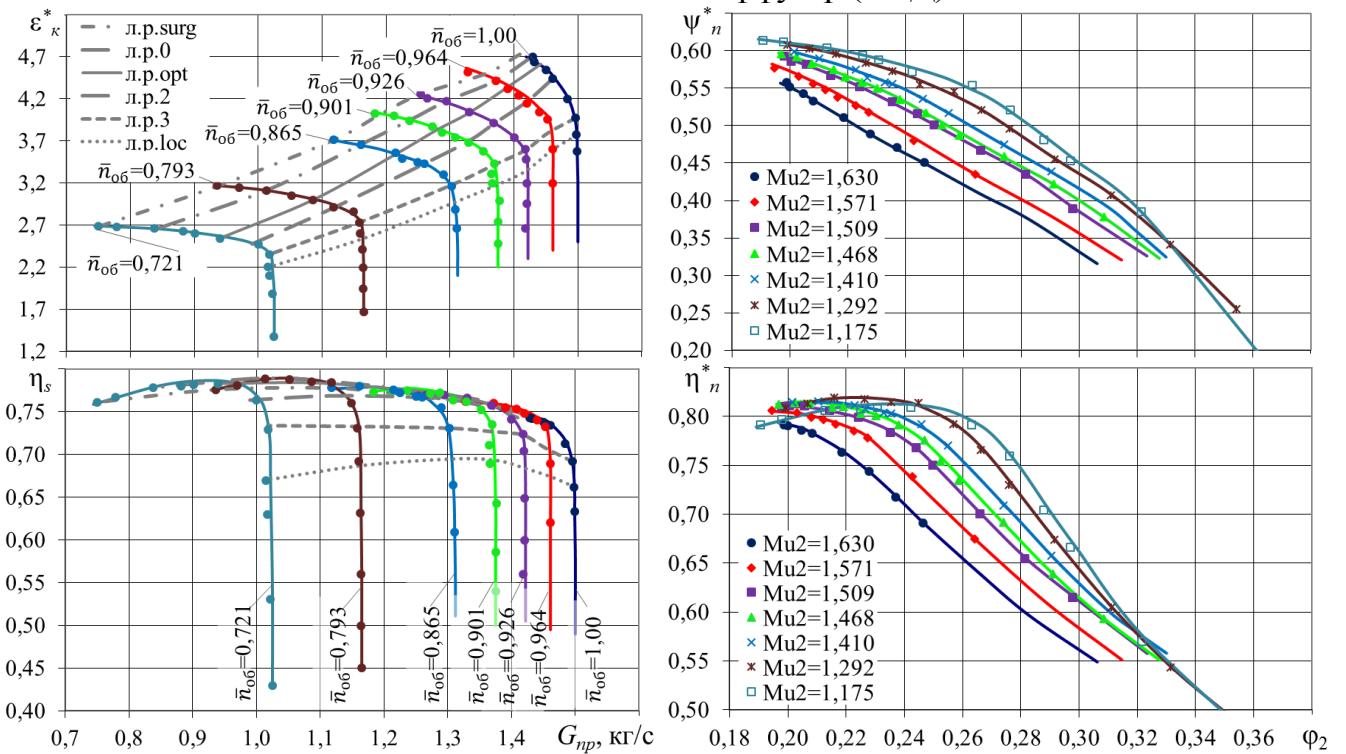


Рисунок 2 – Ступень высоконапорного ЦК (а – продольный разрез; б – фотография макета): 1 – полуоткрытое осерадиальное рабочее колесо (ПООРК); 2 – регулируемый входной направляющий аппарат (ВНА); 3 – радиальный лопаточный диффузор (РЛД); 4 – осевой лопаточный диффузор (ОЛД)



а) размерные при  $T_h=288$  К,  $P_h=0,1$  МПа      б) приведенные к безразмерному виду  
Рисунок 3 – ГДХ ЦК К39 для углов поворота ВНА  $\delta\theta_l=+20^\circ$ : л.р.surg (граница помпажа);  
л.р.opt (линия режимов с  $\eta_n^{\max}$ ); л.р.loc (линия перехода к границе запирания); л.р.0; л.р.2;  
л.р.3 (дополнительные линии режимов)

С учётом корректирующих функций коэффициенты политропного напора, КПД и расхода для любого закона регулирования можно представить в следующем виде:

$$\psi_n^* = \delta\psi_n \cdot \psi_n'^*; \quad \eta_n^* = \delta\eta_n \cdot \eta_n'^*; \quad \varphi_1 = \varphi_1' \cdot (k_p'/k_p) \cdot \delta\varphi_1. \quad (2)$$

Для математического описания корректирующих функций  $\delta\psi_n$ ,  $\delta\eta_n$ ,  $\delta\varphi_1$  от аргумента – безразмерного числа оборотов  $\bar{f}_n = 1 - n_{ob}/n'_{ob}$  рекомендована структура формул в виде полинома 2-й степени с введением в него логарифмической функции с эмпирическими коэффициентами:

$$\left. \begin{array}{l} \delta\psi_n = 1 + \bar{f}_n \cdot \ln(-\bar{f}_n + a_2^\psi) + a_3^\psi \cdot \bar{f}_n^2 \\ \delta\eta_n = 1 + \bar{f}_n \cdot \ln(-\bar{f}_n + a_2^\eta) + a_3^\eta \cdot \bar{f}_n^2 \\ \delta\varphi_1 = 1 + \bar{f}_n \cdot \ln(-\bar{f}_n + a_2^\varphi) + a_3^\varphi \cdot \bar{f}_n^2 \end{array} \right\} \quad \left. \begin{array}{l} a_2^\psi = a_2^\eta = 0,75 \cdot e^{0,35 \cdot \operatorname{tg} \bar{\theta}_n}; \\ a_3^\psi = a_3^\eta = 2,1 - 1,1 \cdot \operatorname{tg} \bar{\theta}_n; \\ a_3^\varphi = \operatorname{tg} \bar{\theta}_n - 1, \end{array} \right. \quad (3)$$

где  $\operatorname{tg} \bar{\theta}_n = \operatorname{tg}(90 - \theta'_n) / \operatorname{tg}(90 - \theta_n)$ .

Для получения единой математической зависимости коэффициента  $a_2^\varphi$  от  $\bar{\Phi}_1^j = \Phi_1^j / \Phi_1^{opt}$  введена новая функция (аналог экспоненциального факториала), которая позволяет «трансформировать» левую и правую части характеристики с резким переходом к границе запирания

$$\bar{f}_\varphi = 3,7 - [2,7^{\bar{\Phi}_1^j(\varphi!)}], \quad \varphi! = 2,7^{\bar{\Phi}_1} \cdot 2,7 \cdot \bar{\Phi}_1^2 \cdot 2,7^{\bar{\Phi}_1}, \text{ тогда } a_2^\varphi = 1 + \bar{\Phi}_1^{2 \cdot \bar{f}_\varphi} \cdot 2,7 \cdot \ln(1 + \bar{\Phi}_1^{2 \cdot \bar{f}_\varphi}).$$

Расхождение между экспериментальными и рассчитанными по предложенным формулам  $\delta\psi_n$  не более 4–5%, а для  $\delta\varphi_1$  до 15%.

Сравнение экспериментальных и пересчитанных ГДХ относительно «базовой» ( $n'_{ob}=38940$  об/мин и  $\delta\theta'_n=0^\circ$ ) на другие обороты ( $n_{ob}/n'_{ob}=0,964\dots0,721$ ;  $\delta\theta_n = -15^\circ\dots+20^\circ$ ) с использованием метода, основанного на условии выполнения динамического и кинематического подобия [1] и усовершенствованного метода с корректирующими функциями показано на рисунке 4.

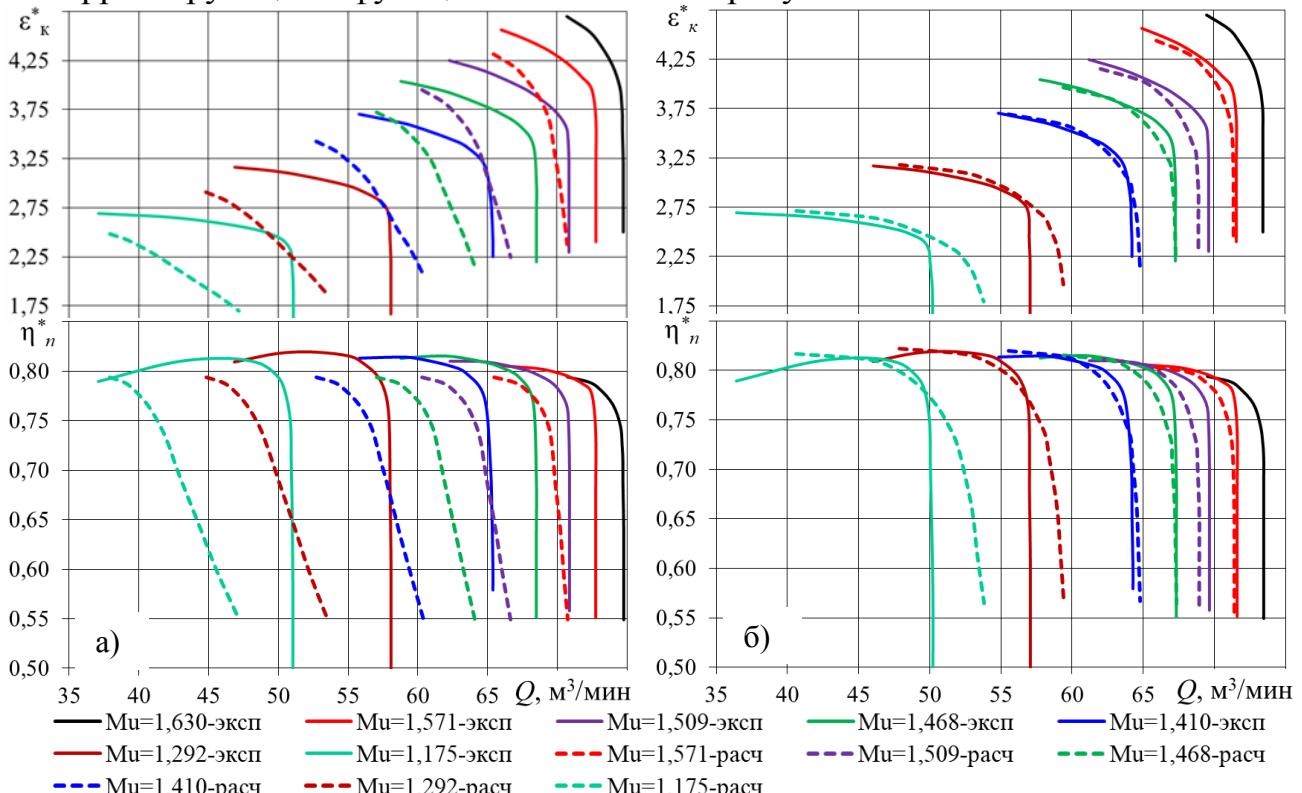


Рисунок 4 – Пример результатов адаптации ГДХ ЦК относительно «базовой» в диапазоне частот вращения  $n_{ob}/n'_{ob}=1,0\dots0,721$ ,  $\delta\theta_n=+20^\circ$ :

а) по методу [1]; б) по разработанному методу

Для разработанного метода среднеквадратичное отклонение от экспериментальных данных снизилось в 4 раза по сравнению с методом [1]. Максимальные отклонения для  $\delta\theta_{\text{л}}=20^\circ$  и  $n_{\text{об}}/n'_{\text{об}}=0,721$  составили: по расходу до 2% – для режима «запирания» и до 6% – для границы помпажа; по давлению и мощности до 4%.

Разработан метод адаптации ГДХ к регулирующему воздействию изменением закрутки на входе в РК за счет поворота лопаток ВНА, с учётом особенностей высоконапорных ЦК: ПООРК с большим углом установки лопаток на выходе ( $\beta_{\text{л}2}>60^\circ$ ); уровень  $M_U>1$ ; предварительная закрутка лопаток в исходном положении ( $\theta_{\text{л}(0)}=39,8^\circ$ ).

Из уравнений неразрывности получено выражение для коэффициента расхода на выходе из РК при текущем значении угла поворота лопаток ВНА  $\theta_{\text{л}}$

$$\varphi_2 = \varphi_{2(0)} \frac{k_{\rho 2(0)}}{k_{\rho 2}} \frac{(1 + \operatorname{tg} \beta_{\text{л}1} \cdot \operatorname{tg} \theta_{\text{л}(0)})}{(1 + \operatorname{tg} \beta_{\text{л}1} \cdot \operatorname{tg} (\theta_{\text{л}(0)} + \delta\theta_1))} \delta\varphi_2, \quad (4)$$

где  $\varphi_{2(0)} = C_{r2(0)}/U_2$ ;  $\varphi_2 = C_{r2}/U_2$  – коэффициенты расхода в исходном и текущем  $\delta\theta_{\text{л}}$  положениях ВНА;  $k_{\rho 2(0)} = \rho_{2(0)}/\rho_n \approx \rho_{2(0)}/\rho_{1(0)}$ ;  $k_{\rho 2} = \rho_2/\rho_n \approx \rho_2/\rho_1$  – коэффициенты изменения плотности газа в РК (ступени);  $\delta\theta_1 = \delta\theta_{\text{л}} - \theta_{\text{л}(0)}$  – угол поворота потока с учётом угла отставания  $\delta\theta_1$ ;  $\delta\varphi_2$  – функция, учитывающая отклонение формы ГДХ.

