

Казахский национальный исследовательский технический университет имени
К.И. Сатпаева

УДК 622.691.4.052(043)

На правах рукописи

БАТАЕВ НУРЛАН АЙБУЛАТОВИЧ

**Моделирование и исследование режимов работы газоперекачивающего
агрегата**

6D070200 – Автоматизация и управление

Диссертация на соискание степени
доктора философии (PhD)

Научный консультант
доктор технических наук, профессор
Сулейменов Б.А.

Зарубежный научный консультант
кандидат технических работ, профессор
Ахметов Д.Ф.

Республика Казахстан
Алматы, 2019

СОДЕРЖАНИЕ

НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ	5
ОПРЕДЕЛЕНИЯ	6
ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ.....	7
ВВЕДЕНИЕ	9
1 ХАРАКТЕРИСТИКА СОВРЕМЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ КОМПРИМИРОВАНИЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА КАК ОБЪЕКТА УПРАВЛЕНИЯ И РОЛЬ ГПА В ТРАНСПОРТЕ ГАЗА	16
1.1 Использование природного газа в современном мире.....	16
1.2 Основные типы газотранспортных систем.....	17
1.3 Компоненты газотранспортной системы как объекта управления	19
1.4 Магистральные газопроводы Казахстана	22
1.5 Обзор методов моделирования системы управления компримированием природного газа	24
Выводы по первому разделу.....	25
2 РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОГРАММНОЙ СРЕДЫ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ГПА	26
2.1 Постановка задачи моделирования.....	26
2.2 Разработка структуры среды моделирования.....	27
2.3 Определение аналитических зависимостей между основными параметрами процесса	29
2.4 Разработка алгоритма формирования объемного расхода газа	33
2.5 Синтез модели центробежного газового компрессора	35
2.6 Разработка моделей вспомогательного оборудования	39
2.6.1 Модель клапана.....	39
2.6.2 Модель охладителя	40
2.6.3 Модель трубы.....	41
2.6.4 Модель двигателя.....	41
2.7 Разработка алгоритма учёта компонентного состава газа	42
Выводы по второму разделу.....	44
3 РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ АНТИПОМПАЖНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ГПА.....	45
3.1 Постановка задачи регулирования.....	45
3.2 Формирование закона антипомпажного регулирования	46
3.3 Синтез антипомпажного регулятора.....	50

3.4	Запуск приложения для моделирования режимов работы газоперекачивающего агрегата.....	55
	Выводы по третьему разделу.....	60
4	МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ РЕЖИМАМИ РАБОТЫ ГПА.....	61
4.1	Постановка задачи и параметры системы компримирования газа.....	61
4.2	Моделирование динамического режима управления запуском газового компрессора.....	67
4.3	Моделирование режима управления компрессором при номинальной скорости.....	71
4.4	Исследование динамического режима управления остановом газового компрессора.....	72
4.5	Тестирование антипомпажной системы управления.....	76
	Выводы по четвёртому разделу.....	78
5	ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ И РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СТЕПЕНИ ДЕГРАДАЦИИ ГПА НА ОСНОВЕ МЕТОДОВ МАШИННОГО ОБУЧЕНИЯ И АПРИОРНОГО АНАЛИЗА КРИВЫХ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ НАГНЕТАТЕЛЯ	79
5.1	Постановка задачи.....	79
5.2	Обзор работ, посвященных определению деградации ГПА.....	80
5.3	Современные методы определения деградации ГПА.....	82
5.4	Разработка методики определения степени деградации осевого компрессора ГТД.....	86
5.4.1	Определение набора данных для синтеза подсистемы диагностики состояния газоперекачивающего агрегата.....	87
5.4.2	Разработка алгоритма прогнозирования для подсистемы диагностики эффективности газоперекачивающего агрегата.....	90
5.4.3	Апробирование алгоритма определения степени деградации осевого компрессора ГТД.....	92
5.5	Разработка методики для оценки степени деградации центробежного нагнетателя.....	95
5.5.1	Моделирование деградации центробежного нагнетателя.....	97
5.5.2	Получение карт производительности для деградированного нагнетателя на основе априорного анализа.....	103
	Выводы по пятому разделу.....	110
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	111
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	114

ПРИЛОЖЕНИЕ А – Вычисление параметров компрессора.....	121
ПРИЛОЖЕНИЕ Б – Линии производительности компрессора	126
ПРИЛОЖЕНИЕ В – Справка о наличии статей в базе Scopus	127
ПРИЛОЖЕНИЕ Г – Справка об исследованиях в период стажировки	129
ПРИЛОЖЕНИЕ Д – Акт передачи алгоритмов	130
ПРИЛОЖЕНИЕ Е – Участие в DTSI-2019	131

НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ

В настоящей диссертации использованы ссылки на следующие стандарты: «Инструкция по оформлению диссертации и автореферата», ВАК МОН РК, №377-3ж.

ГОСТ 7.32-2001 – Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу. «Отчет о научно исследовательской работе. Структура и правила оформления».

ГОСТ 7.1 – 2003. Библиографическая запись. Библиографическое описание. Общие требования и правила составления.

ОПРЕДЕЛЕНИЯ

В настоящей диссертации применяют следующие термины с соответствующими определениями:

Компримирование газа – это процесс повышения давления газа за счет сжатия газовым компрессором. Является одной из основных операций при транспортировке природного газа по магистральным газопроводам. Осуществляется в одну или несколько ступеней.

Компрессорная станция – стационарная или мобильная установка, предназначенная для приема сжатых газов с последующей транспортировкой по газопроводу.

Газоперекачивающий агрегат – устройство, предназначенное для сжатия газа на компрессорных станциях.

Помпаж – сильный поток газа, колеблющийся в осевом направлении компрессора, который указывает, что осевая составляющая скорости газа периодически изменяется и даже становится отрицательной ввиду недостаточного расхода при высоком давлении газа.

Линия рециркуляции газа – комплекс оборудования, с помощью которого обеспечивается циркуляция газа по замкнутому контуру для предотвращения помпажа.

Метод управления пограничным слоем – метод, при котором для извлечения пограничного слоя на входе в компрессор используется дополнительный насос.

Управление с прогнозирующими моделями – современный метод теории управления, заключающийся в прогнозировании изменений в зависимых переменных моделируемой системы, которое будет вызвано изменениями в независимых переменных.

Полиτροпный напор – это величина, характеризующая механическую работу, которую необходимо сообщить каждому килограмму газа для повышения его давления от начальной величины до конечного значения.

Ацентрический фактор – это концептуальное число, введенное Кеннетом Питзером в 1955 году, ставшее стандартом для фазовой характеристики отдельных и чистых компонентов.

Антипомпажное регулирование – регулирование работы компрессора с целью поддержания необходимого соотношения степени сжатия и расхода газа.

Деградация осевого компрессора – падение эффективности осевого компрессора газовой турбины, вызванное засорением лопаток частицами загрязнителей, содержащихся в воздухе.

Британская тепловая единица энергии – это количество тепла, необходимое для повышения температуры 1 фунта жидкой воды на 1 градус Фаренгейт.

Удельный расход топливного газа – это величина потребления топливного газа газотурбинным двигателем ГПА на единицу выполняемой полезной работы.

ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

В диссертационной работе использованы следующие сокращения:

ГПА – газоперекачивающий агрегат;
КС – компрессорная станция;
ЦН – центробежный нагнетатель;
САУ – система автоматического управления
ГТД – газотурбинный двигатель;
ГТУ – газотурбинная установка;
ГТС – газотранспортная система;
МГ – магистральный газопровод;
ОК – осевой компрессор;
ПО – программное обеспечение;
ТВД – турбина высокого давления;
ТНД – турбина низкого давления;
ТС – техническое состояние;
КПД – коэффициент полезного действия;
ПИ – пропорционально-интегральный регулятор;
БТЕ – Британская тепловая единица;
САЦ – Средняя Азия – Центр (магистральный газопровод);
ТОПС – техническое обслуживание по состоянию;
ИИ – искусственный интеллект;

В диссертационной работе использованы следующие обозначения:

G – массовый расход, [кг/сек];
 MW – молекулярная масса, [кг/моль];
 P – давление, [Па];
 Z – степень сжатия, [-];
 T – температура, [°K];
 V – молярный объём, [л/г-моль];
 R – универсальная газовая постоянная, [Дж/(моль·K)];
 Q – объемный расход, [м³/сек];
 ρ – плотность, [кг/м³];
 N – скорость вращения, [об/мин];
 N_{nom} – номинальная скорость вращения, [об/мин];
 C_1 – коэффициент восстановительной способности клапана, [-];
 C_v – коэффициент изменения расхода жидкости, [USGPM];
 C_g – коэффициент изменения расхода газа, [USGPM];
 γ – показатель политропы, [-];
 w – эксцентриситет фактор, [-];
 η – политропная эффективность, [-];
 H – политропный напор, [м];
 a_3, a_2, a_1, a_0 – корни кубического полиномиального уравнения кривой производительности компрессора, [-];

b_3, b_2, b_1, b_0 – корни кубического полиномиального уравнения кривой политропной эффективности компрессора, [-];
 C_p – удельная теплоемкость, [кДж/(моль·К)];
 m – масса, [кг];
 K_1, K_2, K_3, K_4 – константы, [-];
 β – константа проточного элемента, [-].
 h – перепад давления на диафрагме, [мбар];

В диссертационной работе использованы следующие индексные обозначения:

in/вх – входной параметр;

out/вых – выходной параметр;

r – приведённый параметр;

c – критический параметр;

g – параметр газа;

cool – параметр охлаждающей жидкости;

nom/ном – номинальное значение параметра;

des – расчетные значения;

p – относится к политропному значению;

avg – среднее значение параметра.

ВВЕДЕНИЕ

Оценка современного состояния решаемой научно-технологической задачи. Природный газ является одним из широко используемых источников энергии в мире [1, р. 32]. Ввиду того, что месторождения и потребители природного газа находятся на больших расстояниях друг от друга, необходима его транспортировка. Наиболее распространённым способом транспортировки газа является газопроводный, представляющий собой системы с тысячами километров газопроводов, компрессорные станции, распределительные и складские центры и многие другие устройства. В настоящее время все более востребованной становится задача безопасного и эффективного управления технологическими процессами в газовой промышленности [2].

Компьютерные комплексы моделирования системы управления и режимов работы газоперекачивающего агрегата - общепринятая составная часть диспетчерских систем управления, представляющая собой одну из базовых компонент комплексной автоматизации газотранспортных предприятий [3, р. 27]. Газовые компрессоры широко используются во многих отраслях промышленности, таких как нефтегазовая, авиационная промышленность, заводы сжиженного природного газа [4] и т.д. Внедрение информационных технологий и автоматизация диспетчерского управления создают большие возможности для решения задач оптимизации, анализа ситуаций и расчета показателей функционирования системы управления [5, 6].

В настоящее время в САУ различных технологических процессов всё чаще используются инструменты моделирования для автоматической диагностики состояния объекта управления в реальном времени. В процессе работы газоперекачивающих агрегатов имеются следующие особенности, для исследования которых применимы методы моделирования:

- газовые компрессоры имеют ограниченный рабочий диапазон по отношению к расходу газа. Высокий расход газа снижает степень сжатия давления в компрессоре, а слишком низкий расход может вызвать помпаж. Помпаж характеризуется колебаниями расхода и давления, и способен привести к разрушениям компрессора [7, р. 3];

- со временем, происходит тенденция снижения эффективности ГПА, называемая деградацией. Для газоперекачивающих агрегатов могут возникать как деградация самого центробежного нагнетателя, так и в случаях, когда приводом является газотурбинный двигатель, деградация осевого компрессора газовой турбины. Деградация происходит из-за загрязнения лопаток компрессора, она приводит к изменениям в режимах работы ГПА, увеличивает экономические затраты и создаёт определённые риски, связанные с возникновением помпажа и высокими оборотами компрессора. При засорении лопаток газотурбинного двигателя необходима специальная процедура по промывке лопаток водой, за счёт чего можно достичь частичного восстановления показателей эффективности. В случаях деградации лопаток центробежного

нагнетателя будет необходима чистка лопаток и капитальные работы по техническому обслуживанию нагнетателя.

В связи с вышесказанным, возникает необходимость разработки средств моделирования, учитывающих специфику системы управления режимами работы ГПА для изучения различных эксплуатационных ситуаций ГПА, оценки показателей эффективности при различных входных эксплуатационных параметрах, анализа логики антипомпажной системы управления и автоматизированной диагностики состояния ГПА.

Основание и исходные данные для разработки темы. Основанием для разработки данной темы является выписка из протокола заседания кафедры «Автоматизация и управление» №3 от 30 сентября 2016г. об утверждении научных руководителей и тем докторских диссертации PhD докторантов специальности 6D070200 – Автоматизация и управление. Исходными данными для выполнения исследования являются статьи, доклады, учебники и монографии, а также техническая документация и опыт автора, полученный во время работы на производственных объектах в период с 2013 по 2019 гг.

Обоснование необходимости проведения научно-исследовательской работы. Постоянный и неизбирательный рост цен на нефть, в сочетании со значительным сокращением запасов и необходимостью перехода многих стран на более экологически чистые источники энергии привели к росту спроса на природный газ, являющийся более чистым и экономически привлекательным видом топлива. С увеличением мирового спроса на данный вид топлива, процесс безопасной и эффективной транспортировки является необходимым для рационального ведения данной отрасли.

Любое программное обеспечение АСУТП должно иметь модульную архитектуру, гибкую структуру, возможность расширения и адаптации к изменениям характеристик технологического процесса, а также, при необходимости, обеспечивать переконфигурирование схем управления и регулирования [8]. Ввиду этого, системы управления ГПА требуют усовершенствований для своевременного обнаружения падения показателей производительности и эффективности. Для решения этих задач применимы методы моделирования и машинного обучения, которые основаны на сравнении текущих показателей и показателей эталонного состояния оборудования. При применении аппаратов моделирования предполагается их использование в качестве отдельного модуля в составе общей системы управления ГПА.

На сегодняшний день существуют различные коммерческие программы для моделирования технологических процессов в газовой промышленности, позволяющие моделировать с высокой точностью, такие как Aspen Plus, Pro Treat, Unisim, Promax и т.д. [9, р. 2]. Данные программные пакеты дают очень точные результаты моделирования, но они реализуются посредством сложных математических расчетов и дифференциальных уравнений материальных и энергетических балансов, а также не отражают всю логику работы системы управления ГПА на местах [9, р. 3-7]. Они находят широкое применение для получения точных расчётов при моделировании различных технологических

процессов. Но в задачах оптимального и оперативного управления ГПА система моделирования должна быть более гибкой к внедрению изменений, в зависимости от требований технологического процесса, а также важна скорость выполнения расчётов. Большинство программ моделирования основано на решениях дифференциальных уравнений n -го порядка, что благоприятно сказывается на точности расчётов, но в то же время требует большего системного времени, чем в случаях использования простых алгебраических зависимостей. Поэтому целесообразным является разработка собственного пакета моделирования, отвечающего данным требованиям. В этой связи, проведение заявленной научно-исследовательской работы является обоснованной.

Сведения о планируемом научно-техническом уровне разработки, патентных исследованиях и выводы из них определяются полнотой исследования процесса моделирования системы управления газоперекачивающего агрегата и сопутствующего оборудования. По проблеме моделирования системы управления будет проведен тщательный литературный и патентный обзор за последние годы.

Научно-технический уровень диссертационной работы будет обеспечен новизной и адекватностью полученных результатов, их практической значимостью и перспективностью использования. В результате проведённых исследований будут разработаны методы и алгоритмы по расчетам переменных газоперекачивающего агрегата, реализация предложенных алгоритмов в едином программном пакете для моделирования режимов работы ГПА, а также разработана методика определения степени падения эффективности ГПА.

Сведения о метрологическом обеспечении диссертации. Все экспериментальные исследования и решение расчетных задач, связанных с процессом моделирования режимов работы ГПА, будут реализованы в программной среде для разработки приложений Visual Basic. Для проверки адекватности системы моделирования планируется провести сравнительный анализ результатов моделирования с коммерческим пакетом Aspen Hysys. Во время исследования будут использованы программные пакеты LabView, Jupyter Notebook, MS Excel. Апробация предложенных расчетов и алгоритмов будет производиться на основе данных с реальных производственных объектов, с приборным парком, прошедшим все необходимые процедуры сертификации и поверки.

Актуальность темы диссертационного исследования. Разработка газовых месторождений и транспортирование природного газа является одним из приоритетных направлений развития промышленности Республики Казахстан. Стремительный рост экспорта углеводородов в последние годы связан в первую очередь с подъемом промышленности в странах Западной Европы и Китая. За более чем четверть века с момента обретения Казахстаном независимости, страна добилась значительного прогресса в топливно-энергетическом комплексе. Газовая промышленность Казахстана получила бурное развитие с 70-х годов прошлого века. По запасам природного газа Республика Казахстан входит в первую тридцатку стран мира. По состоянию на

2015 год, по оценке Государственной комиссии по запасам полезных ископаемых, разведанные запасы природного газа в Казахстане оцениваются в 4.0 трлн.м³, где на долю растворенного в нефти газа приходится 2.3 трлн.м³, и доля свободного газа составляет 1.8 трлн.м³. Львиная доля запасов газа страны расположена в Западных регионах Казахстана. Природный газ добывается на трех основных месторождениях: Карачаганак, Кашаган и Тенгиз. Годовая добыча газа в Казахстане составляет около 23 млрд.м³ [4].

В связи с добычей огромных объёмов природного газа, актуален вопрос его дальнейшей эффективной и безопасной транспортировки до мест конечного потребления. Одним из основных способов транспортировки газа является газопроводный, где используются газоперекачивающие агрегаты, состоящие из центробежного нагнетателя и его привода [10, р. 19]. Центробежные нагнетатели, также именуемые компрессорами, находят широкое применение для переработки и транспортировки газа как на суше, так и на море. Для обеспечения высокой производительности и минимизации потребляемой при этом энергии, необходимо эффективное управление компрессором. В этой связи актуальна роль систем моделирования газоперекачивающих агрегатов природного газа и исследование режимов работы ГПА на их основе.

Научная новизна темы исследования. Основным элементом газотранспортных систем является газоперекачивающий агрегат, отвечающий за процесс повышения давления газа для его дальнейшей транспортировки по участкам газопровода. Газоперекачивающий агрегат состоит из центробежного нагнетателя и его привода. В качестве привода центробежного нагнетателя могут использоваться электрические или газотурбинные двигатели. Одной из основных причин снижения производительности газоперекачивающего агрегата является загрязнение лопаток центробежного нагнетателя из-за наличия в технологическом газе посторонних частиц, таких как механические примеси из систем охлаждения, сгоревшее смазочное масло, утечки масла из уплотнений, соли, тяжелые углеводороды и т.д. В случаях, когда приводом центробежного нагнетателя является газотурбинный двигатель, деградация осевого компрессора газовой турбины из-за наличия загрязнителей в атмосферном воздухе также является причиной уменьшения показателей эффективности ГПА. Учитывая тот факт, что загрязнение приводит к высокому расходу топлива, снижению давления и повышению температуры нагнетаемого газа – исследование режимов работы ГПА посредством моделирования на границах допустимых рабочих областей скорости и линии помпажного ограничения позволит изучить и выявить допустимые и критические значения падения показателей эффективности, а также разработать методику обнаружения степени деградации ГПА. Ввиду этого, тематика, связанная с моделированием и исследованием системы управления режимами работы газоперекачивающего агрегата, обладает научной новизной.

Связь данной работы с другими научно-исследовательскими работами. Данная работа тесно связана с ранее выполненными исследованиями компании «Zeinet & SSE» в области моделирования технологического процесса

компримирования газа (2013-2015), а также с исследованиями в области диагностики газоперекачивающих агрегатов на основе методов машинного обучения (2017-2019).

Цель работы заключается в исследовании режимов работы газоперекачивающего агрегата на основе моделирования. В связи с этим необходимо определить структуру среды моделирования, описать методику, предложенные алгоритмы расчетов и разработанное программное обеспечение, предназначенное для моделирования и исследования системы управления режимами работы ГПА и сопутствующего оборудования. После завершения разработки программного пакета, необходимо провести проверку адекватности расчётов, заложенных в программный пакет. Далее, на основе данного программного пакета (приложения), ставится цель провести моделирование процесса деградации центробежного нагнетателя и показать возможные риски для работы ГПА, разработать методику и алгоритмы диагностики для выявления степени ухудшения эффективности газоперекачивающего агрегата.

Объект исследования. Объектом исследования является газоперекачивающий агрегат с центробежным нагнетателем.

Предмет исследования. Предметом исследования является система управления технологическим процессом компримирования природного газа, антипомпажное регулирование газового компрессора, а также методы определения степени падения эффективности ГПА и связанные с этим риски.

Задачи исследований, их место в выполнении научно-исследовательской работы в целом. В соответствии с поставленной целью, определены следующие задачи, которые необходимо решить в настоящей работе:

- выполнить анализ технологических проблем моделирования системы управления режимами работы ГПА и основных причин ухудшения состояния ГПА;
- разработать математические модели различных узлов системы, используемых в технологическом процессе компримирования природного газа, таких как газовый компрессор, газо-жидкостный сепаратор, охладитель, клапан, узлы сбора/разделения потоков. Вычисление основных параметров газа в каждой точке схемы компримирования и решение задачи распределения потока газа;
- разработать структуру среды моделирования системы управления основными режимами ГПА и внедрить стратегию антипомпажного регулирования для газового компрессора;
- разработать библиотечные элементы модели в виде отдельных модульных блоков. Реализовать разработанные алгоритмы вычислений в едином программном пакете и разработать приложение для моделирования режимов работы газоперекачивающего агрегата на их основе. Внедрить логику автоматического и ручного управления работой газоперекачивающего агрегата;
- проверить адекватность работы разработанного программного пакета на основе моделирования трёх основных режимов работы ГПА – запуск,

номинальный режим, останов. Сравнить адекватность полученных вычислений с результатами моделирования коммерческого программного пакета;

- на основе разработанного пакета моделирования провести исследование и разработать методики оперативного определения степени деградации осевого компрессора газотурбинного двигателя, разработать методику нахождения карты производительности центробежного нагнетателя при определённой степени деградации, определить основные риски, связанные с деградацией.

Методологическая база исследований. Поставленные задачи решались путём проведения теоретических и практических исследований. В ходе решения поставленных задач использовались теория автоматического управления, методы обработки данных, физические формулы по расчёту параметров газа, методы машинного обучения, а также теория и основные принципы работы газоперекачивающих агрегатов и газотурбинных двигателей.

Положения, выносимые на защиту. На защиту выносятся следующие положения:

1) разработанный программный пакет для моделирования режимов работы газоперекачивающего агрегата, учитывающий специфику работы антипомпажного регулятора, использование которого возможно в качестве тренажёра и модуля в общей системе управления, для оценки предпомпажных режимов и определения состояния центробежного нагнетателя;

2) методика формирования и нахождения объемного расхода газа на входе построенной схемы компримирования газа на основе поиска пропускных способностей узлов схемы, их поэлементного сравнения и определения текущего значения объемного расхода газа. Алгоритм расчета выходных значений давления, температуры и расхода газа центробежного нагнетателя, учитывающий компонентный состав газа, кривые производительности нагнетателя, а также процессы сжатия реального газа с использованием уравнения состояния Редлиха-Квонга;

3) методика оценки показателей эффективности ГПА, путём определения степени деградации осевого компрессора газотурбинного двигателя на основе учёта взаимосвязи мощности центробежного нагнетателя и удельного расхода топливного газа ГТД;

4) методика оценки показателей эффективности ГПА на основе нахождения карты производительности центробежного нагнетателя со степенью деградации и анализа связанных с деградацией рисков.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, пяти разделов основного содержания, заключения и приложений, библиографического списка из 96 наименований и содержит 131 страницу, 79 рисунков и 24 таблицы.

Ход работы будет организован в соответствии с последовательностью, изображенной на рисунке 1.