Коэффициент теоретического напора ( $\psi_{T(0)} = h_{T(0)}/U_2^2$ ) с учётом предварительной закрутки ( $\theta_{\text{л}(0)}=38,9^\circ$ ):

$$\psi_{T(0)} = \bar{C}_{u2(0)} - \varphi_{1(0)} \bar{D}_1 \operatorname{tg} \theta_{\text{л}(0)}, \quad (5)$$

где  $\bar{C}_{u2(0)} = C_{u2(0)}/U_2$  – относительная закрутка потока на выходе РК;  $\varphi_{1(0)} = C_{z1(0)}/U_2$  – коэффициент расхода на входе РК;  $\bar{D}_1 = D_1/D_2$  – безразмерный диаметр наружной поверхности лопаток на входе в РК.

Обработка и анализ экспериментальных и расчётных исследований высоконапорного ЦК позволили сформулировать новое научное положение: изменение закрутки потока перед РК за счёт поворота лопаток ВНА приводит к изменению закрутки потока на выходе РК, что объясняется изменением угла отставания потока от лопаток на выходе из РК. Изменение закрутки потока на выходе из РК предложено учитывать введением коэффициента изменения закрутки  $\mu_0$ :  $\bar{C}'_{u2} = \mu_0 \bar{C}_{u2(0)}$ , тогда из (5) следует, что

$$\bar{C}'_{u2} = \mu_0 (\psi_{T(0)} + \varphi_{1(0)} \bar{D}_1 \operatorname{tg} \theta_{\text{л}(0)}). \quad (6)$$

Коэффициент теоретического напора с учётом закрутки потока на входе в РК на угол  $\delta\theta_{\text{л}}$  может быть представлен выражением:

$$\psi_T = \mu_0 \psi_{T(0)} + (\mu_0 - 1) \varphi_{1(0)} \bar{D}_1 \operatorname{tg} \theta_{\text{л}(0)} - \frac{4 \bar{b}_2 \bar{D}_1}{\bar{D}_1^2 - \bar{D}_{\text{sm}}^2} (\varphi_2 k_{\rho 2} \operatorname{tg} (\theta_{\text{л}(0)} + \delta\theta_1) - \varphi_{2(0)} k_{\rho 2(0)} \operatorname{tg} \theta_{\text{л}(0)}). \quad (7)$$

Коэффициент расхода на входе в РК для исходного и для произвольного положения лопаток ВНА, политропный КПД ступени ЦК определяются как

$$\varphi_{1(0)} = \frac{\varphi_{2(0)} k_{\rho 2(0)} D_2^2 (b_2 / D_2)}{0,25 \cdot (D_1^2 - D_{\text{sm}}^2) \tau_1}, \quad (8)$$

$$\eta_n^* = \eta_{n(0)}^* - \Delta\eta_n^{BHA}, \quad (9)$$

где  $\tau_1$  – коэффициент загромождения лопатками входного сечения РК;  $\Delta\eta_n^{BHA} = \zeta_{BHA}(\phi_1^2/2\psi_i)$  – потери КПД в решетке ВНА для текущего угла поворота  $\delta\theta_l$ ;  $\zeta_{BHA}$  – коэффициент потерь;  $\psi_i = \psi_T \cdot \gamma$  – коэффициент мощности.

Расчёт повторяется итерационно. Полученные безразмерные характеристики приводятся к размерному виду.

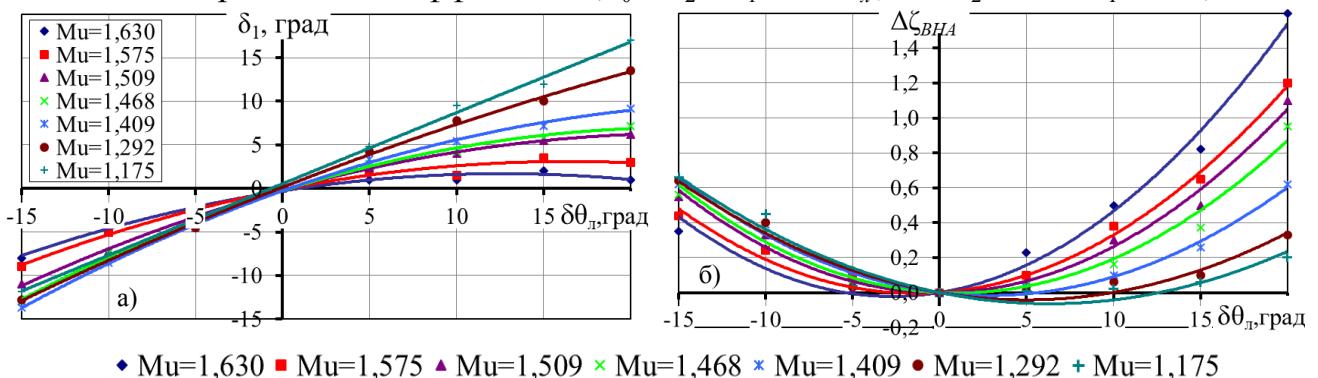
Двухпараметрические зависимости для угла отставания потока и изменения коэффициента потерь получены по результатам обработки численных экспериментов на модели ступени ЦК с ВНА в ANSYS CFX (рисунок 5):

$$\delta\theta_l = 0,06M_U^5\delta\theta_l + (0,048M_U - 0,055)\delta\theta_l^2; \Delta\zeta_{BHA} = (0,085M_U^2 - 0,127M_U)\delta\theta_l + 0,002\delta\theta_l^2. \quad (10)$$

По результатам обработки экспериментальных данных получена зависимость коэффициента изменения закрутки потока на выходе РК

$$\mu_\theta = k_\theta / (1 - \phi_2 c t g \beta_{\alpha 2}), \quad (11)$$

где  $k_\theta$  – эмпирический коэффициент ( $k_\theta = b_2^\theta - b_1^\theta \cdot \operatorname{tg}^2 \delta\theta_l$ , где  $b_2^\theta = 0,9$ ;  $b_1^\theta = 0,1$ ).



•  $M_U=1,630$  ■  $M_U=1,575$  ▲  $M_U=1,509$  ✕  $M_U=1,468$  \*  $M_U=1,409$  ●  $M_U=1,292$  +  $M_U=1,175$

Рисунок 5 – Эмпирические зависимости: а) угол отставания потока от лопаток ВНА; б) коэффициент потерь в лопаточной решётке ВНА  $\Delta\zeta_{BHA} = \zeta_{BHA}(\delta\theta_l) - \zeta_{BHA}(0)$

Результаты адаптации ГДХ по разработанному методу в диапазонах изменения  $\delta\theta_l = +20\dots-15^\circ$  и  $M_U = 1,175\dots1,63$  показали удовлетворительное совпадение с экспериментом. Максимальное отклонение для отношения давлений – 5,3%, мощности – 3,8%. Пример результатов пересчёта с  $\delta\theta_l = 0^\circ$  на  $\delta\theta_l = +20^\circ$  показан на рисунке 6. Представленный метод получения ГДХ ЦК с ВНА может использоваться для высоконапорных и средненапорных ЦК с ПООРК в диапазоне  $0,5 \leq M_U \leq 1,6$  и имеющих предварительную закрутку потока на входе.

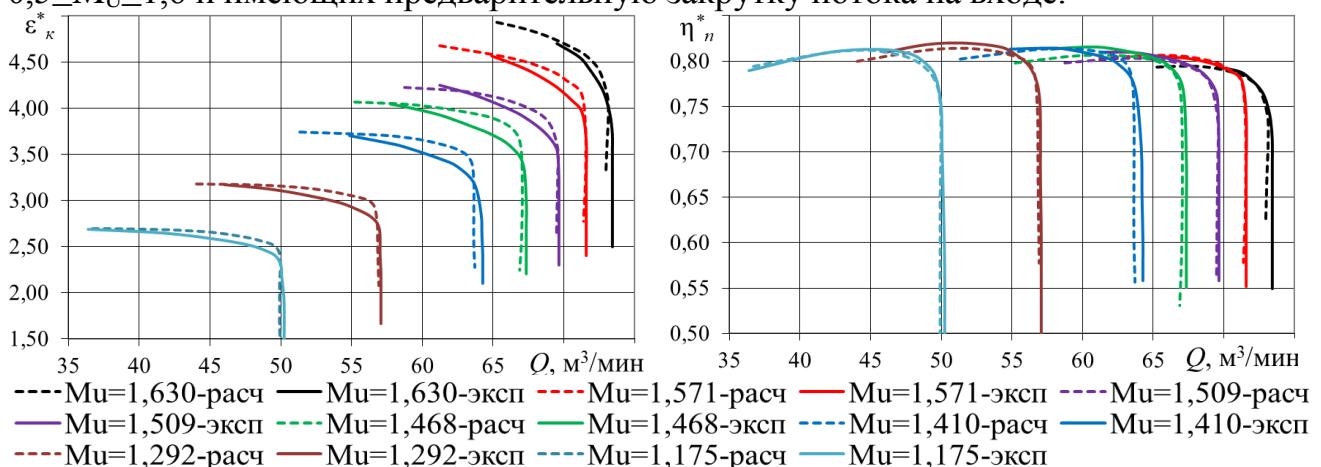
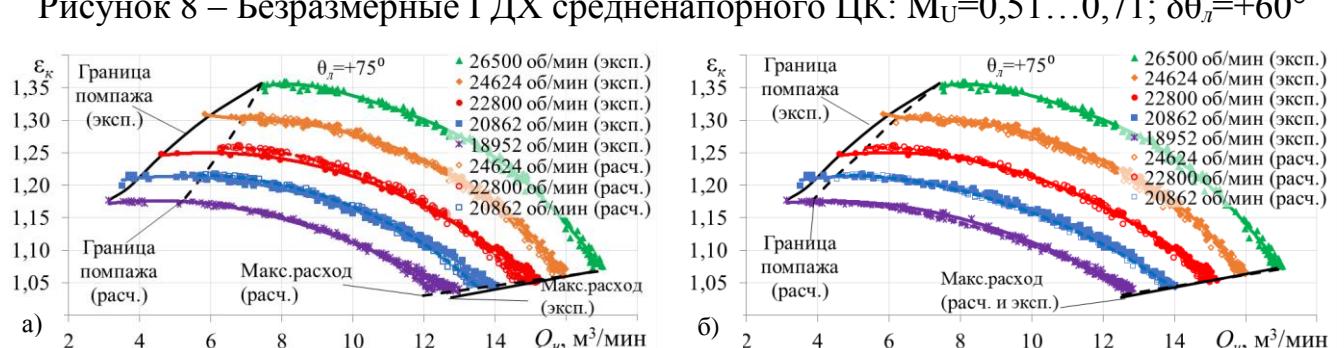
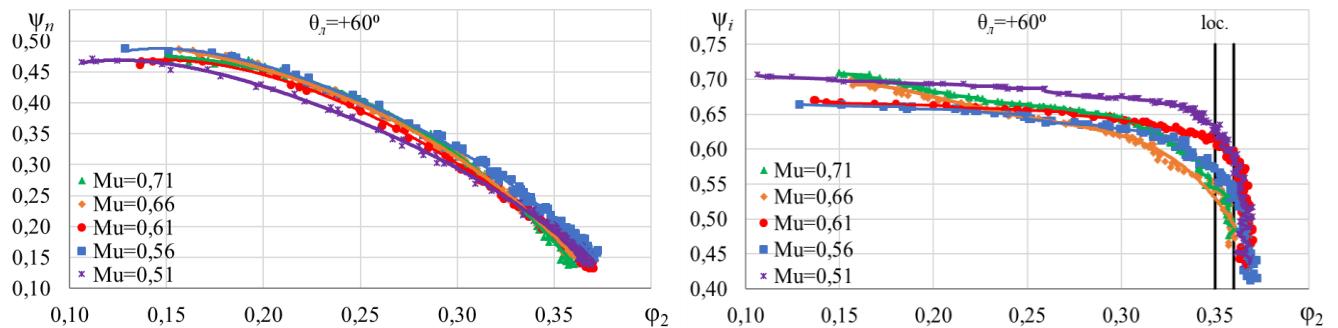
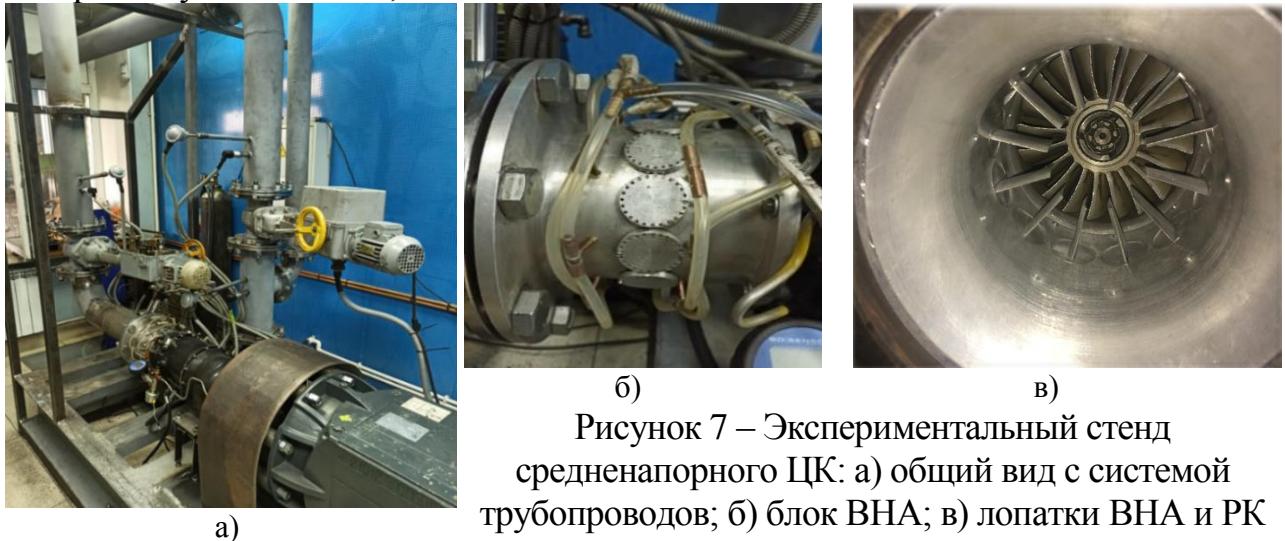


Рисунок 6 – Результат адаптации ГДХ ЦК к изменению закрутки потока на  $\delta\theta_l = +20^\circ$  относительно «базовой» ( $\delta\theta_l = 0^\circ$ ) в диапазоне  $n_{ob}/n'_{ob} = 1,0\dots0,721$

**В главе 3** представлены результаты экспериментальных и теоретических исследований средненапорного ЦК (элементы экспериментального стенда показаны на рисунке 7, пример безразмерных и размерных ГДХ – на рисунках 8, 9) на режимах регулирования для 5 значений частот вращения ( $M_U=0,51\ldots0,71$ ) и 9 положений лопаток ВНА относительно исходного ( $\theta_{n(0)}=+5^\circ$ ):  $\delta\theta_n=-45^\circ\ldots+75^\circ$  с шагом  $15^\circ$ . Политропный КПД вычислялся двумя способами: через измеренную электрическую мощность; методом теплового баланса.