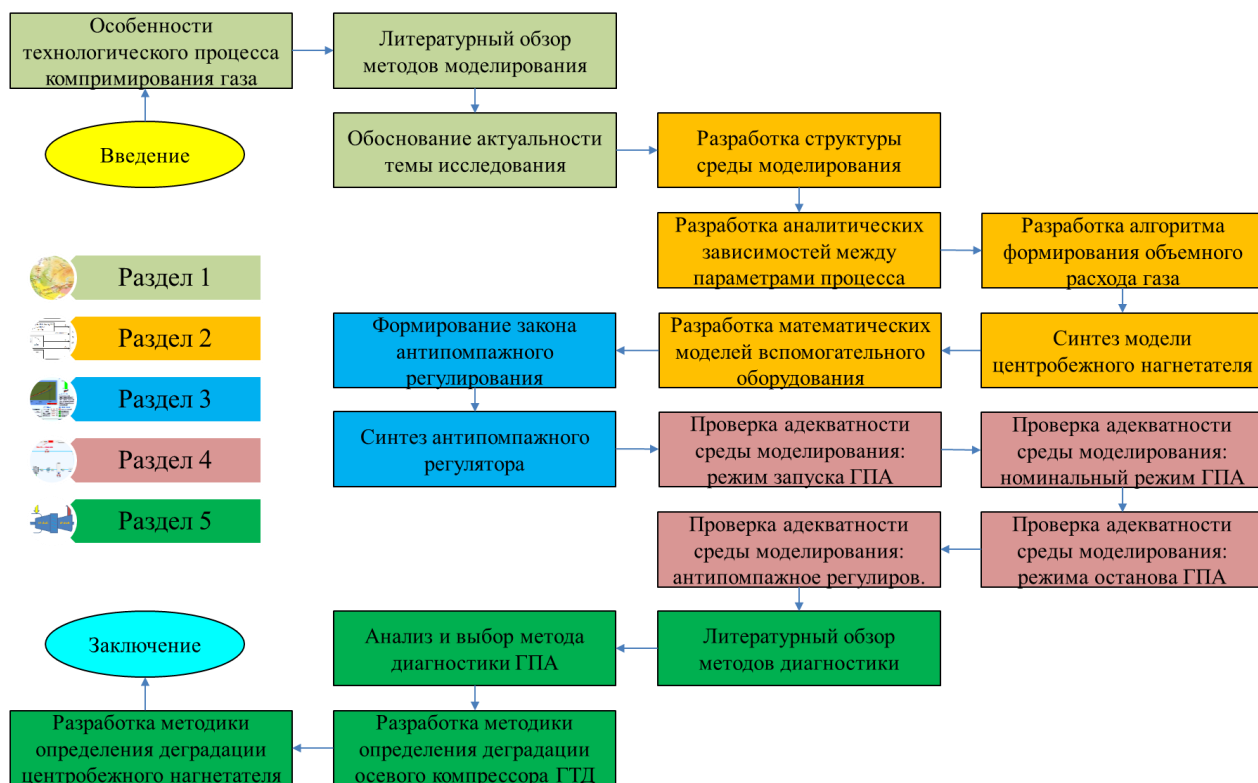


Рисунок 1 – Последовательность выполнения диссертационной работы

1 ХАРАКТЕРИСТИКА СОВРЕМЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ КОМПРИМИРОВАНИЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА КАК ОБЪЕКТА УПРАВЛЕНИЯ И РОЛЬ ГПА В ТРАНСПОРТЕ ГАЗА

Для реализации поставленной выше цели исследования, необходимо вначале рассмотреть особенности технологического процесса транспортировки и компримирования газа газоперекачивающим агрегатом, провести анализ современных методов моделирования данного технологического процесса, обосновать актуальность темы диссертационного исследования. В данном разделе приведен анализ технологии компримирования газа как объекта управления.

1.1 Использование природного газа в современном мире

Характерной чертой мировой нефтегазовой промышленности является увеличение потребления природных горючих газов. Это связано с тем, что газ является более экологически чистым и дешевым топливом, по сравнению с нефтепродуктами. Природный газ все чаще используется в транспортных средствах, на газовых электростанциях, в газохимии для производства крупнотоннажных базовых продуктов, таких как этилен и метанол, в металлургической и других отраслях промышленности и жилищного сектора. Согласно статистическому обзору мировой энергетики компанией British Petroleum [1, р. 47], потребление природного газа увеличивается в течение последних 50 лет (рисунок 1.1). Добыча и потребление природного газа растёт более высокими темпами, чем сопоставимые показатели для нефти. В связи с этим, значительной является роль газотранспортных сетей, где одним из основных элементов является газовая компрессорная станция. Технологическая схема компрессорной станции состоит из газоперекачивающего агрегата, газоочистных систем, газоохладительных установок и т.д.

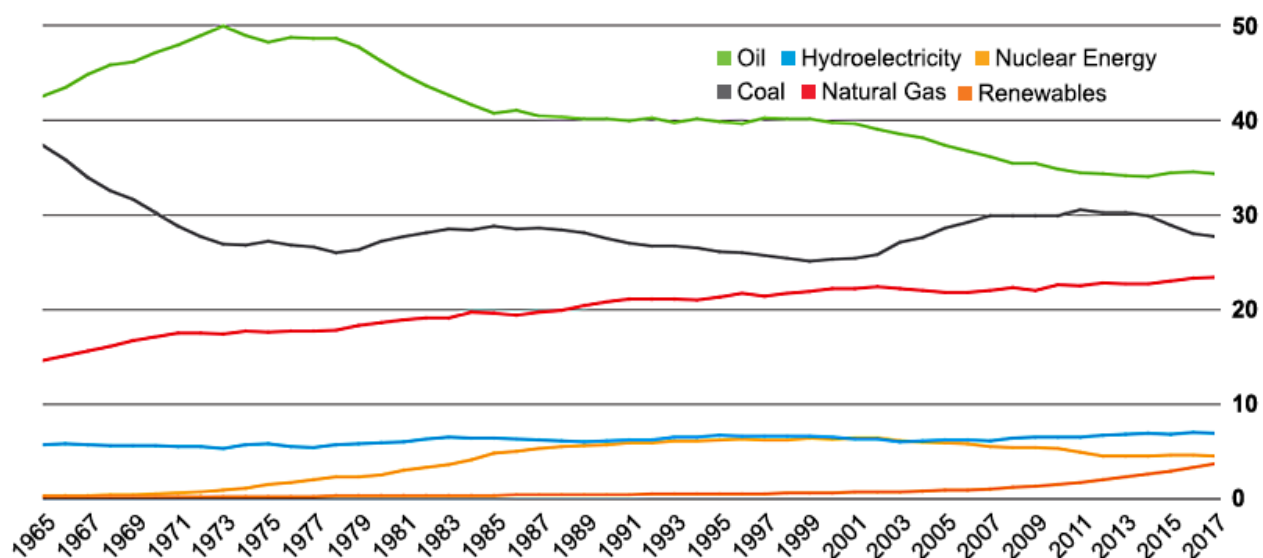


Рисунок 1.1 - Доля мирового потребления топлива в процентах

В отличие от нефтепродуктов или угля, использование природного газа в виде первичной энергии сопровождается меньшими выбросами углекислого газа и оксида азота, являющимися основными «парниковыми газами». Во время сгорания природный газ выделяет большое количество тепла, при этом образуется небольшое количество диоксида серы (SO_2) и оксидов азота (NO_x , в частности NO и NO_2). Горение природного газа сопровождается более низкими уровнями углекислого газа (CO_2), монооксида азота (CO), водяного пара и твердых частиц (также называемые мелкими частицами, представляющие собой крошечные вещества твердого или жидкого вещества, взвешенного в газе). В таблице 1.1 показаны статистические данные управления энергетической информации США по уровням выбросов топлива в фунтах загрязняющих веществ на миллиард БТЕ (Британская тепловая единица) энергопотребления ископаемого топлива [2]. Как видно из таблицы, показатели выбросов загрязнителей при использовании природного газа на порядок меньше чем при использовании других видов топлива.

Таблица 1.1 – Уровни выбросов загрязнителей ископаемым топливом (фунты на миллиард БТЕ энергии)

Загрязнитель	Ископаемое топливо		
	Природный газ	Нефть	Уголь
CO_2	117000	164000	208000
CO	40	33	208
NO_x	92	448	457
SO_2	1	1122	2591
Твердые частицы	7	84	2744
Ртуть	0.0	0.007	0.016

1.2 Основные типы газотранспортных систем

Основные источники природного газа и потребители, использующие газ, находятся на больших расстояниях друг от друга. Для транспортировки природного газа используются газораспределительные газопроводные сети, представляющие собой системы с тысячами километров газопроводов, компрессорные станции, распределительные и складские центры и многие другие устройства. Компрессорные станции являются одними из важных элементов распределительной сети, поскольку они работают при высоких давлениях и используют газоперекачивающие установки для подачи достаточного количества энергии для транспортировки газа на большие расстояния. Транспортировка природного газа является фундаментальной деятельностью газовой промышленности, связанной с перемещением газа соответствующими средствами, включая газопроводные системы.

За прошедшие годы, такие факторы как появление новых высокопрочных сплавов и методов сварки, экспоненциальное увеличение газопроводных сетей

по всему миру, сделали процесс транспортировки газа более экономически привлекательным. В результате появилась широкая область возможностей для увеличения прибыли от операционной деятельности. Несмотря на то, что для транспортировки природного газа могут применяться различные способы, общеизвестно, что газопроводы представляют собой наиболее экономичный способ транспортировки больших объемов газа. Существуют три основных типа газопроводных систем в зависимости от их назначения – это системы сбора, передачи и распределения [3, р. 28].

Системы сбора используются для доставки неочищенного природного газа из добывающих скважин на перерабатывающие заводы. Система сбора представляет собой сеть соединенных между собой газопроводов, основной целью которых является транспортировка большого количества природного газа от устьев скважин к объектам переработки или хранения. Линии сбора также служат для транспортировки природного газа от производственных или складских помещений к основным транспортным линиям для его окончательного распределения. Эти системы состоят из газопроводов с небольшим диаметром и длиной в несколько сотен метров. Они, как правило, проложены на глубине около 1 м и защищены специальными покрытиями. Сложная система сбора может состоять из тысяч километров труб, соединяющих более сотни скважин, расположенных в определенной области. Подводные газопроводы, которые собирают газ с глубоководных платформ, считаются одной из наиболее сложных систем сбора [11, р. 10].

Системы передачи транспортируют газ от источников к потребителям, которые могут находиться на больших расстояниях друг от друга. Системы транспортировки природного газа состоят из ряда различных устройств, таких как клапаны, регуляторы, газопроводы, компрессоры, соединительные узлы и др. Эти системы характеризуются длинными газопроводами с большим диаметром. Большие объемы природного газа обычно транспортируются с помощью компрессорных станций, установленных на равноудалённых расстояниях друг от друга. Основными потребителями газа могут быть заводы, электростанции, нефтехимические предприятия и др. В связи с постоянным увеличением потребителей природного газа, и в сочетании с нехваткой энергии, создаваемой промышленным и государственным секторами по всему миру, большое количество сложных реальных ситуаций, связанных с процессом транспортировки газа, делают данную область интересной для новых исследований [11, р. 11].

Распределительные системы - это системы, которые распределяют газ по жилым домам и деловым секторам. Функция газораспределительной системы заключается в локальном распределении природного газа между конечными потребителями. Эти системы делятся на основные и сервисные линии. Основные линии располагаются под улицами и шоссе; обычно они имеют диаметр от 5 до 40 сантиметров. Сервисные линии доставляют газ от магистральных линий напрямую к жилым, коммерческим и мелким промышленным потребителям. Эти линии обычно имеют диаметр 1-4 сантиметра, а их давление равно давлению

главной распределительной линии, к которой они подключены. Эти системы отличаются от систем транспортировки. Например, они состоят из соединенных между собой газопроводов, диаметр и длина которых меньше, чем у систем транспортировки. Также они представляют собой более простые системы, не имеющие больших клапанов, компрессоров или форсунок [11, р. 12].

Основными различиями между этими тремя системами являются физические свойства используемой трубы, такие как диаметр, жесткость, материал и т.д., а также характеристики максимального и минимального давления на входе и выходе.

В данной работе будет исследован основной элемент в системах передачи (транспортировки) газа – газоперекачивающие агрегаты.

1.3 Компоненты газотранспортной системы как объекта управления

Газотранспортные сети состоят из различных установок и единиц оборудования. Наиболее распространёнными системами, необходимыми для мониторинга, управления и регулирования потока природного газа [3, р. 30] являются:

- начальная станция, также известная как станция подачи, является точкой, в которой газотранспортная сеть снабжается газом для дальнейшей транспортировки. В данную категорию обычно входят обрабатывающие и складские помещения, а также основные компрессорные станции;

- узловые станции, также известные как станции вывода или терминалы. Эти станции в основном являются связями, например, с распределительными центрами, хранилищами, крупными потребителями;

- станции с запорным клапаном обеспечивают изоляцию любого сегмента сети в целях безопасности, эксплуатации или технического обслуживания. Эти станции расположены на определенных расстояниях в сети в зависимости от условий работы системы и характера траектории газопровода. Например, в системе транспортировки газа эти станции устанавливаются через каждые 30-50 км;

- станции регулирования - это те объекты, где давление на выходе контролируется оператором газопровода. Нижние и верхние границы входного и выходного давлений являются важными параметрами для конструкции регулирующей станции;

- вдоль газотранспортной системы можно найти точки ввода скребка. Эти объекты выполняют определенные функции с помощью контрольно-измерительных приборов. Данные устройства используются для очистки внутренней части газопровода и отслеживания утечек или аномалий, которые могут существовать в определенной точке газопровода;

- станции приёма, являются объектами, где линии передачи связаны с линиями распределения. В этих точках происходит понижение давления, для соответствия требованиям распределительной линии;

- для того, чтобы иметь доступ к удаленной работе газотранспортной системы, необходим центр связи и управления, известный как главная

диспетчерская. Этот центр удаленно связан с большим количеством полевых устройств, которые установлены в определенных точках сети. Все данные, измеренные этими устройствами, собираются в локальном удаленном оконечном устройстве (Remote Terminal Unit, RTU) и передаются в режиме реального времени в центр связи.

Компрессорная станция в основном служит двум целям: она обеспечивает давление и энергию, необходимые для поддержания движения газа по транспортной магистрали и уменьшает расстояние между молекулами природного газа, тем самым увеличивая его количественный состав, который может транспортироваться в газопроводе данного размера. Компрессорные станции представляют собой системы, используемые во всех процессах транспортировки газа, включая добычу, повторную закачку, сбор, транспортировку и распределение.

Как показано на рисунке 1.2, основными элементами любой компрессорной станции являются газовый компрессор (центробежный нагнетатель), привод, система фильтрации, система охлаждения, система смазки, трубная обвязка, система топливного газа. Природный газ поступает в компрессорную станцию по газопроводу и проходит систему очистки, в процессе которого удалятся жидкости и твердые частицы, которые могут находиться в газовом потоке. После процедуры очистки природный газ направляется в отдельные газоперекачивающие агрегаты через дополнительные трубопроводы. Система управления регулирует расход и количество работающих газоперекачивающих агрегатов, необходимых для транспортировки запланированных объемов газа. Большинство газоперекачивающих агрегатов работает параллельно, при этом отдельные газоперекачивающие агрегаты обеспечивают необходимое дополнительное давление, перед подачей газа обратно в газопровод. Когда требуется высокая степень повышения давления, несколько компрессорных агрегатов могут работать последовательно для достижения желаемого давления.

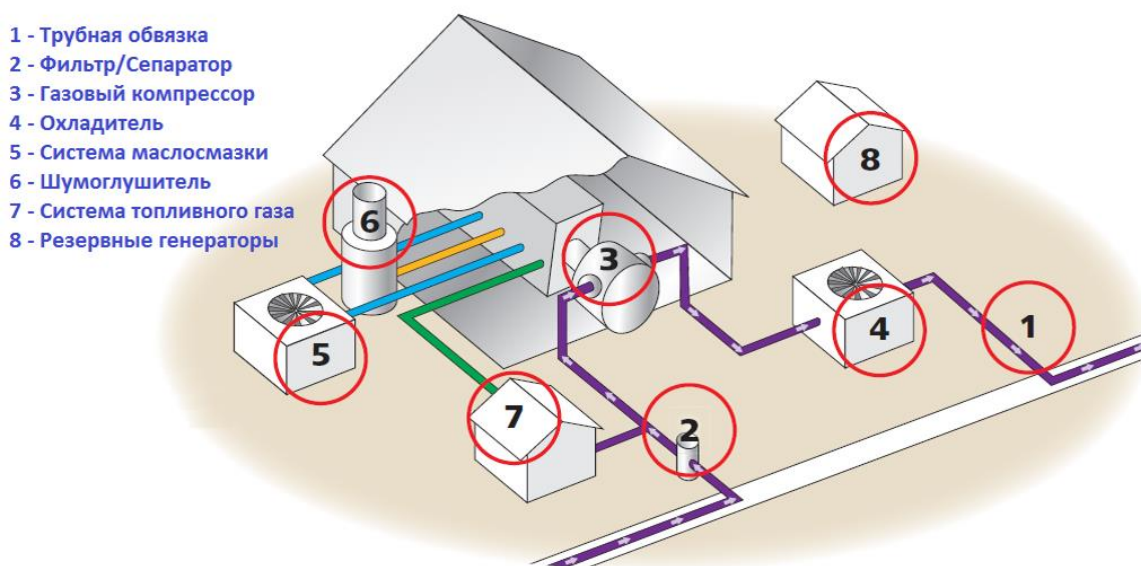


Рисунок 1.2 – Основные элементы компрессорной станции

Компрессоры подвержены такому явлению как помпаж, который способен привести к катастрофическим повреждениям газового компрессора. Ввиду этого, контроллер защиты от помпажа является одним из наиболее важных элементов управления газовым компрессором. Контроллер управляет рециркуляционным клапаном для предотвращения достижения рабочей точкой компрессора предела помпажа, в то же время, поддерживая другие переменные процесса в безопасных или приемлемых пределах. Подробнее об основных свойствах антипомпажного регулятора информация приведена в разделе 3.

Поскольку природный газ сжимается, его температура повышается. Большинство компрессорных станций имеют систему воздушного охлаждения газа. На станции может быть один или несколько отдельных компрессорных агрегатов, которые могут находиться на открытом воздухе или размещаться в укрытии, для облегчения технического обслуживания и звукоизоляции. Более новые агрегаты зачастую размещаются по одному на здание, но и в одном большом здании могут располагаться по несколько агрегатов. Для каждого ГПА обычно используются изолированные стены, экранированные выхлопные системы и передовые технологии вентиляции, в связи с местными, государственными или федеральными нормами, требующими снижения уровня загрязнений и уровня шума.

В газовой промышленности находят применение различные типы компрессорных агрегатов. В системах транспортных газопроводов наиболее широко используются поршневые, роторные и центробежные компрессоры.

Поршневой компрессор - это машина с принудительным вытеснением, которая увеличивает давление газа в замкнутом пространстве. Сжимающий элемент представляет собой поршень, совершающий возвратно-поступательное движение в цилиндре. Впускной газ поступает во всасывающий коллектор, затем поступает в компрессионный цилиндр, где он сжимается поршнем, приводимым в движение возвратно-поступательным движением через коленчатый вал, и затем выпускается.

Центробежный компрессор (нагнетатель) представляет собой компрессор, который использует вращающийся диск или рабочее колесо для нагнетания газа и увеличения его скорости, и диффузор для преобразования этой скорости в энергию давления. Центробежные компрессоры ускоряют скорость газа, а затем замедляют ее, чтобы преобразовать кинетическую энергию газа в потенциальную энергию. Основными элементами центробежного компрессора являются рабочее колесо, диффузор и коллектор/улитка. Газ поступает в компрессор в осевом направлении относительно приводного вала. Дважды изогнутые лопасти рабочего колеса соединены с приводным валом, который вращает рабочее колесо с высокой скоростью. Лопасти рабочего колеса увеличивают скорость газа. Затем газ попадает в диффузор, где скорость уменьшается, а статическое давление увеличивается. После выхода из диффузора, газ собирается улиткой и направляется к выходу. Центробежные компрессоры могут состоять из нескольких рабочих колёс и диффузоров. Они называются многоступенчатыми компрессорами. Многоступенчатый

компрессор можно рассматривать как серию одноступенчатых компрессоров, соединенных с одним и тем же приводным валом.

Еще одним видом компрессоров является роторный компрессор, представляющий собой группу машин с принудительным смещением, который имеет центральный вращающийся ротор и ряд лопастей. Роторные компрессоры имеют ряд общих характеристик, даже несмотря на различия в конструкции. В отличие от поршневых компрессоров, роторные компрессоры не используют клапаны для перемещения газа через машину. По сравнению с поршневыми компрессорами, роторные компрессоры легче в весе и подвержены меньшим вибрациям. Используются конструкции как с одним, так и с несколькими роторами. Конструкция ротора является основным элементом, который отличает различные типы роторных компрессоров. Роторный компрессор получает свою герметизирующую способность от вращающегося компонента. Данные устройства компактны, относительно недороги и требуют меньших затрат по части сервисного обслуживания. В роторном компрессоре давление газа увеличивается за счет захвата его между лопастями, которые уменьшают его в объеме.

Данная работа посвящена моделированию и исследованию режимов работы центробежного газового компрессора.

1.4 Магистральные газопроводы Казахстана

В середине прошлого столетия на территории нашей страны начали закладываться основы современной газотранспортной системы. На сегодняшний день по территории Казахстана проходят два из трех самых длинных магистральных газопровода (МГ) в мире. Таковыми являются газопровод «Туркмения – Китай» общей длиной в 7000 километров и газопровод «Средняя Азия – Центр», протяженность которого составляет 5000 километров. МГ «Туркмения – Китай» проходит по территории таких стран как Туркмения, Узбекистан, Казахстан (более 1900 км), Китай (более 4500 км). Часть газопровода, проходящая по территории Казахстана, носит название газопровод Казахстан – Китай. Согласно данным компании КазТрансГаз [4], стоимость данного проекта составляет 7 млрд долларов, а проектная мощность МГ порядка 55 млрд.м³ в год. На рисунке 1.3 показана карта магистральных газопроводов, проходящих по территории Казахстана.

Третьим по протяженности газопроводом в мире является МГ «Средняя Азия – Центр». Данный МГ проходит по территории четырех стран. По ряду соглашений между странами участниками данного проекта, заполнением и закупкой МГ занимаются Узбекистан и Туркменистан, а осуществляют транзит Россия и Казахстан. Строительство первой очереди было окончено в 1967 году. На сегодняшний день САЦ представляет собой многониточную систему МГ с пропускной способностью порядка 80 млрд.м³ в год.

Общая протяженность МГ в Казахстане составляет более 19000 километров, с работающими 56 компрессорными станциями (КС) и установленными 316 газоперекачивающими агрегатами (ГПА).

За последние годы газовая инфраструктура Казахстана подверглась значительной модернизации. В конце прошлого года завершилось строительство линейной части газопровода Бейнеу – Бозой (311 км), являющейся частью МГ «Бейнеу – Шымкент». Данный МГ проходит по территориям Актыубинской, Мангистауской, Кызылординской и Южно-Казахстанской областей, протяженность газопровода составляет 1477 км с диаметром трубы в 1067 мм. Данный МГ является крупнейшим газопроводным проектом за историю независимости республики. МГ призван сыграть стратегическую роль в обеспечении южных регионов страны природным газом и повышении энергетической безопасности страны в целом.

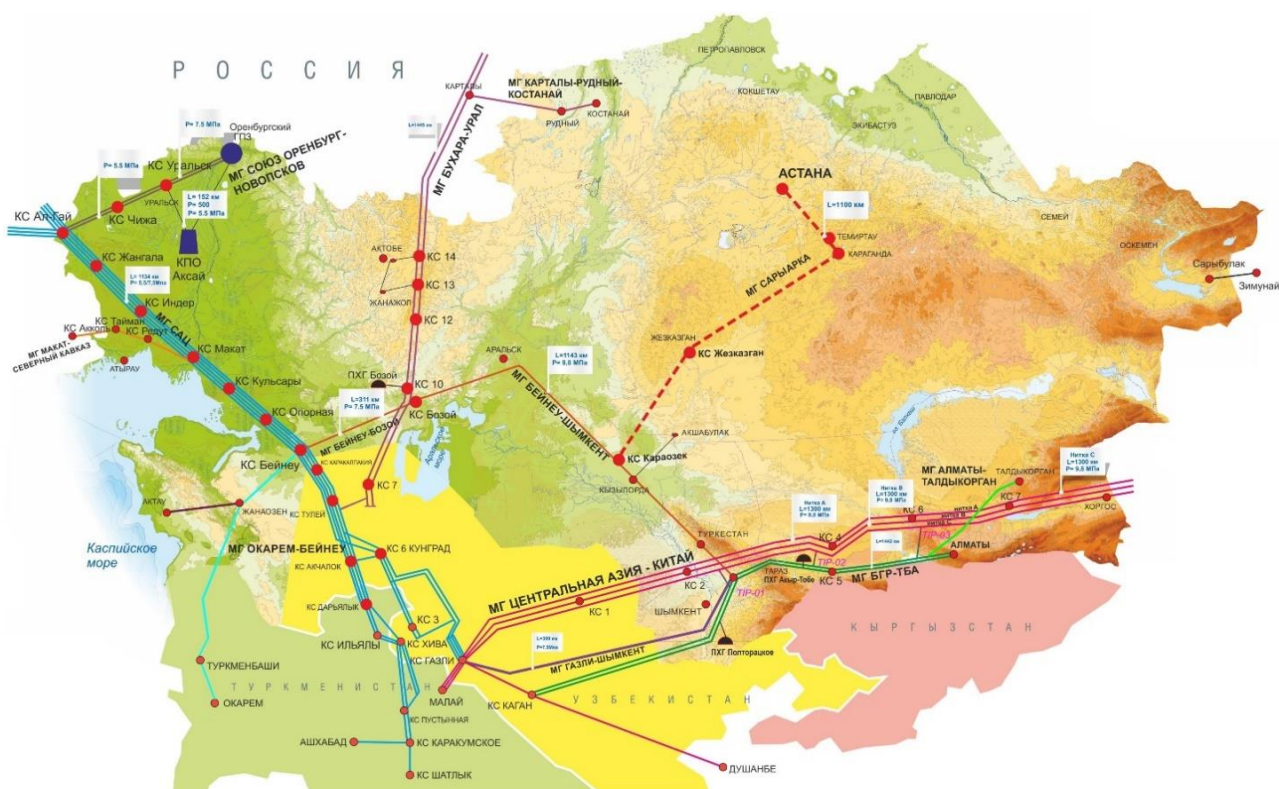


Рисунок 1.3 – Магистральные газопроводы Казахстана

Также Казахстан предоставляет важный транспортный коридор МГ «Туркмения – Китай», максимально воспользовавшись транзитным потенциалом за счёт ввода в эксплуатацию новых КС с новейшими поколениями ГПА. Это позволяет получать максимальную выгоду для страны.