а) по методу [1]; б) по усовершенствованному методу

Сравнение результатов адаптации ГДХ при изменении частоты вращения относительно «базовой» ( $n'_{об}=26500$  об/мин;  $M'_U=0,7$ ) по методу [1] с экспериментальными данными показало значительное отклонение в определении границ помпажа и максимального расхода (рисунок 9, а).

Установлено, что теоретический пересчёт «заужает» диапазон устойчивой работы по сравнению с экспериментом. Максимальное отклонение составило для  $M_U/M'_U=0,7$ : на границе помпажа 65%, на максимальном расходе 6%. С целью повышения точности моделирования границ помпажа и максимального расхода предложена гипотеза, согласно которой трансформацию характеристики следует выполнить относительно точки перегиба функции  $\psi_i = f(\phi_2, M_U)$ , т.е. в месте перехода к режиму «запирания» ( $\phi_{2loc}$ ). По результатам выборки различных математических функций, установлена форма корректирующей функции к коэффициенту расхода:

$$\delta\phi_2 = (\phi_2 / \phi_{2loc})^{(1-M_U/M'_U)}, \quad (12)$$

где  $M'_U$  – условное число Маха, соответствующее «базовой» частоте вращения, относительно которой выполняется пересчёт ГДХ (в данном случае  $M'_U=0,7$ ).

Зависимость  $\phi_{2loc}$  от угла поворота лопаток аппроксимирована выражением  $\phi_{2loc}=0,04 \cdot \ln(\pi/2-\theta_\eta)+0,3857$ . Снижение КПД при снижении оборотов, относительно КПД на максимальной частоте вращения ( $M_U=0,7$ ) корректируется соотношением

$$\eta_n = \delta\eta_n \cdot \eta'_{n(M_U=0,7)},$$

где  $\delta\eta_n = 1 - k_\eta \left(1 - M_U/M'_{U(0,7)}\right)$ ;  $k_\eta = 0,6 \dots 0,8$  – опытный коэффициент.

В результате адаптации ГДХ с использованием корректирующих функций к коэффициенту расхода и КПД погрешности снизились в 3 раза (рисунок 9, б).

Адаптация ГДХ к изменению угла закрутки потока лопатками ВНА по разработанному в главе 2 методу показала хорошее совпадение с экспериментом, однако также имеет место отклонение в границе помпажа и максимального расхода (рисунок 10, а). Корректирующая функция к коэффициенту расхода в формуле (4) и позволяющая уточнить положение границы помпажа и максимальной производительности, определяется по формуле, аналогичной (12), при этом используется отношение угла поворота лопаток в исходном положении к текущему углу поворота лопаток ВНА  $\theta_{n(0)}/\theta_n$ :

$$\delta\phi_2 = (\phi_2 / \phi_{2loc})^{(1-(\theta_{n(0)}/\theta_n)^a)},$$

где  $a$  – показатель степени (рекомендовано  $a=0,1$ ).

В отличие от высоконапорного, для средненапорного ЦК зависимость  $\zeta_{BNA}$  от  $M_U$  незначительна в диапазоне углов поворота  $\delta\theta_n = -30^\circ \dots +30^\circ$ , но становится заметной для  $\delta\theta_n = +45^\circ \dots +75^\circ$ . Результаты обработки данных динамической продувки ВНА в виде коэффициента потерь  $\zeta_{BNA}$  и его изменения от его значения при исходном положении лопаток ВНА представлены в виде:

$$\Delta\zeta_{BPA} = (0,0005M_U - 0,0002)\delta\theta_n^2.$$

Установлено, что на режимах регулирования КПД снижается по сравнению с вариантом  $\delta\theta_n=0^\circ$  по зависимости:

$$\eta_{n(\theta)}/\eta'_{n(\theta=0)} = 1,0 - k_{\eta\theta} \cdot \operatorname{tg} \delta\theta_n, \quad (13)$$

где  $k_{\eta\theta} = f(M_U)$  – опытный коэффициент, зависящий от числа Маха, который может быть определен по формуле  $k_{\eta\theta} = 0,1 - 0,075 \cdot M_U$ .

Результаты адаптации ГДХ высоконапорного ЦК к изменению закрутки

потока поворотом лопаток ВНА, которые приведены в главе 2, показали, что формула (13) также справедлива для оценки снижения КПД.

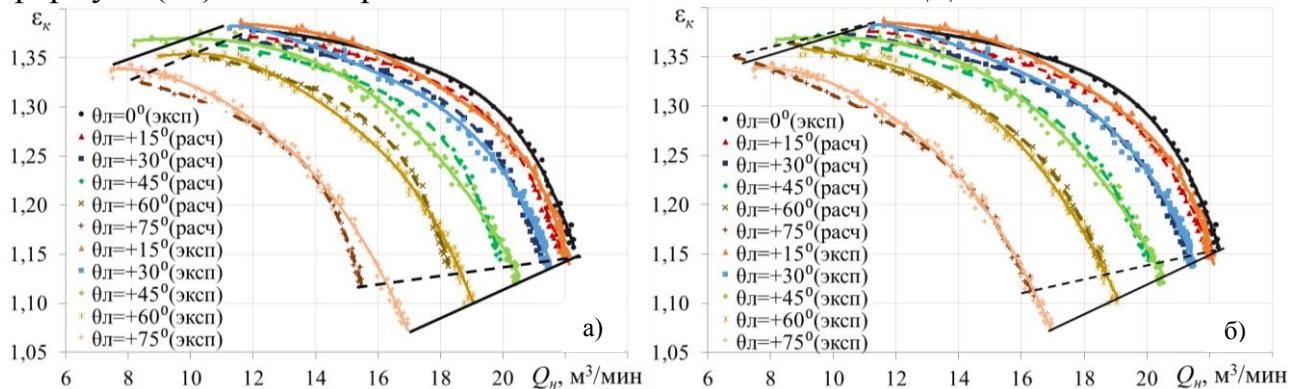


Рисунок 10 – Результаты адаптации ГДХ средненапорного ЦК по разработанному методу с  $\delta\theta_{\text{л}}=0^\circ$  на  $\delta\theta_{\text{л}}=+15^\circ\dots\delta\theta_{\text{л}}=+75^\circ$  для частоты вращения 26500 об/мин (сплошные линии – экспериментальные данные, пунктирные линии – расчётные): а) без корректирующей функции  $\phi_2$ ; б) с учётом корректирующей функции  $\phi_2$

Фактический угол выхода потока из лопаточной решётки ВНА  $\delta\theta_1$ , отличающийся от геометрического угла поворота лопаток  $\delta\theta_{\text{л}}$  на величину угла отставания  $\delta_1$  для средненапорного ЦК, так же, как и  $\zeta_{\text{ВНА}}$  незначительно зависит от  $M_U$ , поэтому предложена эмпирическая формула  $\delta\theta_1 = 0,007 \cdot \delta\theta_{\text{л}}^2 + 0,04 \cdot \delta\theta_{\text{л}}$ .

Пример результатов адаптации ГДХ средненапорного ЦК к изменению закрутки потока поворотом лопаток ВНА в сторону вращения РК до  $\delta\theta_{\text{л}}=+75^\circ$  для  $M_U=0,7$  представлен на рисунке 10, б. Разработанный метод обеспечивает достоверные результаты моделирования ГДХ во всём диапазоне закруток потока (максимальное отклонение в определении производительности и давления на границе помпажа составляет до 8%, в крайней правой точке – до 2,5%).

В главе 4 представлен усовершенствованный метод адаптации ГДХ многоступенчатых ЦК к изменяющимся условиям эксплуатации на основе поступенчатого пересчёта с учётом рассогласования в работе ступеней, изменения свойств газа и КПД по ступеням, корректировки границы помпажа. Для ЦК среднего и высокого давления (более 10 МПа) предусмотрена возможность использовать показатель псевдоизоэнтропы на основе уравнения состояния Бенедикта–Вебба–Рубина. Учёт влияния теплообмена на примере 7 ступенчатого ЦК показал, что снижение КПД первых ступеней может составлять до 0,5…1,5% (абс.). Апробация разработанного усовершенствованного метода пересчёта (адаптации) ГДХ к изменяющимся условиям эксплуатации и диапазонам регулирования выполнена для 11 объектов (всего 15 ЦК различного типа).

Верификация разработанного метода выполнена на примере СПЧ 498-1,7/76 на ДКС Юбилейного ГКМ для ГПА с минимальной наработкой, состояние СПЧ в них ещё не изменено вследствие эрозионного износа или присутствия газового конденсата, а значит, по результатам ТТИ на объекте можно судить о корректности методов пересчёта. ГДХ, полученная для номинальных оборотов с помощью усовершенствованного метода практически совпадает с кривой,

полученной пересчётом с воздуха на газ результатов ПСИ, тогда как использование метода [1] приводит к занижению напорной характеристики относительно паспортной (рисунок 11). Адекватность применения усовершенствованного метода адаптации ГДХ с корректировкой границы помпажа при регулировании изменением частоты вращения показана на примере сравнения с экспериментальными ГДХ секций низкого (СНД) и высокого давления (СВД) ЦК 2BCL457/B Nuovo Pignone General Elektric (GENP) (рисунок 12): фактическая граница помпажа при изменении оборотов относительно номинальных заметно сдвигается по сравнению с результатами по методу [1]. Смещение границы помпажа при регулировании частотой вращения экспериментально подтверждено результатами испытаний (глава 3).

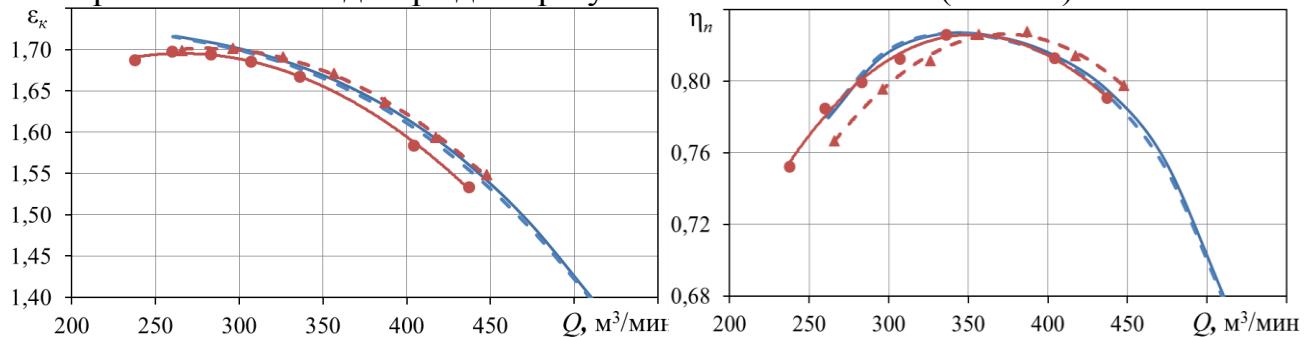


Рисунок 11 – ГДХ ЦК 498-21-1Л с СПЧ 498-1,7/76 ( $P_h=4,382$  МПа;  $T_h=293$  К;  $n=5300$  об/мин;  $R=510,7$  Дж/(кг·К);  $k=1,295$ ): — пересчёт по [1] по данным ПСИ; - - - поступенчатый пересчёт по данным ПСИ; —●— пересчёт по [1] по данным ТТИ; - -▲- поступенчатый пересчёт по данным ТТИ

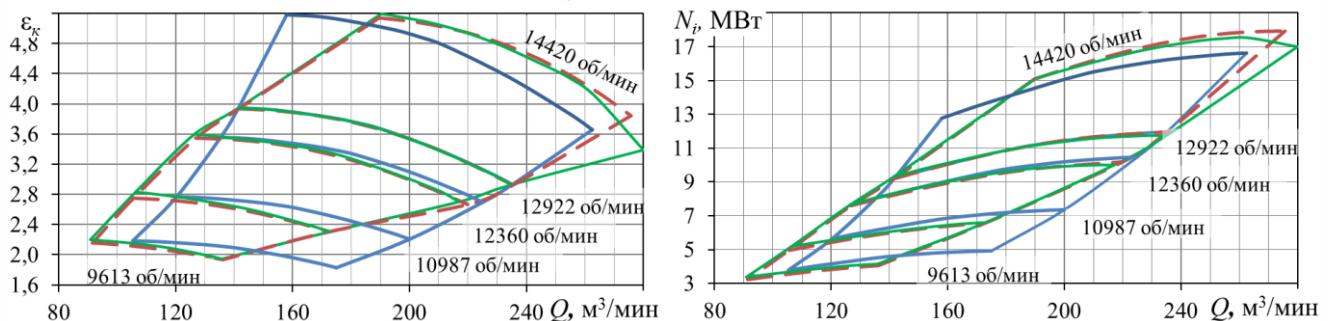


Рисунок 12 – Сравнение ГДХ секции 1 (СНД) компрессора высокого давления 2BCL457/B, полученных различными методами ( $P_{hl}=1,85$  МПа;  $T_{hl}=12$  °C):

— Пересчет без разложения — Поступенчатый пересчет — Данные GENP

С использованием усовершенствованного метода адаптации ГДХ на реальных технологических объектах продемонстрирована возможность выполнения параметрической диагностики состояния ПЧ ЦК (рисунок 13). На основании анализа фактических режимов эксплуатации установлено, что с течением времени напорная характеристика может смещаться вниз и разворачиваться по часовой стрелке на некоторый угол.