В рамках данной работы для апробации предложенных методик по определению деградации осевого компрессора ГТД и центробежного нагнетателя будут использованы данные с компрессорных станций, расположенных на территории Республики Казахстан.

1.5 Обзор методов моделирования системы управления компримированием природного газа

Центробежные газовые компрессоры широко используются во многих отраслях промышленности. Из года в год растущие тренды соотношения давления в ступени с дополнительными увеличенными аэродинамическими нагрузками привели к снижению стабильных рабочих диапазонов центробежного компрессора [12]. Были предложены различные способы для улучшения производительности компрессоров. Peng-Fei Zhao и др. [13] провели нестационарное моделирование, чтобы исследовать аэродинамические характеристики центробежного газового компрессора. Влияние диффузора с изменяемой геометрией на рабочий диапазон и производительность центробежного компрессора изучалось в работе [14]. В экспериментальных исследованиях, проведенных Sara Budinis и Nina F. Thornhil [15] по регулированию помпажа предложены методы выбора конфигурации линии рециркуляции. Aurelien Marsan и др. [16] оценили возможность задержки помпажа, используя технику пограничного слоя на входе компрессора. Результаты исследований по разработке модели ступени радиального компрессора описаны в источнике [17]. В последние годы были предложены различные методы управления с прогнозирующими моделями. K.Jones и др. [18] предложили распределенный метод управления с прогнозирующими моделями. Одна из основных проблем современных газокomppressorных станций связана с регулированием помпажа системы с несколькими компрессорами. Исследования, проведенные Hashem Imani и др. [19], представили новую децентрализованную схему управления с прогнозирующими моделями для нескольких компрессоров, работающих параллельно. Квазиодномерный инструмент численного моделирования был представлен в работе [20]. Контроллер планирования усиления для нелинейного центробежного компрессора описан в работе N.Tengesdal [21].

В литературных источниках имеются различные модели для описания динамики внутри газокomppressorной станции [22-24]. На протяжении многих лет проводилось численное моделирование сетевых систем газопроводов с целью определения оптимальных эксплуатационных параметров для данных сетей [25-28]. Новые методы численных и экспериментальных исследований были представлены в источниках [29-33]. Методы, приведенные в работах [34, 35], описывают разработку среды для моделирования газокomppressorной станции без акцента на антипомпажной системе управления.

Помпаж и высокая вибрация являются причиной аварийного останова газоперекачивающего агрегата в 20-25% случаях [36]. Оценка и последствия помпажа на основе эмпирических аналитических моделей исследовались в различных работах [37-41]. Однако изучение и риски возникновения помпажа требуют изучения для каждого случая отдельно, так как каждый газовый компрессор имеет свои собственные помпажные характеристики.

В работе [42] изложены данные по обследованию 500 компрессорных установок, по результатам представлены основные причины отказов, происходящих при работе центробежных нагнетателей (рисунок 1.4).

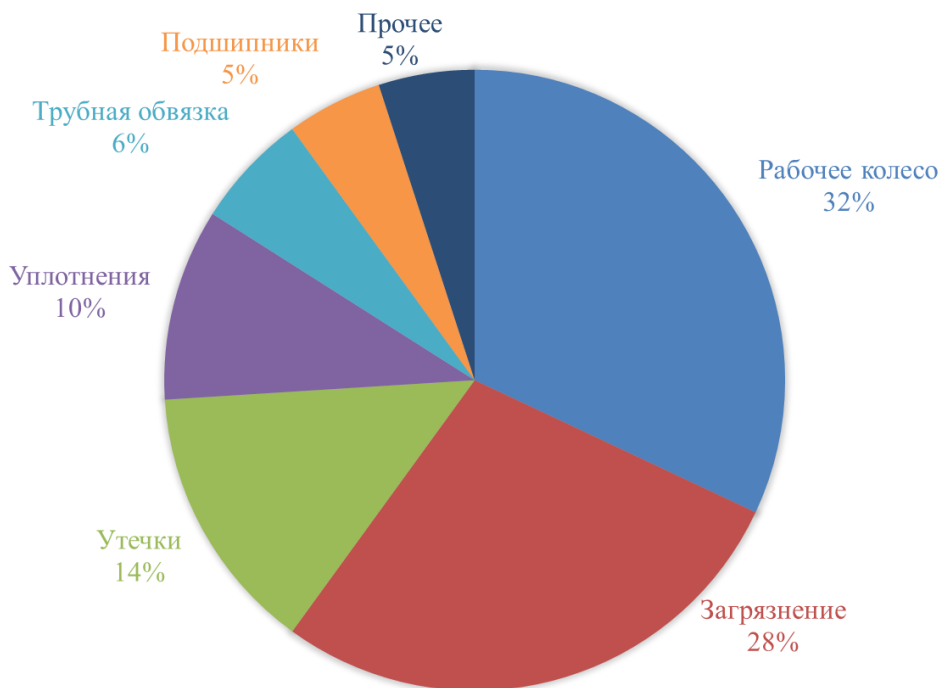


Рисунок 1.4 – Причины отказов центробежного нагнетателя

Согласно представленным данным на рисунке 1.4, основными причинами отказов являются проблемы с рабочим колесом (32%). Но почти треть всех отказов (28%) связаны с загрязнением лопаток компрессора. Ввиду этого, своевременное обнаружение падения эффективности из-за загрязнения лопаток позволит снизить количество аварийных остановов и повысить эффективность работы компрессора.

Выводы по первому разделу

В первом разделе приведено описание технологического процесса компримирования природного газа на современных компрессорных станциях, как объекта управления. Описываются основные типы газопроводных систем, основные отличия между ними и принципы работы систем компримирования природного газа. Дано описание состоянию газотранспортных сетей в Республике Казахстан. Представлен обзор методов и средств систем моделирования. По результатам первого раздела, моделирование, исследование режимов работы и системы управления ГПА являются актуальными задачами исследования. Ввиду того, что многие современные коммерческие пакеты моделирования предназначены для широкого круга технологических процессов и не учитывают многих факторов, связанных с системами управления на местах, задача разработки программной среды для моделирования режимов работы ГПА является обоснованной.

2 РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОГРАММНОЙ СРЕДЫ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ГПА

В предыдущем разделе была дана характеристика технологии компримирования газа как объекта управления и обоснована актуальность темы диссертационной работы. В данном разделе будет дано описание разработанной математической модели газоперекачивающего агрегата и сопутствующего оборудования, такого как охладитель, газожидкостный сепаратор, газовый клапан, газовая труба, узлы для разделения/объединения потоков газа, двигатель. В подразделах ниже, описаны методы расчета и дана информация о том, как они были реализованы в приложении.

2.1 Постановка задачи моделирования

Постановка задачи моделирования является отправной точкой при разработке системы моделирования. Пусть, технологический процесс компримирования газа представлен схематически, как на рисунке 2.1. В технологический процесс входят все типы оборудования, такие как клапаны, охладители, компрессоры и т.д. Как упоминалось ранее, под компримированием понимается повышение давления газа, при этом меняются и другие параметры газа (температура, плотность, объемный расход).

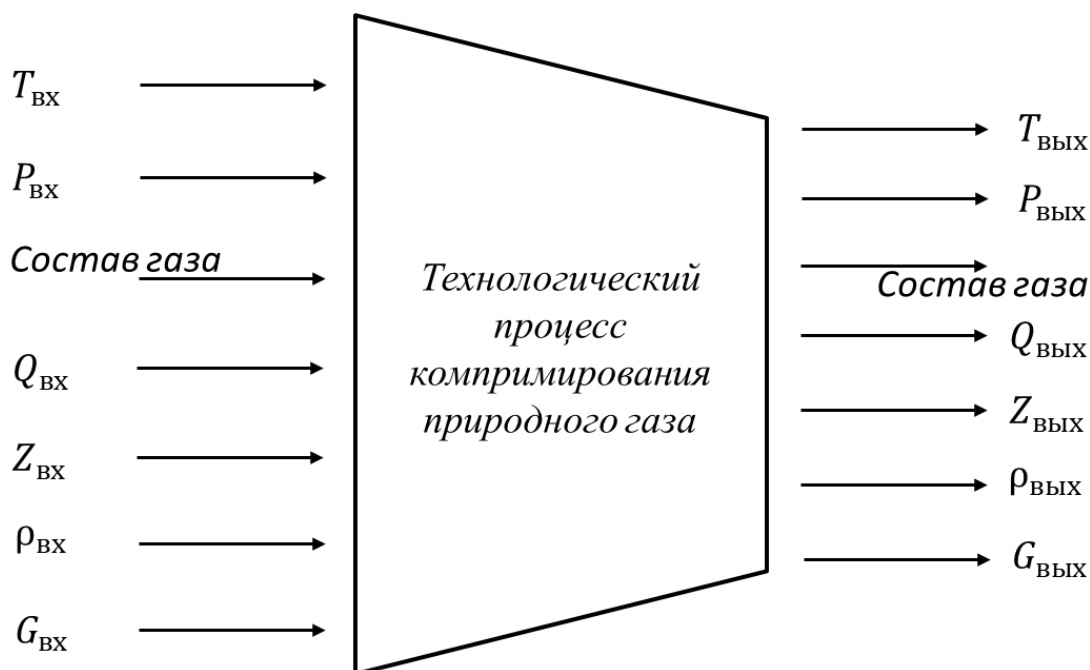


Рисунок 2.1 – Переменные процесса моделирования

Определение основных переменных процесса:

- входами процесса будут являться температура газа на входе – $T_{ВХ}$, давление газа на входе – $P_{ВХ}$, компонентный состав газа;
- расход газа $Q_{ВХ}$ является неизвестным параметром, который нужно определять в каждый момент времени;

- величина сжимаемости газа – $Z_{\text{ВХ}}$, плотность газа – $\rho_{\text{ВХ}}$ и массовый расход газа на входе – $G_{\text{ВХ}}$ рассчитываются аналитическим методом после определения объемного расхода газа на входе – $Q_{\text{ВХ}}$;

- выходными параметрами являются температура газа на выходе – $T_{\text{ВЫХ}}$, давление газа на выходе – $P_{\text{ВЫХ}}$, объемный расход газа на выходе – $Q_{\text{ВЫХ}}$, величина сжимаемости газа на выходе – $Z_{\text{ВЫХ}}$, плотность газа на выходе – $\rho_{\text{ВЫХ}}$, массовый расход газа на выходе – $G_{\text{ВЫХ}}$. Все выходные параметры рассчитываются аналитическим методом после определения всех параметров на входе;

Тогда задача моделирования будет поставлена следующим образом: для технологического процесса компримирования газа, при заданных входных значениях температуры, давления, компонентного состава газа:

- разработать структуру среды моделирования и реализовать её программно;

- разработать алгоритм определения объемного расхода газа на входе в модель;

- определить аналитическую зависимость между переменными процесса, рассчитать степень сжимаемости газа, плотность газа и массовый расход газа на входе;

- для каждого типа оборудования определить аналитические зависимости между входами и выходами, в зависимости от специфических параметров оборудования (кривые производительности компрессора, пропускная способность клапана и т.д.);

- при условии, что массовый расход газа на входе и выходе равны, рассчитать выходные значения температуры, давления, степени сжатия, объемного расхода и плотности газа.

В нижеследующих пунктах данного раздела представлено подробное описание того, как решалась поставленная задача моделирования технологического процесса компримирования газа.

2.2 Разработка структуры среды моделирования

Моделирование позволяет лучше проектировать, оптимизировать и управлять процессом. Одним из первых этапов решения задачи моделирования технологического процесса компримирования газа является разработка структуры среды моделирования и её дальнейшая программная реализация. Технологический процесс компримирования газа не является статическим, вследствие чего возникает необходимость разработки программной среды для моделирования динамических процессов. Разработанная структура процесса моделирования представлена на рисунке 2.2. Согласно этой структуре, программная среда состоит из трёх основных модулей: модуля генерации модели, модуля моделирования, модуля исполнения. Также структура учитывает требования к системе управления, требования к перечню оборудования, результаты моделирования.

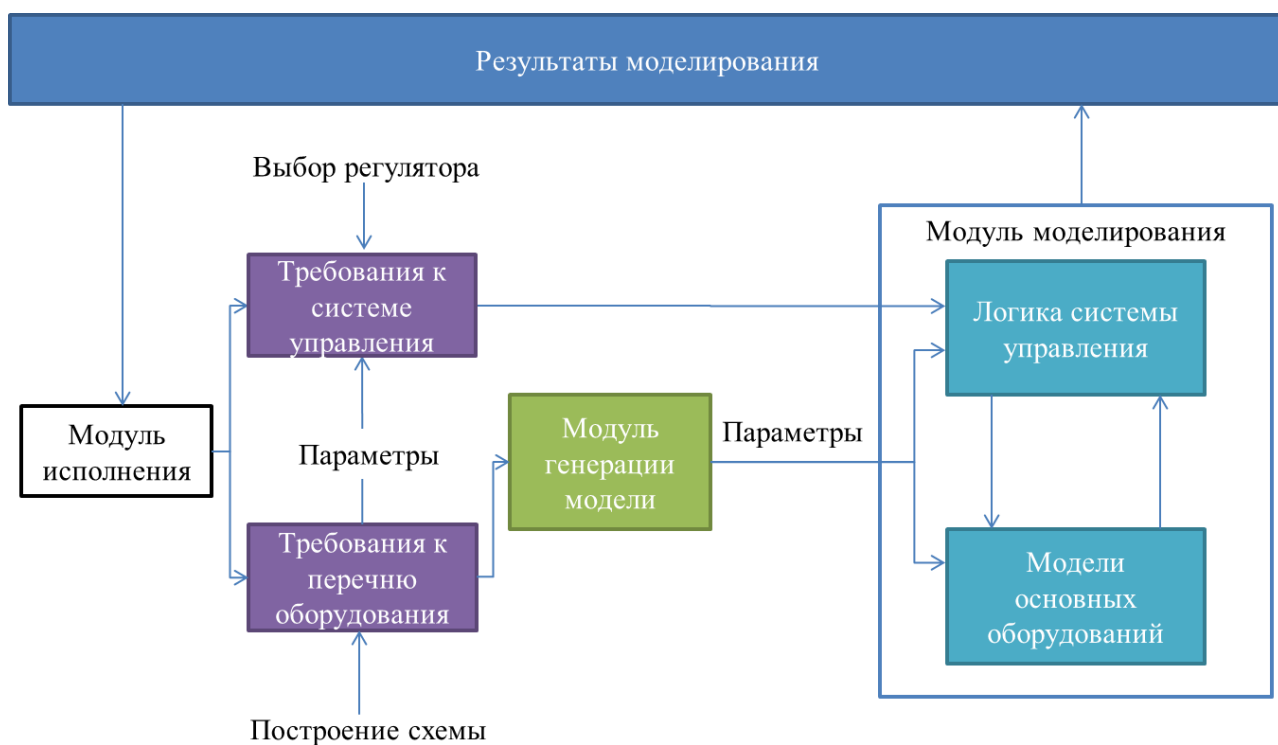


Рисунок 2.2 – Общая структура процесса моделирования в разработанном программном пакете моделирования

Прежде чем приступить к непосредственному моделированию, необходимо построить схему компримирования газа, задать параметры газа на входе в модель (давление газа, температура газа, компонентный состав) и все необходимые параметры для выбранного перечня оборудования, к примеру, кривые производительности газового компрессора, антипомпажные линии защиты, пропускную способность клапанов, параметры охладителя и т.д. Необходимым является задание требований к системе управления: выбор параметров регулирования, задание критериев управления. После этого модуль генерации модели создаст схему моделирования и передаст все параметры в модуль моделирования.

Модуль моделирования состоит из двух основных блоков:

- математических моделей основного оборудования;
- логики системы управления.

Блок основного оборудования включает модели таких элементов как одноступенчатый газовый компрессор, газо-жидкостный сепаратор, охладитель, газовый клапан, модель трубы, узел слияния потоков, узел разделения потоков, антипомпажный клапан. Модели основного оборудования реализованы в виде библиотечных элементов, включающие необходимые математические вычисления по параметрам газа.

Модуль исполнения является основным движком приложения, задачей которого является обновление результатов моделирования и их передача модулю моделирования с учетом требований к системе управления и схеме моделирования.

2.3 Определение аналитических зависимостей между основными параметрами процесса

Важной частью расчетов при моделировании режимов работы газового компрессора является распределение потока и соблюдение закона сохранения массы. Для решения этих задач в разработанном программном обеспечении была применена модель гидравлических контуров, основанная на законах Кирхгофа и уравнении состояния Редлиха-Квонга. Гидравлический контур состоит из узлов и ответвлений, соединяющих их. Узлы - это точки, в которых соблюдаются законы сохранения массы и энергии. Каждая ветвь характеризуется своим собственным законом, связывающим перепад давления на этой ветке с расходом газа. В модели, в каждый момент времени выполняются два закона Кирхгофа, применяемые для расчета электрических сетей. Данные законы выполняются в разработанной модели благодаря совершенной аналогии процессов протекания тока в проводящих средах и газа в гидравлических системах, эти два процесса описываются одними и теми же уравнениями. Поток распределяется по узлам схемы на основе первого закона Кирхгофа:

$$\sum_{i=1}^n G_i = 0, \quad (2.1)$$

где G - массовый расход газа, [кг/сек]; i – номер потока; n – число всех потоков в узле. Этот закон, применяемый для расчета гидравлических систем, устанавливает равенство притока и оттока среды в каждом узле, для этого требуется соблюдение уравнения баланса расходов потока (рисунок 2.3), в случаях смешивания и разделения потоков. Для случая смешивания потока газа, объемные и массовые расходы потока газа на выходе узла равны сумме входных. Для случая разделения потока газа, объемный и массовый расходы на входе делятся на пропускную способность выходных линий. Второй закон Кирхгофа гласит, что сумма падений давления на элементах контура должна быть равна нулю:

$$\sum_{i=1}^n \Delta P_i = 0, \quad (2.2)$$

где ΔP – перепад давления на элементе, [Па]; i – номер элемента; n – число всех элементов в контуре.

Это означает, что массовый расход газа на входе в контур должен быть равен массовому расходу на его выходе, и для любого элемента внутри контура массовый расход на входе и выходе должен быть одинаковым. Входными параметрами для разработанной среды моделирования являются входные значения давления, температуры, состава газа. Вычисление объемного расхода газа описано в главе 2.4.

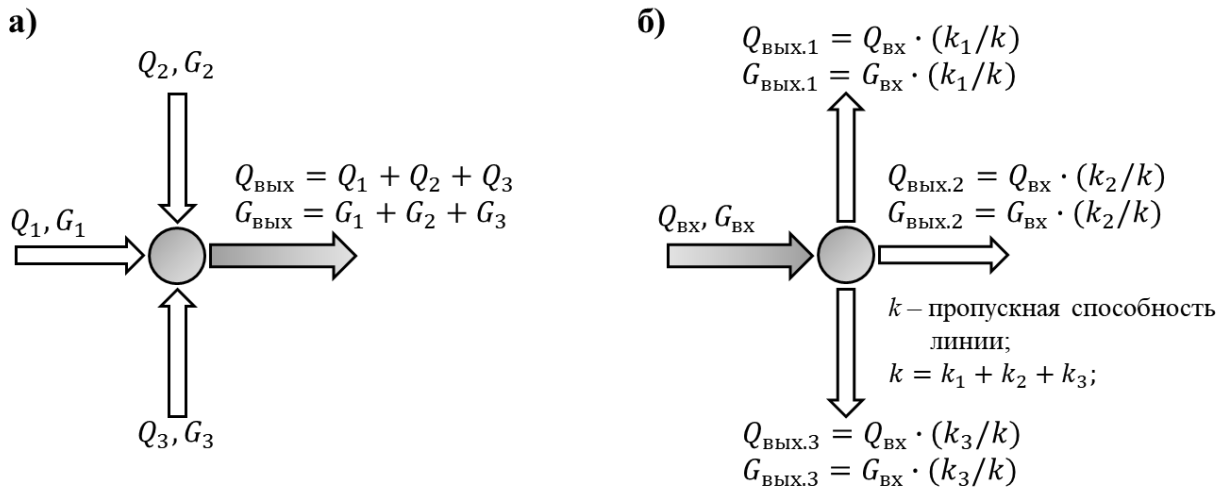


Рисунок 2.3 - Распределение потока в узлах схемы по первому закону Кирхгофа: а) – смешивание потоков; б) – разделение потоков

На основании этих параметров рассчитываются другие неизвестные значения. Массовый расход рассчитывается в разработанном программном обеспечении как произведение объемного расхода и плотности газа:

$$G = Q \cdot \rho, \quad (2.3)$$

где G – массовый расход газа, [кг/сек]; Q – объемный расход, [м³/сек]; ρ – плотность газа, [кг/м³].

Неизвестным параметром для уравнения (2.3) является плотность газа, зависящая от давления, температуры, степени сжатия, молекулярной массы:

$$\rho = \frac{P \cdot MW}{Z \cdot R \cdot T}, \quad (2.4)$$

где P – давление газа, [Па]; MW – молекулярная масса газа, [кг/моль]; Z – степень сжатия газа, [-]; R – Универсальная газовая постоянная, [Дж/(моль·К)]; T – температура газа, [°К];

Значения давления, температуры, сжимаемости и молекулярной массы газа берутся на входе или выходе в зависимости от того, где рассчитывается плотность. В формуле (2.4) все параметры для расчета плотности газа являются известными за исключением коэффициента сжимаемости газа, Z .

Чтобы рассчитать коэффициент сжимаемости и выполнить баланс масс, используется уравнение состояния Редлиха-Квонга [43], выраженное следующим уравнением:

$$P = \frac{RT}{V - b} - \frac{a}{V(V + b)T^{0.5}}, \quad (2.5)$$

где V – Молярный объём газа, [л/г-моль]; пары коэффициентов a , b зависят от критической температуры и давления газовой смеси:

$$a = 0.42747 \left(\frac{R^2 T_c^{2/5}}{P_c} \right), \quad (2.6)$$

$$b = 0.08664 \left(\frac{R T_c}{P_c} \right), \quad (2.7)$$

где T_c – критическая температура газа, [°K]; P_c – критическое давление газа, [Па].

Уравнение состояния описывает соотношение между давлением, температурой и плотностью газа. Коэффициент сжимаемости Z добавляется в уравнение, когда поведение газа отличается от закона идеального газа.

В соответствии с уравнением состояния, коэффициент сжимаемости может быть рассчитан с использованием известных значений давления газа, температуры, критического давления газа и критической температуры газа. Критическое давление и температура газа для газовой смеси зависят от компонентного состава газа:

$$T_c = y_A T_{cA} + y_B T_{cB} + y_C T_{cC} + \dots, \quad (2.8)$$

$$P_c = y_A P_{cA} + y_B P_{cB} + y_C P_{cC} + \dots, \quad (2.9)$$

где T_c и P_c - критические температура и давление газа; y_A , y_B , $y_C \dots$ являются мольными долями компонент А, В, С, ... в газовой смеси.