При большой наработке и при сжатии загрязненных газов адаптацию напорной характеристики предложено выполнять на основе безразмерной производительности (отношение производительности в любой точке  $Q_{h(j)}$  к производительности в крайней левой точке (на границе помпажа)  $Q_h^{(pomp)}$ ):

$$Q_h^{pomp} = Q_{h(j)} / Q_h^{pomp}.$$

Скорректированные производительность, политропный КПД и напор

$$Q''_{n(j)} = Q_{n(j)} \cdot (\bar{Q}_n^{pomp})^{K_Q}, \quad \eta''_n = \eta_n / (\bar{Q}_n^{pomp})^{K_\eta}, \quad H''_n = H_n / (f_H)^{K_H}, \quad (14)$$

где  $K_Q$ ,  $K_\eta$ ,  $K_H$  – опытные коэффициенты;  $f_H$  – функция изменения напора  $f_H = e^{f_Q^{(A_1)}}$ , где  $f_Q$  – функция изменения производительности, определяемая по выражению  $f_Q = A_2 \cdot \ln(\bar{Q}_n^{pomp}) + A_3$ , где  $A_1, A_2, A_3$  – опытные коэффициенты.

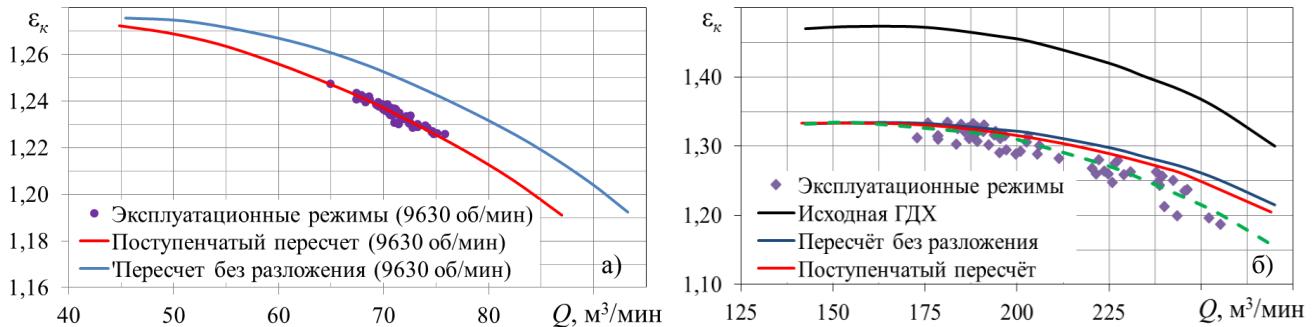


Рисунок 13 – Результаты адаптации ГДХ и фактических рабочих точек к единым условиям: а) Elliott 25MB10 (9630 об/мин, ВСГ 99,5% H<sub>2</sub>); б) 5ГЦ2-226/7,1-10,6 (ВСГ 90% H<sub>2</sub>)

Предложенная методика позволяет достаточно адекватно описать прогноз изменившейся ГДХ с примерно одинаковыми коэффициентами для различных типов компрессоров, работающих в различных условиях, на различных газах. Предложенный подход является методической основой для разработки модуля параметрической диагностики и мониторинга для анализа рабочих режимов и получения информации о состоянии ПЧ ЦК, а также в системах предиктивного управления и анализа технологических процессов (на примере одной из установок нефтеперерабатывающего предприятия стоимость убытков от простоя оборудования из-за внепланового ремонта составила около 10 млн руб. в сутки).

**В главе 5** представлены разработанные математические модели для решения задач статического и динамического анализа взаимодействия системы «компрессор-сеть» на пусковых режимах работы КУ и КС.

Нестабильность работы ЦК наиболее значительно проявляется, когда на пусковых режимах сетью является агрегатная ЛР с АПК, что связано, в том числе и с изменением температуры всасываемого газа на постоянной или переменной частоте вращения. Разработана методика условно динамического гидравлического и теплового расчёта ЛР с использованием зависимостей для расчётов потерь давления на линейных участках и местных потерь (отводы, тройники, запорно-регулирующая арматура), теплообмена и эффекта дросселирования в АПК и ЛР.

Анализ совместной работы системы «компрессор-сеть» для КУ с ЦК заключается в построении характеристики сети, т.е. ЛР, включая АПК с заданной степенью открытия (рисунок 14). В качестве примера рассмотрено решение задачи по повышению пропускной способности ЛР (увеличен диаметр с Ду 250 до Ду400; уменьшена протяжённость). Выполнена оценка влияния конфигурации ЛР на изменение температуры газа на участке от АПК до всасывающего патрубка ЦК ( $\Delta T_{\Sigma TO}$ ) теплообмена с грунтом ( $\Delta T_{TO}$ ), эффекта дросселирования в ЛР ( $\Delta T_{dp}$ ) и АПК ( $\Delta T_{kl}$ ). Сравнительные результаты расчёта снижения температуры газа представлены на рисунке 15. Интенсивность роста температуры на входе в ЦК в

единицу времени после реконструкции ЛР увеличивается в 3-4 раза по сравнению с существующей конфигурацией. Показано, что при выполнении проектных и поверочных расчётов агрегатных ЛР необходимо, кроме сопротивления АПК, учитывать сопротивление всей ЛР с учётом тепловых режимов.

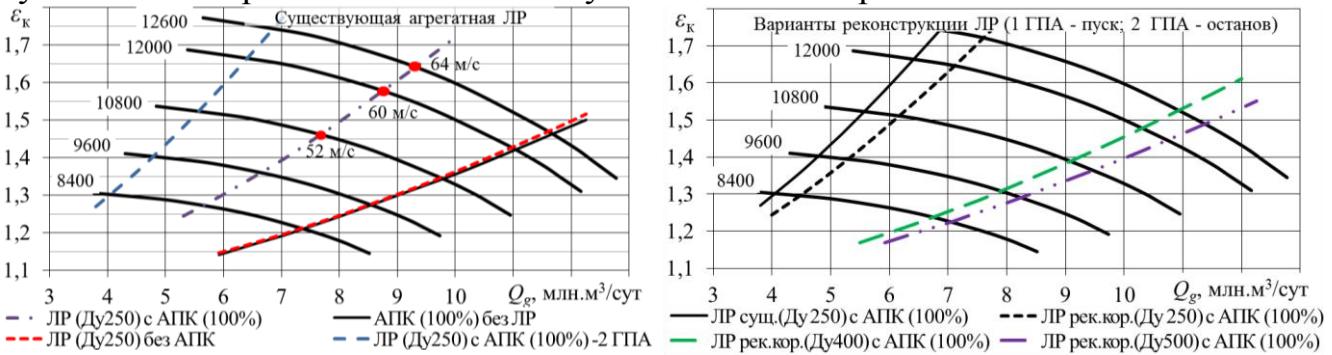


Рисунок 14 – Результаты вариантового расчёта существующей и модернизированной ЛР

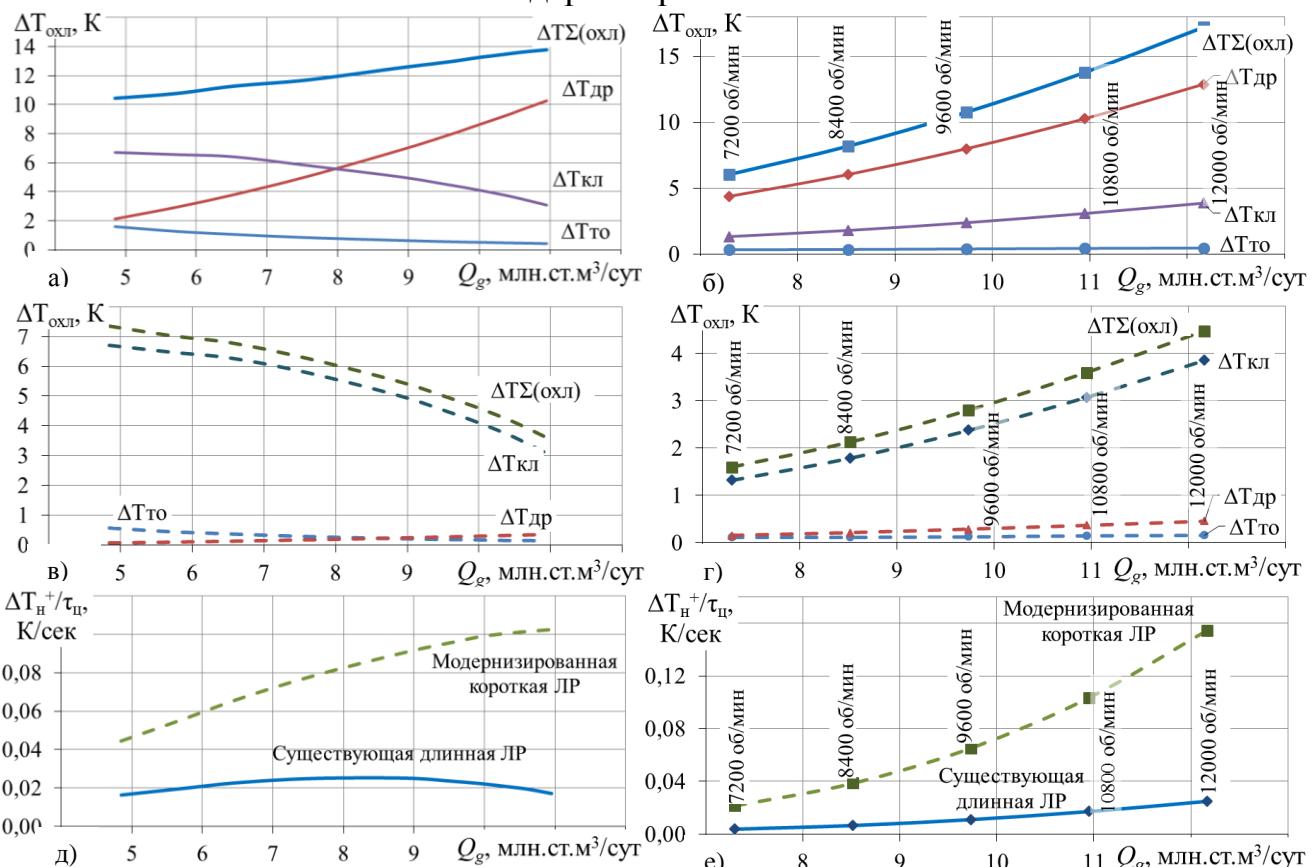


Рисунок 15 – Результаты расчёта ЛР при постоянных оборотах ротора 10800 об/мин а), б), в) и переменных оборотах ротора б), г), е):

а), б) изменение температуры газа в существующей ЛР за счёт различных факторов; в), г) изменение температуры газа в модернизированной ЛР за счёт различных факторов; д), е) интенсивность роста температуры на входе в ЦК

Результатами выполнения расчётного анализа системы «компрессор-сеть» применительно к КС с многосекционными и многокорпусными ЦК являются: выбор типоразмера секционных и агрегатного АПК; выявление «узких» мест в трубопроводах обвязки КС, ограничивающих пропускную способность на переходных режимах пуска и останова; определение и минимизация равновесного

давления при остановке КУ; определение давления настройки сбросных предохранительных клапанов (СППК); оценка возможности превышения давления на выходе секций ЦК расчётного давления.

Предельным давлением на выходе СНД  $P_{kl}^{pred}$  является такое, выше которого будет выполнено хотя бы одно из следующих условий: потребляемая мощность ЦК превышает располагаемую мощность ГТУ; число оборотов ротора компрессора превышает предельное значение; объём байпасирования СВД равен 100% производительности СНД. Методика определения  $P_{kl}^{pred}$  заключается в моделировании работы СВД в нестабильных условиях, т.к. работа СНД с  $P_{kl}^{pred}$  сопровождается одновременно работой СВД в режиме байпасирования на ЛР. Функциональная схема СВД КУ позволяет реализовать два варианта байпасирования: 1) только через АПК, т.е. кран «холодного» байпаса (кр. ХБ); 2) одновременно через АПК и кран «горячего» байпаса (кр. ГБ) с отбором части газа до установки охлаждения. Графическое представление методики по определению предельного отношения давлений и  $P_{kl}^{pred}$  показано на рисунке 16 для трёх режимов в безразмерных координатах  $\varepsilon_l/\varepsilon_k=f(Q_{xb}/Q_k)$  и  $\varepsilon_l/\varepsilon_k=f((Q_{xb}+Q_{yb})/Q_k)$ , где  $\varepsilon_k=P_{kl}/P_{hl}$  – общее отношение давлений в ЦК;  $\varepsilon_l=P_{kl}/P_{hl}$  – отношение давлений в СНД;  $Q_{xb}$  – расход байпасного газа через ЛР СВД с кр. ХБ;  $Q_k$  – расход СВД ЦК в линию нагнетания;  $Q_{yb}$  – расход байпасного газа через ЛР СВД с кр. ГБ, млн м<sup>3</sup>/сут.

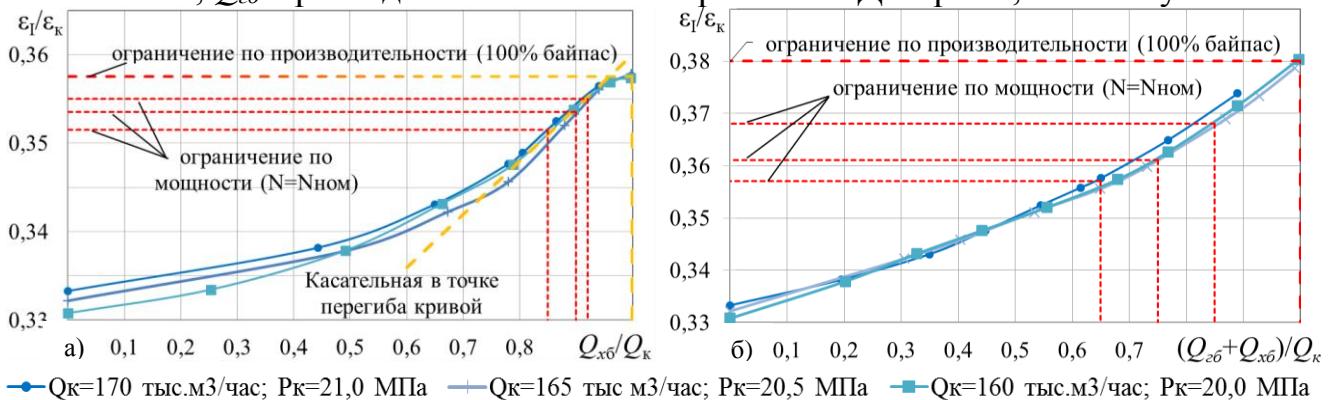


Рисунок 16 – Определение предельного давления в СНД с учётом работы СВД на ЛР: а) через кр. ХБ; б) через кр. ХБ и кр. ГБ

Поиск  $P_{kl}^{pred}$  осуществляется итерационным способом при различных условиях на входе и производительности ЦК вблизи границы помпажа СНД. При работе по 1-му варианту (рисунок 16, а) с увеличением давления нагнетания СНД и снижения температуры байпасного газа  $Q_{xb}$  после расширения на АПК в результате смешения происходит уменьшение объёмного расхода на всасывании СВД и, соответственно, увеличение доли перепускаемого газа  $Q_{xb}$ . На этом режиме определён диапазон  $P_{kl}^{pred}=7,1\dots7,5$  МПа.

На основе анализа характера изменения формы зависимости  $\varepsilon_l/\varepsilon_k=f(Q_{xb}/Q_k)$  при изменении ограничивающего фактора установлено, что на участке  $Q_{xb}/Q_k$  от 0 до 0,85...0,9, где наступает ограничение по мощности  $N=N_{nom}$ , зависимость имеет параболическую форму вида  $\varepsilon_l/\varepsilon_k=a_1+a_2\cdot(Q_{xb}/Q_k)^2$ , где  $a_1\approx0,33$ ;  $a_2\approx0,03$ ; а на участке  $Q_{xb}/Q_k$  от 0,85...0,9 до 1,0, где наступает ограничение по производительности СВД (100% байпасируемого газа), зависимость имеет форму обратной параболы вида  $\varepsilon_l/\varepsilon_k=a_3-a_4\cdot(Q_{xb}/Q_k)^2$ , где  $a_3\approx0,7$ ;  $a_2\approx-0,35$ .

При работе СВД по 2-му варианту (рисунок 16, б) обеспечивается стабильная температура на входе СВД ( $\sim 40^{\circ}\text{C}$ ). В этом случае  $P_{kl}^{pred}$ , соответствующее располагаемой мощности ГТУ, наступает при существенно меньших объёмах байпасируемого газа ( $Q_{x\delta}+Q_{e\delta}=0,65\dots 0,85$ ) и в зависимости от расхода основного потока  $Q_k$  составляет 7,5…7,7 МПа. Условию ограничения по располагаемой мощности привода соответствует  $(Q_{x\delta}+Q_{e\delta})/Q_k=100\%$ , в этом случае  $P_{kl}^{pred}=7,9$  МПа. При этом изменения формы графика не происходит, так как более интенсивное увеличение температуры газа на входе в СВД при увеличении оборотов требует увеличения  $\varepsilon_l$  в СНД.

Разработанный метод позволяет обосновать величину расчётного давления нагнетания СНД ЦК, определяющего толщины стенок трубопроводов и оборудования. Кроме того, предложены рекомендации по определению и минимизации равновесного давления при остановке КУ, выбору пропускной способности и давления настройки СППК. Предложенные решения применительно к КС закачки природного газа в пласт позволили минимизировать стоимость строительно-монтажных работ на 20%, или около 0,5 млрд руб.

С целью исследования динамических процессов в системе «компрессор-сеть», состоящей из характерных элементов: трубопровод, ёмкость, регулирующий клапан – разработана математическая модель, позволяющая в режиме реального времени выполнять расчёты работы системы, в том числе на режимах динамической неустойчивости. Объектами исследования являлись газодинамические системы с подключением элементов сети (рисунок 17): а) ко всасывающему патрубку ЦК; б) к нагнетательному патрубку ЦК.

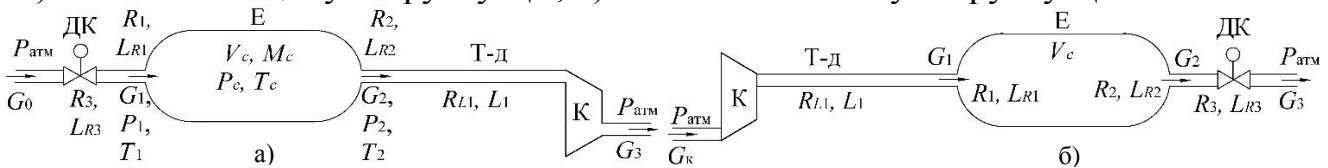


Рисунок 17 – Газодинамическая расчётная схема системы «компрессор-сеть»

с подключением элементов сети: а) на стороне всасывания б) на стороне нагнетания; ДК – дроссельный клапан; Е – ёмкость; Т-д – трубопровод; К – компрессор;  $P_1, P_2, T_1, T_2, G_1, G_2$  – соответственно давление, Па, температура, К, массовый расход, кг/с на входе и выходе ёмкости;  $M_c, P_c, T_c$  – соответственно

масса, давление, температура газа в ёмкости;  $L_1$  – инерционность входного трубопровода,  $\text{m}^{-1}$ ;  $R_{L1}$  – гидравлическое сопротивление трубопровода,  $(\text{м}\cdot\text{с})^{-1}$ ;  $L_{R1}, L_{R2}, L_{R3}$  – инерционности входа и выхода из ёмкости, а также ДК,  $\text{m}^{-1}$ ;  $R_1, R_2, R_3$  – местные гидравлические сопротивления входа и выхода из ёмкости и ДК,  $(\text{м}\cdot\text{с})^{-1}$ ;  $V_c$  – объём ёмкости,  $\text{m}^3$

С учётом изменения давления на местных сопротивлениях и по длине трубопроводов, изменения массы газа в ёмкости и в трубопроводе, получено соотношение для определения расхода газа на выходе из ёмкости:

$$G_2 = \frac{\left(P_{atm} - (L_{R1} + L_{R3})(\partial G_1 / \partial \tau) - P_c\right)}{(R_3 + R_1)} - \frac{V_c}{R \cdot T_c \cdot n} \frac{\partial P_c}{\partial \tau}. \quad (15)$$

Давление в ёмкости с учётом влияния сопротивления и инерционности элементов системы, применительно к схеме, показанной на рисунке 17, а:

$$P_C = P_{amm} - R_3 \cdot G_1 - R_1 \cdot G_1 - L_{R3}(\partial G_1 / \partial \tau) - L_{R1}(\partial G_1 / \partial \tau). \quad (16)$$

С учётом сопротивления и инерционности участка системы, включающей ёмкость и трубопровод можно определить давление на входе в компрессор и динамическое давление на выходе компрессора

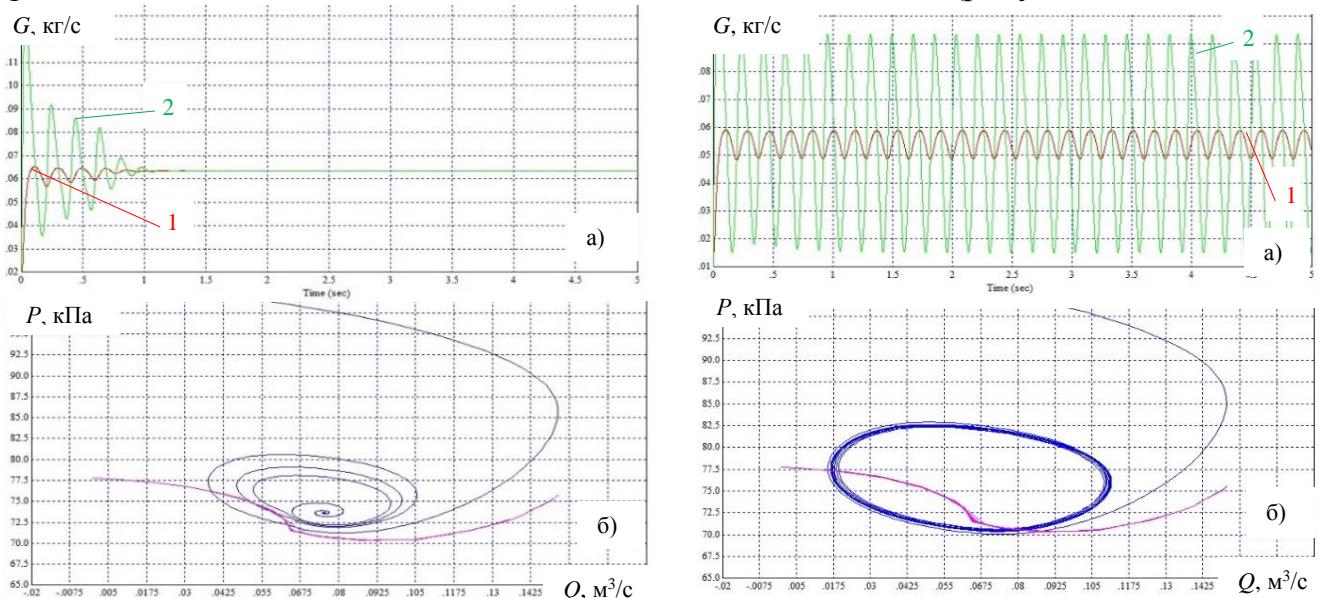
$$P_h = P_C - L_{R2} \cdot (\partial G_2 / \partial \tau) - R_2 \cdot G_2 - L_1 \cdot (\partial G_2 / \partial \tau) - R_{L1} \cdot G_2. \quad (17)$$

$$P_k = P_{amm} = P_h \cdot (\varepsilon_k - \tau_k \cdot \partial \varepsilon_k / \partial \tau), \quad (18)$$

где  $\tau_k \approx 10/\omega$  – постоянная времени, учитывающая запаздывание реакции компрессора на изменение параметров на входе, определяемая экспериментально, сек;  $\partial \varepsilon_k / \partial \tau$  – изменение отношения давлений во времени.

Математическая модель системы «компрессор-сеть» построена в системе визуального моделирования (WisSim). Решение системы дифференциальных уравнений выполнялось методом Рунге – Кутта 4-го порядка. Верификация математической модели выполнена сравнением с результатами экспериментальных исследований системы в зоне динамической неустойчивости, выполненных Г.Г. Кустиковым (погрешность по амплитуде и частоте колебаний около 2%). Таким образом, предложенная математическая модель может применяться для оценки границ газодинамической устойчивости систем с ЦК, а также оценки амплитуды и частоты помпажных колебаний.

Варьирование параметрами инерционных и емкостных элементов позволило получить расчётные диаграммы устойчивых и неустойчивых режимов работы системы с сетью, подключенной на всасывании ЦК (рисунок 18).



$$L_{mp,vc}=8 \text{ м}; V_c=0,02 \text{ м}^3; F_{kl,vc}=56\%$$

$$L_{mp,vc}=8 \text{ м}; V_c=0,02 \text{ м}^3; F_{kl,vc}=50\%$$

Рисунок 18 – Результаты численного моделирования системы с сетью, подключенной на стороне всасывания в компрессор: а) изменение расхода через клапан (1) и в трубопроводе (2); б) давление воздуха в емкости и газодинамическая характеристика компрессора

Характер изменения периода помпажных колебаний для постоянного  $V_c$ , но с увеличивающейся  $L_{mp,vc}$  имеет тенденцию к монотонному росту, причем в зависимости от  $V_c$  интенсивность прироста времени цикла помпажных

колебаний снижается. Амплитуда помпажных колебаний в системе при относительно небольших  $V_c=0,01\ldots0,05$  м<sup>3</sup> сначала интенсивно возрастает с увеличением  $L_{mp,vc}$ , достигая максимума, а затем также интенсивно снижается.

Изменение конструктивных параметров ведёт к перераспределению значимости их на емкостные и инерционные свойства системы.