Если исключить V из уравнения (2.5) и записать его в виде кубического уравнения для коэффициента сжимаемости Z , получим уравнение следующего вида:

$$f(Z) = Z^3 - Z^2 - qr - r = 0, \quad (2.10)$$

где коэффициенты q и r рассчитываются согласно нижеследующим формулам:

$$r = A^2 B, \quad (2.11)$$

$$q = B^2 + B - A^2, \quad (2.12)$$

$$A^2 = 0.42747 \left(\frac{P_r}{T_r^{2.5}} \right), \quad (2.13)$$

$$B = 0.08664 \left(\frac{P_r}{T_r} \right), \quad (2.14)$$

$$P_r = \frac{P}{P_c}, \quad (2.15)$$

$$T_r = \frac{T}{T_c}. \quad (2.16)$$

Если не рассматривать комплексные корни уравнения (2.10), то решение уравнения можно найти аналитическим методом [28] в соответствии с алгоритмом 2.1:

Алгоритм 2.1 – Расчёт коэффициента сжимаемости

Шаг 1. Первый этап – это расчёт значения C , связывающего коэффициенты q и r :

$$C = \left(\frac{f}{3} \right)^3 + \left(\frac{g}{2} \right)^2, \quad (2.17)$$

где

$$f = \frac{-3q - 1}{3}, \quad (2.18)$$

$$g = \frac{-27r - 9q - 2}{27}. \quad (2.19)$$

Шаг 2. Если $C > 0$, тогда имеется один вещественный корень уравнения:

$$Z = D + E + \frac{1}{3}, \quad (2.20)$$

где

$$D = \sqrt[3]{-\frac{g}{2} + \sqrt{C}}, \quad (2.21)$$

$$E = \sqrt[3]{-\frac{g}{2} - \sqrt{C}}. \quad (2.22)$$

Шаг 3. Если $C < 0$, тогда имеются три вещественных корня:

$$Z_k = 2 \cdot \sqrt{\frac{-f}{3}} \cos \left[\left(\frac{\varphi}{3} \right) + \frac{2\pi(k-1)}{3} \right] + \frac{1}{3}, \quad (2.23)$$

где $k = 1, 2, 3$;

$$\varphi = a \cdot \cos \sqrt{\frac{\frac{g^2}{4}}{-\frac{f^3}{27}}} . \quad (2.24)$$

Для значений $T_r \geq 10$, два из трёх корней будут отрицательными. В общем случае, выбирался максимальный положительный Z_k .

2.4 Разработка алгоритма формирования объемного расхода газа

Как упомянуто выше, на входе каждого элемента известными параметрами являются состав газа, температура, давление и объемный расход. Температура, давление и состав газа на входе в систему задаются пользователем через диалоговые окна. Но значение объемного расхода газа является неизвестным параметром и возникает задача его определения. Ниже описывается методика нахождения объемного расхода газа, показанная на примере одноступенчатой схемы компримирования газа.

В предлагаемой методике, объемный расход газа зависит от пропускных способностей каждого элемента в созданной схеме компримирования, которые сравниваются друг с другом, а минимальное значение и определяет объемный расход на входе в систему. Рисунок 2.4 показывает пример того, как объемный расход формируется для схемы с одноступенчатым газовым компрессором и линией рециркуляции.

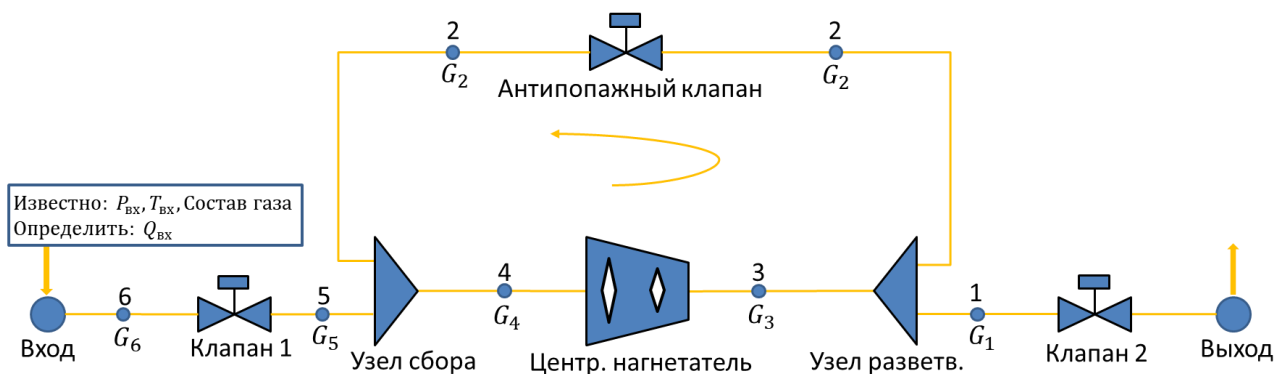


Рисунок 2.4 – Схема формирования объемного расхода газа для одноступенчатого газового компрессора с линией рециркуляции

Рассмотрим алгоритм нахождения объемного расхода газа для одноступенчатого контура сжатия, изображенного на рисунке 2.4. В контуре имеются следующие элементы: точки входа и выхода газа, клапаны, узел сбора потока газа, узел разветвления потока газа, центробежный нагнетатель, линия рециркуляции с антипомпажным клапаном.

Алгоритм 2.2 – Определение объемного расхода газа на входе в систему

Шаг 1. Нахождение пропускных способностей элементов следует начать с конца и двигаться к началу схемы. Последним элементом в схеме, влияющим на

пропускную способность является Клапан 2. Поэтому пропускная способность в точке 1 будет определена как пропускная способность Клапана 2:

$$G_1 = Vlv_{2cap}, \quad (2.25)$$

где G_1 – массовый расход газа, [кг/сек]; Vlv_{2cap} – массовый расход газа через Клапан 2, который может быть вычислен в соответствии с формулой (2.41) ниже.

Шаг 2. Определение пропускной способности через линию рециркуляции:

$$G_2 = Vlv_{3cap}, \quad (2.26)$$

где G_2 – массовый расход газа, [кг/сек]; Vlv_{3cap} – массовый расход газа через антипомпажный клапан, который может быть вычислен в соответствии с формулой (2.41) ниже.

Шаг 3. Пропускная способность на входе узла разветвления (точка 3) складывается из пропускных способностей каждой из отходящих ветвей:

$$G_3 = G_1 + G_2. \quad (2.27)$$

Шаг 4. В зависимости от скорости центробежного нагнетателя меняется и его пропускная способность. Поэтому массовый расход в точке 4 определяется как минимальное значение пропускной способности в точке 3 и расхода через центробежный нагнетатель:

$$G_4 = \min(Comp_{cap}, G_3), \quad (2.28)$$

где $Comp_{cap}$ – массовый расход газа через центробежный нагнетатель, [кг/сек] определяемый в соответствии с расчётами приведёнными в главе 2.5.

Шаг 5. Пропускная способность на входе узла сбора (точка 5) рассчитывается как разность массового расхода на его выходе и массовых расходов остальных входных ветвей:

$$G_5 = G_4 - G_2. \quad (2.29)$$

Шаг 6. Пропускная способность в точке 6 рассчитывается как минимальное значение между расходом в точке 5 и пропускной способности Клапана 1:

$$G_6 = \min(Vlv_{1cap}, G_5), \quad (2.30)$$

где G_6 – массовый расход газа в точке 6, [кг/сек]; Vlv_{1cap} – массовый расход газа через Клапан 1, который может быть вычислен в соответствии с формулой (2.41) ниже; G_5 – массовый расход газа в точке 5, [кг/сек].

Шаг 7. Объемный расход газа на входе в систему компримирования газа рассчитывается как отношение массового расхода в точке б и плотности газа на входе:

$$Q_{\text{вх}} = \frac{G_6}{\rho_{\text{вх}}}, \quad (2.31)$$

где $Q_{\text{вх}}$ – искомое значение объемного расхода газа на входе в систему, [м³/сек]; G_6 – массовый расход газа в точке б, [кг/сек]; $\rho_{\text{вх}}$ – плотность газа на входе, которая вычисляется по формуле (2.4), входные значения давления ($P_{\text{вх}}$), температуры ($T_{\text{вх}}$) и состава газа являются известными.

Таким образом, для определения объемного расхода на входе необходимо рассчитать минимальный массовый расход через все элементы схемы от выхода к входу и разделить минимально возможный массовый расход на плотность газа на входе. Массовый расход зависит от перепада давления и пропускной способности элемента и выражается в общей форме:

$$G = k \cdot \sqrt{\Delta P}, \quad (2.32)$$

где k – пропускная способность элемента. Элементами схемы компримирования, от которых зависит величина расхода газа является запорная арматура (клапаны) и центробежный нагнетатель.

2.5 Синтез модели центробежного газового компрессора

Одним из основных элементов в данном программном обеспечении является модель газового компрессора (центробежный нагнетатель). При моделировании компрессора следует учитывать различные параметры, такие как кривая производительности компрессора, скорость компрессора, эффективность, которые непосредственно влияют на расчет параметров. На рисунке 2.5 показана разработанная последовательность расчета выходных параметров в разработанной модели компрессора. Модуль компрессора получает следующие параметры: давление газа, температуру, объемный расход, состав газа, текущую скорость.

Как показано на рисунке 2.5, выходные параметры рассчитываются в зависимости от параметров всасывания и кривых компрессора, предоставленных производителем компрессора. При изготовлении компрессора проводятся испытания установки для оценки его характеристик и создания кривых компрессора. Эти кривые, как правило, используются для создания модели компрессора и прогнозирования его конструктивного и внепроектного поведения. Кривые, предоставленные производителем, представляют собой кривую политропной эффективности ($\eta_p - Q$) и кривую политропного напора ($H_p - Q$).

Как упоминалось ранее, газовый компрессор является основным элементом в разработанном приложении. Прежде чем начать моделирование, в модель необходимо ввести кривые производительности и эффективности газового

компрессора, а также номинальную скорость, соответствующую этим кривым производительности и эффективности.

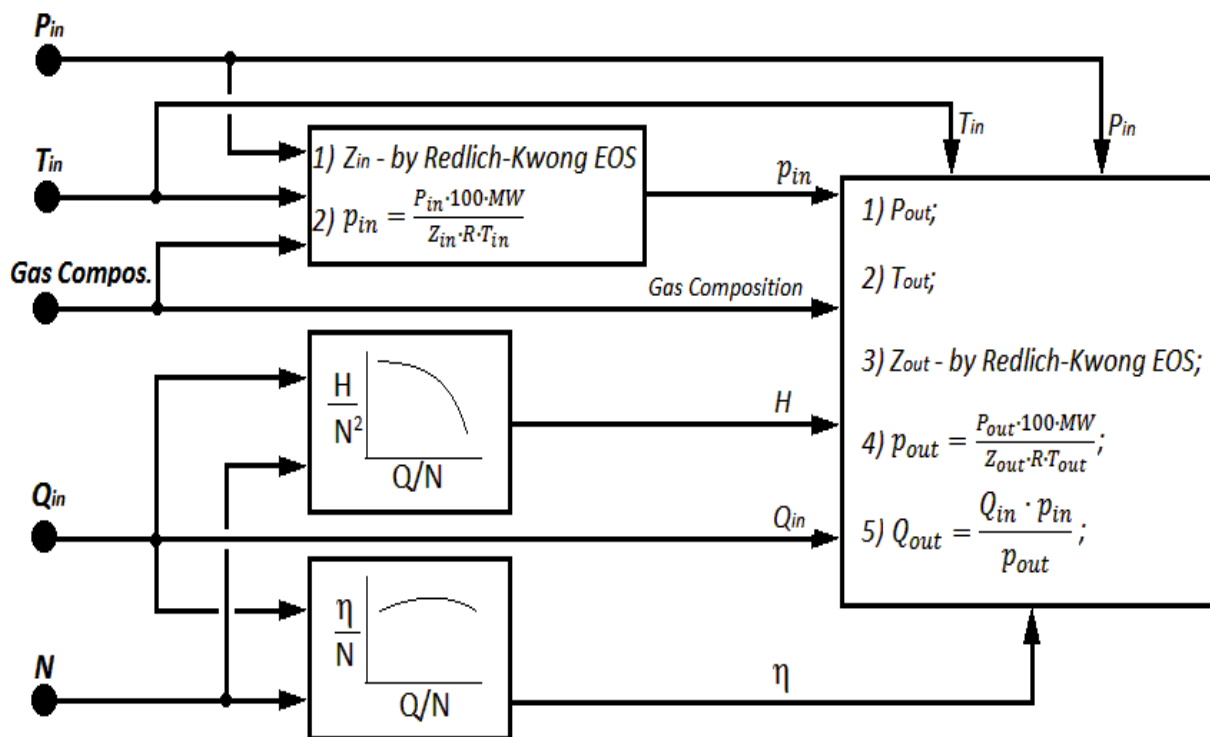


Рисунок 2.5 – Структурная схема расчета параметров газового компрессора

Кривые производительности и эффективности будут использоваться для расчета текущих значений политропного напора и эффективности, при данном объемном расходе потока газа. Политропный напор и эффективность определяются путем интерполяции объемного расхода газа к кривым производительности и эффективности. После определения политропного напора и эффективности, ведутся расчеты выходных параметров компрессора, а именно давления, температуры, степени сжатия, плотности.