Примеры фазовых диаграмм устойчивого и динамически неустойчивого режимов, полученные по результатам моделирования работы системы «компрессор-сеть» в динамическом режиме с подключением элементов сети на стороне нагнетания ЦК, показаны на рисунках 19, 20. На рисунке 19 представлены режимы работы системы при меняющемся объёме ёмкости при прочих неизменных параметрах. Видно, что процесс выхода на режим для небольших  $V_c$  является устойчивым, колебания, возникающие в системе, затухают; при некотором значении  $V_c$  устойчивый фокус не образуется и система входит в помпаж, причём с ростом  $V_c$  увеличивается амплитуда пульсаций и давления и расхода в ёмкости, но снижается частота. При значительном увеличении  $V_c$  меняется характер помпажных колебаний (рисунок 20).

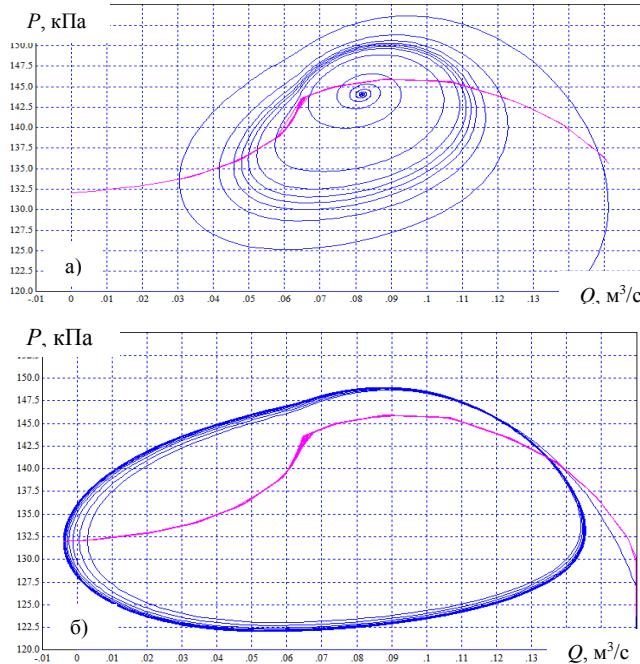


Рисунок 19 – Устойчивая и неустойчивая работа системы с сетью на стороне нагнетания ( $L_{tr,nagn}=2,2$  м;  $F_{kl,nagn}=50\%$ ) при разном объёме ёмкости: а)  $V_c=0,002$  м<sup>3</sup>; б)  $V_c=0,006$  м<sup>3</sup>

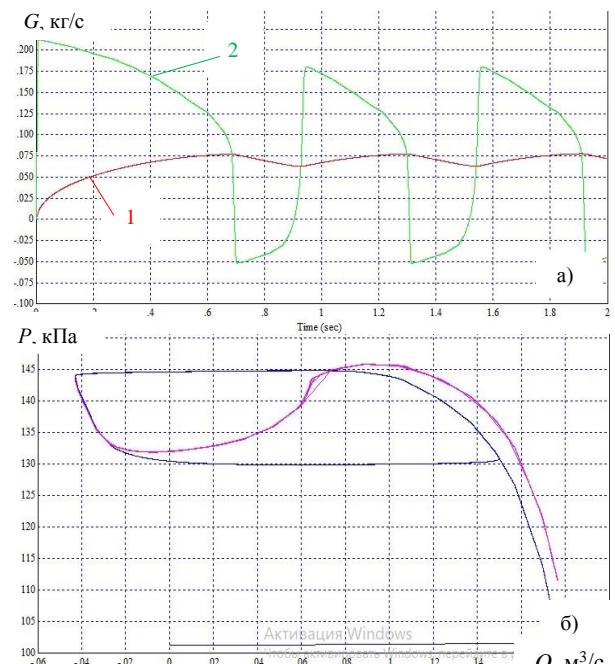


Рисунок 20 – Неустойчивая работа системы с сетью на стороне нагнетания ( $L_{tr,nagn}=2,2$  м;  $V_c=0,2$  м<sup>3</sup>;  $F_{kl,vc}=40\%$ ): а) изменение давления в ёмкости; б) изменение давления в ёмкости и ГДХ

В отличие от системы с сетью, расположенной на стороне всасывания, где в сочетании с небольшой ёмкостью неустойчивый режим сохранялся при длине трубопровода 20 м и более, для системы с сетью на стороне нагнетания переход от неустойчивого режима к устойчивому наступает при увеличении длины более 5...8 м. Период помпажных колебаний также имеет тенденцию к росту с увеличением  $L_{tr,nagn}$  и  $V_c$ . Амплитуда пульсаций давления для небольших  $V_c=0,01\ldots0,03$  м<sup>3</sup> также характеризуется интенсивным ростом с увеличением

$L_{mp, \text{наг}}$ , а затем также интенсивно снижается до прекращения помпажа.

Результаты параметрического анализа поведения системы с расположением элементов сети на стороне всасывания и нагнетания компрессора представлены в виде зависимостей  $\tau_u = f(L_{mp}, V_c)$  и  $\Delta P_c = f(L_{mp}, V_c)$ . Обобщение результатов проведённого анализа позволяет определять соотношение величин объёма ёмкости и длины трубопровода, при которых система переходит от неустойчивого режима работы к устойчивому.

В главе 6 разработана методика определения рабочих режимов ДКС с установленными СПЧ на основе «Диаграммы предельных режимов СПЧ» с целью оперативной оценки технических возможностей компримирования газа на ДКС с установленными или планируемыми к установке СПЧ, оценки потерь в добывче газа при несвоевременной замене СПЧ, определения сроков замены.

Детализированная «Диаграмма предельных режимов СПЧ» (рисунок 21) представляет собой изображение функций  $Q_{\max} = f(P_{ex})$  и  $Q_{\min} = f(P_{ex})$  с учётом введения ограничений: по условию недопустимости работы ниже минимальной мощности на валу ГТД, не превышения давления нагнетания, с возможностью работы на режиме частичного байпасирования до 50%.

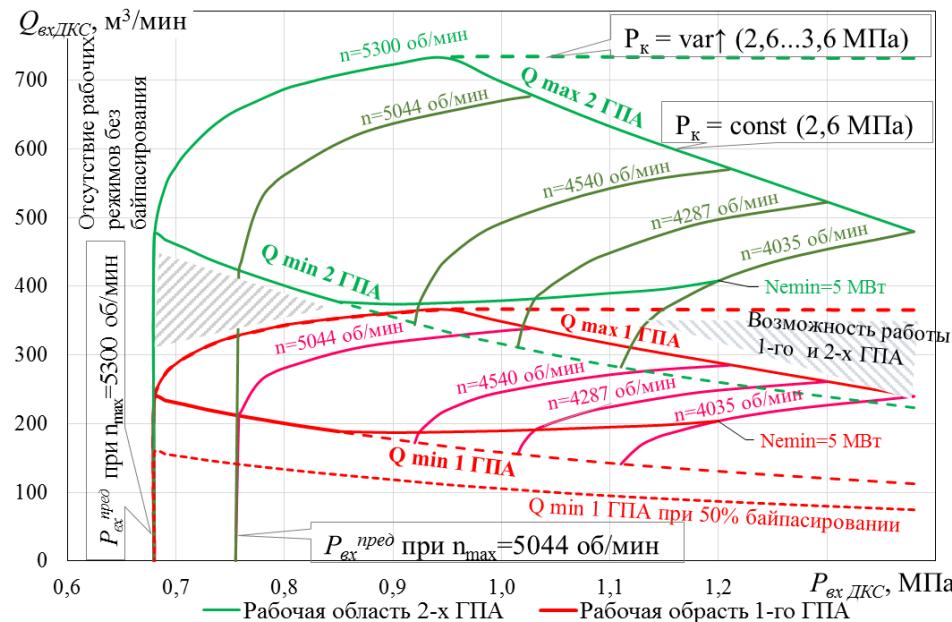


Рисунок 21 –  
Детализированная  
диаграмма  
предельных  
режимов для СПЧ-  
16/30-3,0  
с учётом  
дополнительных  
ограничений  
и расширений  
диапазонов работы

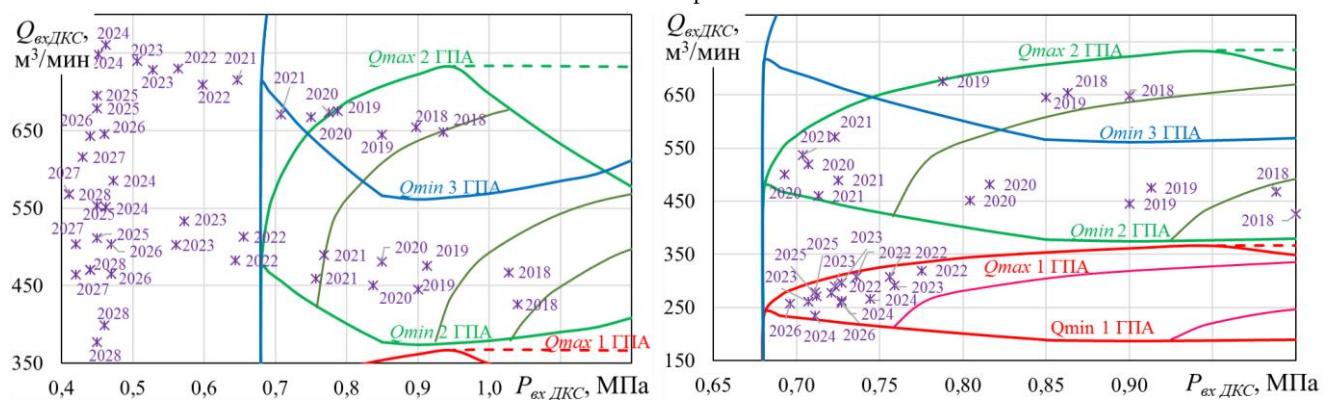


Рисунок 22 – Диаграммы предельных режимов с нанесенными рабочими точками по кварталам на период 2018–2028 гг. для ДКС-7 Уренгойского ГКМ:

- СПЧ-16/30-3,0 по проектным данным разработки месторождения;
- СПЧ-16/30-3,0 с учётом снижения производительности

На примере 16 ДКС Уренгойского ГКМ обоснована экономия потерь в добыче газа вследствие несвоевременной замены СПЧ в количестве 47,3 млрд м<sup>3</sup>, что обеспечивает чистый дисконтированный доход за 10 лет эксплуатации 41,37 млрд руб. (рисунок 22). Предлагаемый подход может быть применён для всех месторождений с падающей добычей.

Для более детальных расчётов режимов работы линейных и дожимных КС разработан алгоритм и программа расчёта на основе усовершенствованного метода адаптации ГДХ ЦК (глава 4), в том числе при расчёте совместной работы газосборных сетей или МГ и оборудования ДКС и ЛКС, с последовательно или параллельно работающими КЦ и ГПА.

Применительно к ГКМС, состоящей из участков ГТС с линейными КС, практической проблемой является определение на основе прогнозных объёмов транспорта газа суточной производительности КС  $q_i$  (млн м<sup>3</sup>/сут) для различных сезонных периодов (квартал, месяц), которая является основой для выбора режимов работы, характеристик и количества оборудования КС. Предложено суточную производительность определять через фактические значения коэффициентов сезонной неравномерности  $K_{ch}$ , получаемых в результате обобщения накопленных опытных данных эксплуатации ГТС (опыт анализа фактических режимов работы различных участков ГТС показал, что  $K_{ch}$  принимает более широкий диапазон значений 0,1...2, чем рекомендовано в существующей НТД):

$$\bar{K}_{ch}^{мес(i)} = \bar{Q}_{факт}^{мес(i)} / ((1/3)\bar{Q}_{факт}^{кв}), \quad \bar{K}_{ch}^{кв(j)} = \bar{Q}_{факт}^{кв(j)} / ((1/4)\bar{Q}_{факт}^{год}),$$

где  $\bar{Q}_{факт}^{мес(i)}$ ,  $\bar{Q}_{факт}^{кв(j)}$ ,  $\bar{Q}_{факт}^{год}$  – фактический объём транспорта газа соответственно в месяц, квартал, год осреднённый за период наблюдений 3-6 лет, м<sup>3</sup>.

Такой подход, в частности, обосновать требуемое количество ГПА на реконструируемых КС, определить соотношение между предельно низким давлением на входе КС, максимально возможной производительностью КС и давлением нагнетания ГПА предыдущей КС при условии ограничения мощности ГТД и предельно возможное конечное давление при соответствующем начальном давлении (рисунок 23).

На примере нескольких проектов реконструкции КС показано, что в результате обоснованного подбора оборудования удельное потребление топливно-энергетических ресурсов может быть снижено на 22...36%.

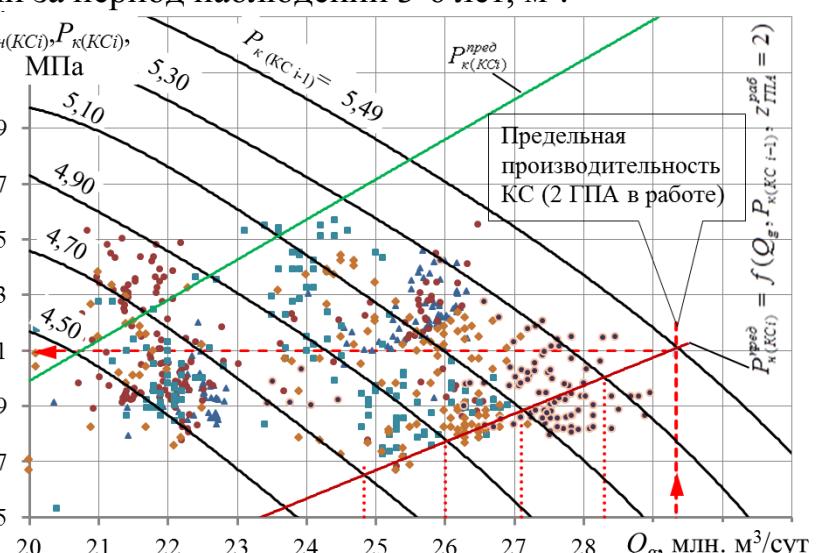


Рисунок 23 – Зависимость давления на входе и выходе КС<sub>(i)</sub> от производительности МГ при различных давлениях нагнетания предыдущей КС<sub>(i-1)</sub>

С целью решения вопросов о целесообразности выполнения реконструкции КС и модернизации ГПА с заменой СПЧ, например, на более расходные и менее напорные ( $\epsilon_k^{nom}=1,35$ ) предложена методика, основанная: на идентификации расчётной модели участков ГТС с фактическими данными эксплуатации; выявлении наиболее характерного режима транспорта газа с учётом вывода части КС «на проход»; использовании фактических  $K_{ch}$  транспорта газа; выборе рационального распределения нагрузки между КЦ в КС; использовании дроссельных характеристик ГТУ с целью определения эффективного КПД для выбранных рабочих режимов транспорта газа (рисунок 24); учёте изменения наклона напорной характеристики ЦК и снижения реальных значений политропного КПД ЦК и эффективного КПД ГТУ (на рисунке 25 реальные значения КПД ниже заявляемых в среднем на 4%).

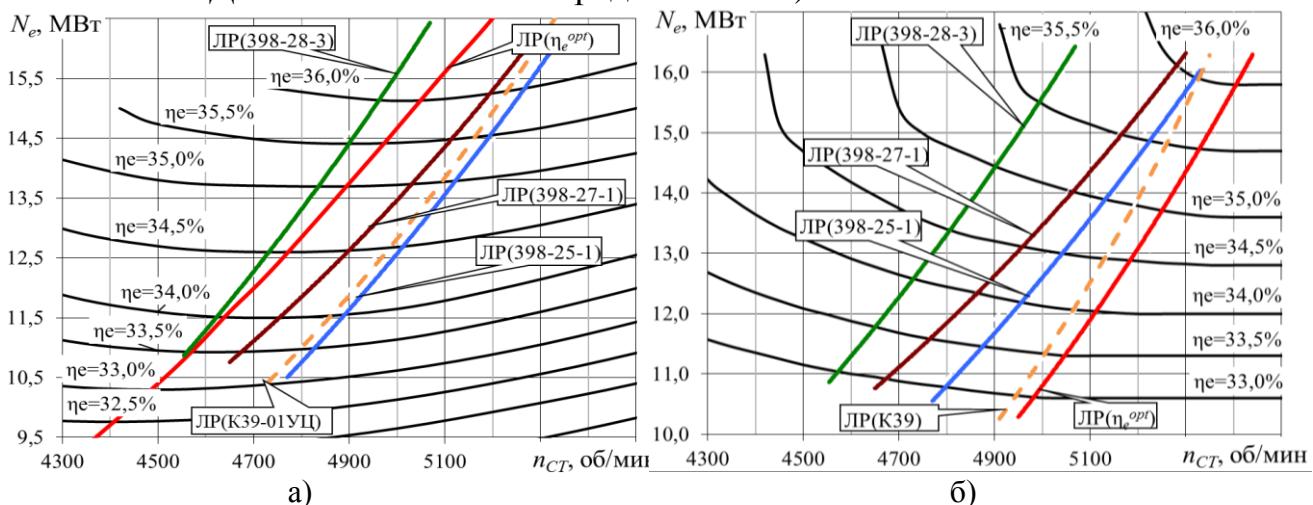


Рисунок 24 – Линии режимов для различных типов проточных частей ЦК с приводом АЛ-31СТ (а) и ПС-90ГП2 (б) для характерных условий эксплуатации

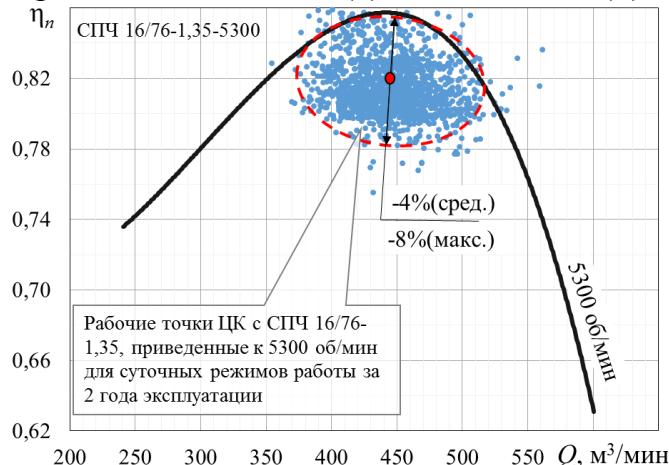


Рисунок 25 – ГДХ СПЧ 16/76-1,35-5300 с фактическими рабочими точками для суточных режимов работы 4 КЦ одной из КС участка МГ за 2 года

Рассмотрены вопросы дестабилизации режимов транспорта газа по существующим многониточным ГТС, связанные с тем, что фактические объемы газа в них существенно ниже, чем проектные. Результаты уточнённых расчётов по разработанной методике и анализ эффективности (критерий –

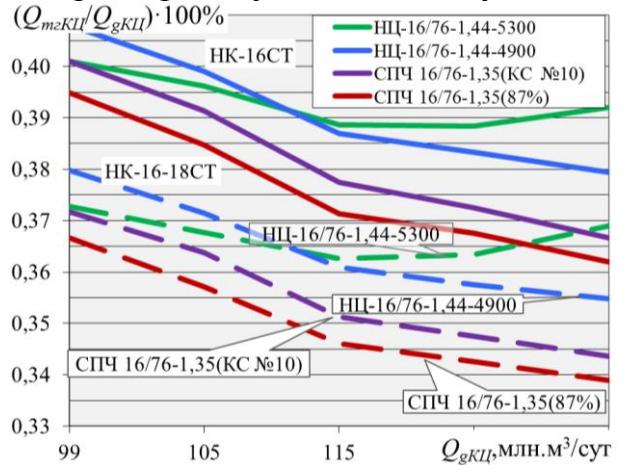


Рисунок 26 – Относительный расход топливного газа ГПА с различными типами ПЧ и приводными ГТУ (HK-16-18CT и HK-16CT)

относительный расход топливного газа) последствия замен СПЧ на более низконапорные и высокорасходные (исследовались 61 ЦК в 9 КС, всего 3660 расчётных режимов) показали, что экономия топливного газа может составлять в отдельные временные периоды 1,5...5,5 %, а годовая экономия 2...4%.

Установлено, что показатели эффективности ГПА с разными типами ПЧ существующих ЦК зависят от согласованности ГДХ ПЧ с дроссельными характеристиками ГТУ и с учётом изменения годовой загрузки КС не повторяются. Экономические расчёты показали недостаточно высокую эффективность мероприятий по замене СПЧ в корпусах ЦК с существующей компоновкой ГПА и КС. С учётом анализа рисков срок окупаемости капитальных вложений может составлять от 7 до 10 лет.

Соизмеримая эффективность ПЧ К39 с ВНА (спроектирована на базе высоконапорной ступени – глава 2) с другими типами ЦК, даже при более низких значениях политропного КПД (на 1%) и зауженном диапазоне рабочих режимов, объясняется возможностью поддерживать число оборотов ближе к оптимальным для ГТУ за счёт изменения закрутки потока.

Таким образом, перспективным является разработка высокоэффективных ЦК в одноступенчатом исполнении с консольным ротором, осевым входом и с возможностью регулирования режимов работы закруткой потока перед РК за счет применения ВНА. Данное решение изменит традиционные компоновочные решения технологической связки газоперекачивающих агрегатов, но позволит повысить энергоэффективность транспорта газа в 2...3 раза, увеличив её до 6...10%.

**В главе 7** рассмотрены вопросы дальнейшего повышения эффективности регулирования ЦК созданием закрутки потока на входе в РК. Выполнен анализ структуры потока на входе в РК с учётом различных способов регулирования, выполнен расчёт углов входа потока на лопатки для трёх сечений по её высоте (втулочное  $j=wt$ ; среднее  $j=cp$ ; периферийное  $j=n$ ). На основе зависимости угла установки лопатки по радиусу РК в сечении 1-1, т.е.  $\beta_{\perp l}=f(R)$ , определены углы атаки при входе потока на лопатки РК  $i_{l(j)}=\beta_{\perp l(j)}-\beta_{l(j)}$ , град. За номинальный режим приняты параметры, полученные для  $n_{oo}^*=38940$  об/мин ( $M_U=1,63$ ) и исходного положения лопаток ВНА  $\theta_{\perp 0}=39,8^\circ$  ( $\delta\theta_{\perp}=0^\circ$ ) на линии режимов (л.р.opt), где получен максимальный КПД  $\eta_n^*=\max$ . Этому режиму соответствуют углы атаки: во втулочном сечении  $i_{1\omega m}^*=-3,1^\circ$ ; в среднем сечении  $i_{1cp}^*=+2,7^\circ$ ; на периферии  $i_{1n}^*=+4,9^\circ$ . Применение каждого из способов регулирования приводит к изменению углов атаки относительно значений в номинальном режиме:  $\Delta i_{l(j)}=i_{l(j)}^*-i_{l(j)}$ , град.

Пример результатов анализа изменения углов атаки представлен на рисунке 27, а. Очевидно, что тенденция к изменению углов атаки во входном сечении РК отражается на характере изменения политропного КПД (рисунок 27, б). В связи с этим предложено, для обеспечения безударного входа потока по высоте лопаток РК, необходим дифференцированный по радиусу входного канала поворот профилей лопаток ВНА.

Разработаны рекомендации по совершенствованию конструкций ВНА за счёт применения лопаток, выполненных из упругодеформируемых материалов

с изменяемым углом поворота по высоте. По результатам моделирования рабочих процессов в высоконапорной центробежной ступени в ANSYS CFX предложены альтернативные способы достижения требуемых рабочих режимов по сравнению с существующими конструкциями и способами регулирования.

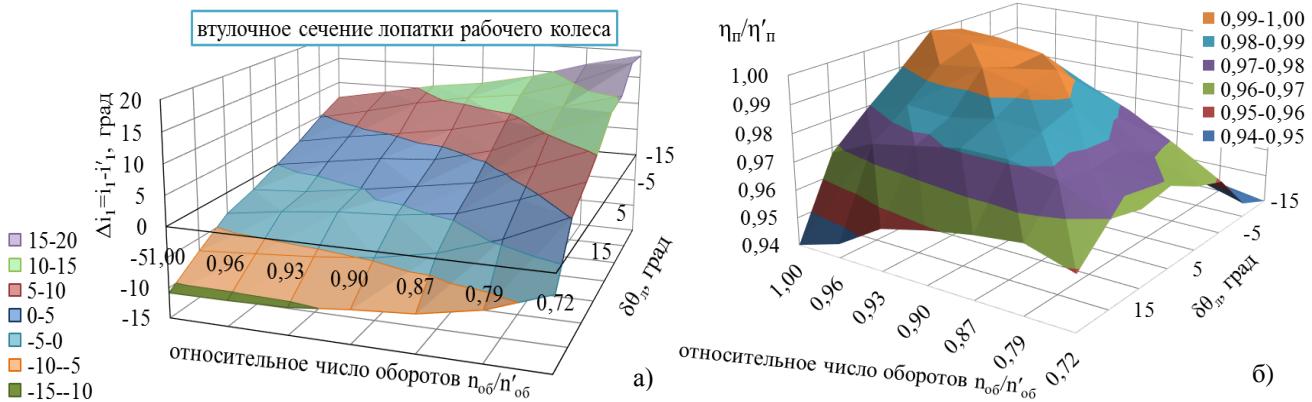


Рисунок 27 – Влияние пространственной неравномерности потока на входе в РК на режимах регулирования на рабочий процесс ступени: а) изменение углов атаки от изменения угла поворота лопаток ВНА и частоты вращения; б) изменение КПД ступени для линии номинальных режимов в зависимости от изменения угла поворота лопаток ВНА и частоты вращения

Предлагаемые способы регулирования за счёт применения лопаток с изменяемой геометрией позволяют повысить эффективность по политропному КПД на 1...2% (абс.).

## ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

Полученные результаты экспериментальных и теоретических исследований позволили разработать и практически апробировать технологии адаптации ЦК и их ГДХ к нестабильным условиям эксплуатации, обеспечивающие функционирование технологических процессов при этих условиях, в том числе с максимально достижимой эффективностью. Основные из них:

1. Разработана иерархическая структура компрессорных технологических объектов с учётом их взаимосвязей и взаимного влияния; представлена классификация нестабильных условий эксплуатации и внешних факторов, приводящих к ним; систематизированы технологии адаптации компрессорного оборудования к нестабильным условиям эксплуатации.

2. Разработаны уточнённые методы адаптации ГДХ высоконапорных и средненапорных ( $M_U=0,5\dots1,6$ ) ЦК к регулированию изменением частоты вращения с учётом невыполнения условий динамического и кинематического подобия, корректировки границы помпажа и максимальной производительности.

3. Разработан новый метод адаптации ГДХ высоконапорных и средненапорных ЦК ( $M_U=0,5\dots1,6$ ) к изменению закрутки потока перед рабочим колесом поворотом лопаток ВНА с учётом наличия предварительной закрутки потока, изменения структуры потока на выходе РК, эмпирических зависимостей коэффициентов потерь и углов отставания в лопаточной решётке.

4. Разработан усовершенствованный метод адаптации ГДХ многоступенчатых ЦК к изменяющимся условиям эксплуатации с учётом рассогласования в работе ступеней, изменения свойств газа и КПД по ступеням,

корректировки границы помпажа, с помощью которого выполнены исследования нестабильных условий эксплуатации на примере различных технологических объектов с ЦК.

5. Впервые предложена и верифицирована методика адаптации формы ГДХ многоступенчатых ЦК с учётом износа (деградации) ПЧ при большой наработке и при сжатии загрязненных газов в процессе эксплуатации в межремонтный период.

6. Разработана методика условно динамического расчёта работы компрессоров в ЛР на режимах пуска, останова, антипомпажного регулирования с учётом нестабильности параметров на этих режимах, получены рекомендации к выбору АПК, СППК и трубопроводной обвязки КУ.

7. Разработана и верифицирована математическая модель системы «компрессор-сеть» с ЦК и сетью, расположенной как на всасывающей, так и на нагнетательной линии, позволяющая рассчитывать работу системы в зоне устойчивой работы и в зоне помпажных колебаний в динамическом режиме в формате реального времени. Выполнены теоретические исследования влияния геометрических характеристик емкостных и инерционных элементов сети на границы устойчивой работы и характер помпажных колебаний для систем «компрессор-сеть».

8. Разработаны методические основы определения рабочих режимов КУ дожимных КС при их реконструкции с целью оперативной оценки технических возможностей компримирования газа на ДКС с установленными или планируемыми к установке типами СПЧ, оценки потерь в добыче газа при несвоевременной замене СПЧ, определения сроков их замены.

9. Получены рекомендации по формированию рабочих параметров КУ линейных газовых КС при их реконструкции с учётом сезонной и долговременной нестабильности режимов транспорта газа, адаптированных к реальным условиям работы, согласованности системы «компрессор-привод», определения эффективности принимаемых решений.

10. По результатам исследования взаимосвязи изменения пространственной неравномерности потока на входе в РК высоконапорного ЦК при регулирующем воздействии созданием закрутки потока и изменением частоты вращения ротора с эффективностью работы компрессора (по политропному КПД) предложены усовершенствованные технологии адаптации за счёт совершенствования конструкции ВНА.

#### **Список цитируемой литературы**

1. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины. 3-е изд., перераб. и доп. Л. : Машиностроение, Ленингр. отд., 1981. 351 с.
2. Ден Г. Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров. Л.: Машиностроение, 1980. 232 с.
3. Хисамеев И. Г., Максимов В. А., Баткис Г. С., Гузельбаев Я. З. Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных компрессоров. Казань : ФЭН, 2010. 671 с.
4. Галеркин Ю. Б. Трубокомпрессоры. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части. М. : КХТ, 2010. 582 с.

5. Калинин А. Ф. Эффективность и регулирование режимов работы систем трубопроводного транспорта природного газа. М. : МПА-Пресс, 2004. 168 с.
6. Казакевич В. В. Автоколебания (помпаж) в компрессорах. 2-е изд., перераб. и доп. М. : Машиностроение, 1974. 264 с.

## ОСНОВНЫЕ РАБОТЫ ОПУБЛИКОВАННЫЕ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

### Публикации в изданиях, рецензируемых ВАК РФ

1. Согласование характеристик проточных частей центробежного нагнетателя типа 398 с характеристиками газотурбинного привода АЛ-31СТ и режимами работы компрессорной станции / А. Д. Ваняшов, А. В. Крупников, А. Г. Бочаров [и др.] // Компрессорная техника и пневматика. 2011. № 1. С. 20–25. (0,38 п.л./0,25 п.л.)
2. Некоторые результаты поступенчатого пересчета газодинамических характеристик центробежных компрессоров на требуемые условия эксплуатации / А. Д. Ваняшов, И. А. Бородихин, В. А. Зарипов [и др.] // Компрессорная техника и пневматика. 2011. № 7. С. 32–37. (0,38 п.л./0,25 п.л.)
3. Ваняшов А. Д., Грехнев А. В. Исследование влияния закрутки потока входным направляющим аппаратом на газодинамические характеристики центробежной компрессорной ступени // Компрессорная техника и пневматика. 2012. № 3. С. 23–29. (0,44 п.л./0,3 п.л.)
4. Особенности пересчета газодинамических характеристик высоконапорной ступени турбокомпрессора при изменении частоты вращения / Ваняшов А.Д. [и др.] // Компрессорная техника и пневматика. 2013. №6. С.34-39. (0,38п.л./0,25п.л.)
5. Январев И. А., Ваняшов А. Д., Крупников А.В. Повышение эффективности работы установок охлаждения газа дожимной компрессорной станции при снижении объемов компримирования // Компрессорная техника и пневматика. 2015. № 8. С. 22–27 (0,38 п.л./0,2 п.л.).
6. Vanyashov A. D., Vasenko E. M. Assessment Of Energy Efficiency Of Sections Of A Gas-Transporting System With Replaced Flow Passages Of Centrifugal Compressors Having Reduced Rated Pressure Ratio // Chemical and Petroleum Engineering. 2017. Vol. 52. P. 602–613. (0,75 п.л./0,65 п.л.)
7. Ваняшов А. Д., Карабанова В. В. Анализ пространственной неравномерности потока во входном сечении осерадиального рабочего колеса центробежной компрессорной ступени в режимах регулирования // Известия ВУЗов. Машиностроение. 2019. № 5 (711). С. 13–23. (0,69 п.л./0,5 п.л.)
8. Карабанова В. В., Ваняшов А. Д., Юша В. Л. Влияние формы профиля лопатки входного направляющего аппарата на газодинамические характеристики центробежной компрессорной ступени // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностр. 2020. Т. 4. № 4. С. 41–48. (0,5 п.л./0,15 п.л.)
9. Ваняшов А. Д. Корректировка методики пересчета газодинамических характеристик высоконапорной центробежной компрессорной ступени при изменении частоты вращения ротора // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностр. 2022. Т.6. № 2. С. 27–33. (0,44 п.л.)
10. Ваняшов А. Д., Бычков Д. В., Нефедов А. А. Оценка фактического состояния центробежного компрессора в процессе эксплуатации на основе метода пересчёта газодинамических характеристик // Компрессорная техника и

пневматика. 2022. № 4. С. 40–43. (0,2 п.л./0,1 п.л.)

11. Ваняшов А. Д., Юша В. Л. Методы и технологии адаптации основного и вспомогательного оборудования компрессорных установок и станций к нестабильным условиям эксплуатации // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7. № 3. С. 24–35. (0,75 п.л./0,65 п.л.)

12. Ваняшов А. Д. Математическое моделирование помпажных колебаний в системе компрессор – сеть // Известия ВУЗов. Машиностроение. 2024. № 2 (767). С. 59–69. (0,69 п.л.)

13. Ваняшов А. Д. Условно динамический анализ работы центробежного компрессора в агрегатную линию рециркуляции // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетич. машиностр. 2024. Т.8, № 1. С. 32–41. (0,63 п.л.)

14. Ваняшов А. Д., Январев И. А. Проблемы согласованности газодинамических характеристик секций центробежного компрессора и выбора антипомпажных регулирующих клапанов // Омский научный вестник. Сер. «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8. № 2. С. 30–37. (0,5 п.л./0,4 п.л.).

15. Ваняшов А. Д. Параметрический анализ влияния элементов сети на всасывании в компрессор на характер помпажных колебаний в системе компрессор — сеть // Известия ВУЗов. Машиностроение. 2024. №7. (772). С. 72–80.

#### **Публикации в изданиях, индексируемых в Scopus и Web of Science**

16. Vanyashov A. D., Karabanova V. V. Calculating methods analysis of variable guide vane blade system characteristics // Procedia Engineering. 2015. Vol. 113. P. 192–197. (0,375 п.л./0,2 п.л.)

17. Vanyashov A. D., Karabanova V. V., Vasenko E. M. Influence analysis of flow entry conditions on the centrifugal compressor impeller blades to integral gasdynamic characteristics in a combine regulation method // Procedia Engineering. 2016. № 152. P. 389–394. (0,375 п.л./0,2 п.л.)

18. Vanyashov A. D., Karabanova V. V. The method of recalculation of the gas-dynamic centrifugal compressor stage characteristics for variable rotational speeds of the rotor and the angle of rotation of inlet guide vanes blades if the kinematic and dynamic similitude conditions are not met // AIP Conference Proceeding. 2017. Vol. 1876, no. 1. P. 020044-1–020044-6. (0,375 п.л./0,25 п.л.)

19. Vanyashov A. D., Zhorelevich A. V., Vasenko E. M. Design analysis of possible two-cycle centrifugal compressor operating conditions for oil-associated gas compressor station // AIP Conference Proceedings. 2018. Vol. 2007, no. 1. P. 030007-1–030007-10. (0,625 п.л./0,4 п.л.)

20. Karabanova V. V., Vanyashov A. D., Yusha V. L. Selection of the parameters of CFD calculation model of high-pressure centrifugal compressor stage with the inlet guide vanes // AIP Conference Proceedings. 2019. Vol. 2141, no. 1. P. 030013-1–030013-12. (0,75 п.л./0,1 п.л.)

21. Karabanova V. V., Vanyashov A. D., Yusha V. L. Results of CFD Calculations Verification of High Pressure Centrifugal Compressor Stage with Inlet Guide Vanes // AIP Conference Proceedings. 2020. Vol. 2285, no. 1. P. 030052-1–030052-10. (0,63 п.л./0,15 п.л.)

22. A. Vanyashov, V. Karabanova, V. Yusha, A. Nedovenchaniy, A. Nefedov Analysis of the Results of Experimental Studies of a Centrifugal Compressor with an

Inlet Guide Vane // AIP Conference Proceedings. 2021. Vol. 2412, no. 1. P. 030037-1–030037-6. (0,375 п.л./0,1 п.л.)

23. Vanyashov A. D. Procedure for selecting anti-surge valves for two-section centrifugal compressor based on analysis of “compressor-network” system // AIP Conference Proceedings. 2023. Vol. 2784, no. 1. P. 030002-1–030002-8. (0,5 п.л.)

#### **Публикации в других изданиях**

24. Ваняшов А. Д., Жерелевич А. В., Грехнев А. В., Дудьев Д. Я. Результаты экспериментальных исследований центробежной компрессорной ступени с осевидиальным рабочим колесом и входным регулирующим аппаратом // Омский научный вестник. 2010. № 2 (90). С. 105–108. (0,25 п.л./0,1 п.л.).

25. Ваняшов А. Д. Обоснование выбора количества ГПА заданной мощности на стадии проекта реконструкции компрессорных станций // Газотурбинные технологии. 2014. № 8 (127). С. 8–13. (0,375 п.л.)

26. Ваняшов А. Д. Применение методов пересчета газодинамических характеристик многоступенчатых и многосекционных турбокомпрессоров на другие условия работы в различных технологических установках // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2018. Т 2. № 1. С. 42–50. (0,56 п.л.)

27. Ваняшов А. Д., Жерелевич А. В., Васенко Е. М. Влияние противоречий в действующей нормативно-технической документации на принятие решений при проектировании компрессорных станций объектов нефтяной и газовой промышленности // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2018. Т. 2. № 2. С. 26–30. (0,3 п.л./0,2 п.л.)

28. Карабанова В. В., Ваняшов А. Д., Юша В. Л. Некоторые особенности реализации расчётной модели высоконапорной центробежной компрессорной ступени с входным направляющим аппаратом // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностр. 2019. Т.3. №2. С. 62–70. (0,56 п.л./0,1 п.л.)

#### **Патенты и свидетельства**

29. Патент на полезную модель 113545 РФ, МПК F04D 27/00. Устройство поворота направляющих лопаток компрессора / А. В. Грехнев, А. Д. Ваняшов, А. И. Бибик. № 2011137888/06; заявл. 14.09.2011 ; опубл. 20.02.2012. Бюл.№5.

30. Патент на полезную модель 116923 РФ, МПК F 04 D 27/00. Устройство поворота направляющих лопаток компрессора / А. В. Грехнев, А. Д. Ваняшов, В. Л. Юша. № 2011153137/06 ; заявл. 26.12.2011 ; опубл. 10.06.2012, Бюл. № 16.

31. Патент на полезную модель 217010 РФ, МПК F 04 D 27/00. Устройство входного направляющего аппарата центробежного компрессора / А. Д. Ваняшов, В. В. Карабанова, А. А. Нефедов, В. Л. Юша. № 2022135471/12 ; заявл. 30.12.2022 ; опубл. 14.03.2023.

32. Патент на полезную модель 218837 РФ, МПК F 04 D 27/00. Входной направляющий аппарат центробежного компрессора / А. Д. Ваняшов, В. В. Карабанова, А. А. Нефедов, А. В. Грехнев. № 2023103430/12; заявл. 15.02.2023; опубл. 14.06.2023.

33. Расчет эксплуатационных показателей газоперекачивающих агрегатов: Свидетельство о гос.регистрации программы для ЭВМ № 2023663986. Заявл. 08.06.2023 / А. Д. Ваняшов, А. В. Жерелевич. Гос. рег. в РП для ЭВМ 29.06.2023.

Подписано в печать 28.10.24. Формат 60×84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная.  
Отпечатано на дупликаторе. Усл. печ. л. 2,0. Уч.-изд. л. 2,0.  
Тираж 100 экз. Заказ 329.

---

Издательство ОмГТУ. 644050, г. Омск, пр. Мира, 11, т. 23-02-12.  
Типография ОмГТУ