Для определения политропного напора и эффективности по текущему объемному расходу, используется кубическая полиномиальная интерполяция. Шаги для определения искомых значений политропного напора и эффективности будут в соответствии с алгоритмом 2.3.

Алгоритм 2.3 – Последовательность расчёта параметров центробежного нагнетателя

Шаг 1. В диалоговом окне нагнетателя задать номинальную скорость, кривые производительности и эффективности;

Шаг 2. Считывание входных значений температуры ($T_{вх}$), давления ($P_{вх}$), компонентного состава, объемного расхода ($Q_{вх}$) газа и оборотов нагнетателя (N);

Шаг 3. Модель нагнетателя рассчитывает значение коэффициента сжимаемости ($Z_{вх}$) для реального газа на основе уравнения состояния Редлиха-

Квонга (Алгоритм 2.1), а также молекулярную массу газа (MW), исходя из заданного компонентного состава;

Шаг 4. На основе входных данных по температуре, давлению и рассчитанных значений коэффициента сжимаемости и молекулярной массы, производится расчёт плотности газа ($\rho_{вх}$) по формуле (2.4);

Шаг 5. Модель нагнетателя производит вычисление корней кубического полиномиального уравнения кривых производительности (a_3, a_2, a_1, a_0) и эффективности (b_3, b_2, b_1, b_0) нагнетателя для того, чтобы определять значения политропного напора и эффективности по текущему объемному расходу газа;

Шаг 6. Производится вычисление политропного напора нагнетателя в зависимости от текущей скорости, объемного расхода и корней кубического полиномиального уравнения кривой производительности:

$$H = \left(\frac{N}{N_{nom}} \right)^2 \cdot (a_3 \cdot Q^3 + a_2 \cdot Q^2 + a_1 \cdot Q + a_0), \quad (2.33)$$

где N – скорость вращения компрессора, [об/мин]; N_{nom} – номинальная скорость вращения компрессора, [об/мин]; Q – объемный расход газа, [м³/сек];

Шаг 7. Рассчитывается текущее значение политропной эффективности η компрессора:

$$\eta = (b_3 \cdot Q^3 + b_2 \cdot Q^2 + b_1 \cdot Q + b_0). \quad (2.34)$$

Шаг 8. Давление газа на выходе из компрессора рассчитывается в зависимости от параметров газа на входе (давление, температура) и кривых производительности [44]:

$$P_{out} = P_{in} \cdot \left(1 + \frac{H \cdot MW \cdot (\gamma - 1)}{Z_{in} \cdot R \cdot T_{in} \cdot \gamma \cdot \eta} \right)^{\frac{\gamma \cdot \eta}{\gamma - 1}}, \quad (2.35)$$

где H – политропный напор газа, [м]; γ – показатель политропы, [-];

Шаг 9. После определения давления газа на выходе из компрессора можно рассчитать температуру газа на выходе:

$$T_{out} = T_{in} \cdot \left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma \eta}}. \quad (2.36)$$

Шаг 10. На следующем этапе необходимо рассчитать коэффициент сжимаемости газа на выходе из компрессора $Z_{вых}$ с использованием уравнения состояния Редлиха-Квонга (Алгоритм 2.1). Плотность газа на выходе $\rho_{вых}$, вычисляется по формуле (2.4). После определения выходной плотности газа, объемный расход газа на выходе вычисляется в соответствии с законом сохранения массы:

$$Q_{\text{ВЫХ}} = \frac{Q_{\text{ВХ}} \cdot \rho_{\text{ВХ}}}{\rho_{\text{ВЫХ}}}. \quad (2.37)$$

Рисунок 2.6 демонстрирует пример, когда текущая скорость выше номинальной скорости (точка 1). Все расчеты для этого случая производятся согласно формулам (2.33), (2.34).

Для случая, когда рабочая точка нагнетателя расположена вне границ кривой производительности, используется экстраполяцию. Этот случай применим для точки 2 на рисунке 2.6, поскольку объемный расход выходит за пределы диапазона заданной кривой производительности, т.е. в этом случае для расчета политропного напора и эффективности будет использоваться экстраполяция.

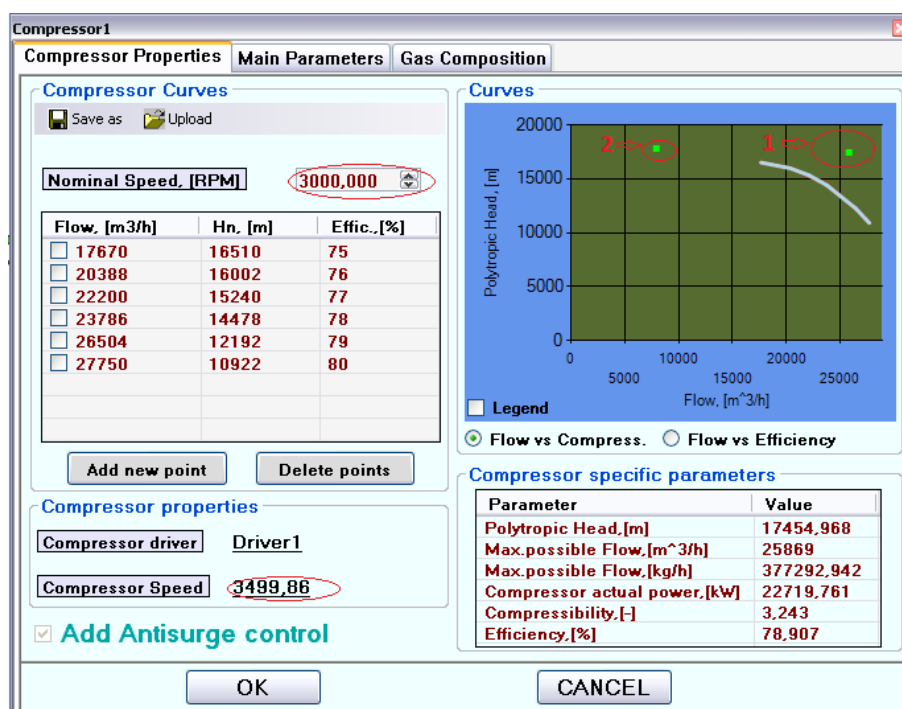


Рисунок 2.6 – Диалоговое окно компрессора. Рабочая точка расположена вне кривой производительности

В общем виде листинг программы расчета параметров центробежного нагнетателя представлен в ПРИЛОЖЕНИИ А.

Обычно, кривые производительности нагнетателя предоставляются только для номинальной скорости компрессора (N_{nom}). Для того чтобы использовать такие кривые компрессора для разных скоростей была использована аппроксимация кривых производительности [45]. Если коэффициенты сопротивления трению предполагаются фиксированными, политропный КПД не изменяется с частотой вращения компрессора. Таким образом, новые кривые производительности на основе номинальной скорости вычисляются из следующих соотношений:

$$\frac{Q}{Q_{nom}} = \frac{N}{N_{nom}}, \quad (2.38)$$

$$\frac{H}{H_{nom}} = \left(\frac{N}{N_{nom}}\right)^2, \quad (2.39)$$

$$\frac{P_w}{P_{w_{nom}}} = \left(\frac{N}{N_{nom}}\right)^3. \quad (2.40)$$

где P_w – внутренняя мощность нагнетателя, [кВт].

2.6 Разработка моделей вспомогательного оборудования

Ниже приведены модели клапана, охладителя, трубы, двигателя, являющиеся вспомогательным оборудованием в технологическом процессе компримирования природного газа.

2.6.1 Модель клапана

Клапаны – это элементы, используемые для определения и контроля потока газа, проходящего через элементы одной и той же ветви. Уравнения (2.41)-(2.45) определяют соотношение между расходом газа через клапан, давлением на входе и выходе [46]. Коэффициенты (C_1 , C_v) характерны для определенного типа и размера клапана. Важным параметром для клапана является его пропускная способность или максимальный массовый расход для заданных условий на входе и выходе, зависящий от размеров клапана, положения открытия клапана и т.д. Параметр производительности (C_v) дается в паспортных данных самого клапана. Величина открытия клапана контролируется ПИ – регулятором. Также для выходного клапана имеется возможность регулирования степени открытия для поддержания заданного значения выходного давления или расхода из системы.

$$G = \vartheta \cdot 0.481 \cdot C_g \cdot \sqrt{0.90544 \cdot 10^{-5} \cdot \rho_{in} \cdot P_{in}}, \quad (2.41)$$

где

$$\vartheta = \sin\left(\frac{59.64}{C_1} \cdot \sqrt{1 - \frac{P_{out}}{P_{in}}} \cdot cp_{fac}\right), \quad (2.42)$$

$$C_g = C_1 \cdot C_v, \quad (2.43)$$

$$Cp_{fac} = \sqrt{\frac{0.4839}{1 - \left(\frac{2}{1 + \delta}\right)^{\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right)}}, \quad (2.44)$$

$$\delta = 1.3 - 0.31 \cdot \left(\frac{MW}{0.02896} - 0.55\right), \quad (2.45)$$

где P_{out} – давление газа на выходе из клапана, [Па]; P_{in} – давление газа на входе в клапан, [Па]; ρ_{in} – плотность газа на входе в клапан, [кг/м³]; MW – молекулярная масса, [кг/моль]; C_1 – коэффициент восстановительной способности клапана, [-]; C_v – коэффициент изменения расхода жидкости, [USGPM]; C_g – коэффициент изменения расхода газа, [USGPM].

2.6.2 Модель охладителя

Как известно, температура газа после прохождения газа через газовый компрессор увеличивается. Поэтому поток газа охлаждается охлаждающим элементом до того, как он выходит из станции. В расчетных условиях неизвестные термодинамические параметры охладителя рассчитываются по уравнению баланса энергии:

$$C_{p_g} m_g (T_{g,in} - T_{g,out}) = C_{p_{cool}} m_{cool} (T_{cool,out} - T_{cool,in}), \quad (2.46)$$

где C_{p_g} – удельная теплоемкость газа, [кДж/(моль·К)]; $C_{p_{cool}}$ – удельная теплоемкость охлаждающего вещества, [кДж/(моль·К)]; m_g – масса газа, [кг]; m_{cool} – масса охлаждающего вещества, [кг]; $T_{g,in}$ – температура газа на входе в охладитель, [°К]; $T_{g,out}$ – температура газа на выходе из охладителя, [°К]; $T_{cool,in}$ – температура охлаждающего вещества на входе в охладитель, [°К]; $T_{cool,out}$ – температура охлаждающего вещества на выходе из охладителя, [°К];

После этого, уравнение (2.47) используется для оценки мощности охладителя:

$$E = UA \frac{(T_{g,in} - T_{cool,out}) - (T_{cool,in} - T_{g,out})}{\ln[(T_{g,in} - T_{cool,out}) / (T_{cool,in} - T_{g,out})]}, \quad (2.47)$$

где E – мощность охладителя, [кВт], UA – коэффициент теплопередачи.

Коэффициент теплопередачи коррелирует с массовым расходом. Таким образом, коэффициент теплопередачи UA , используемый для оценки производительности охладителя изменяется, если массовый расход газа отличается от расчетного значения [47]. Уравнение (2.48) используется для

определения коэффициента теплопередачи в случае, если условия отличаются от паспортных данных охладителя,

$$UA = UA_{des} \left(\frac{Re}{Re_{des}} \right)^{0.8}. \quad (2.48)$$

В этом случае, уравнения (2.46) и (2.47) используются вместе для оценки не паспортных характеристик охладителя.

2.6.3 Модель трубы

Трубы являются линейными элементами систем, которые транспортируют газ между одним компонентом к другому. Падение давления в прямой трубе зависит от коэффициента трения газа в трубе (λ), длины (L) и диаметра (D) трубы, а также от плотности газа (ρ) и расхода (m). Оно рассчитывается по уравнению Фергюсона [48]:

$$c_1 p_{in}^2 - p_{out}^2 - c_2 |m| m = 0, \quad (2.49)$$

где

$$c_1 = \exp(-c_3), \quad (2.50)$$

$$c_2 = \frac{8L}{\pi^2 D^5} \lambda Z R_g T \frac{1 - c_1}{c_3}, \quad (2.51)$$

$$c_3 = \frac{2g}{Z R_g T} \Delta h. \quad (2.52)$$

Коэффициент трения Дарси-Вейсбаха [49], который зависит от относительной шероховатости (ε/D) и числа Рейнольдса (Re), оценивается с использованием уравнения Колебрука-Уайта:

$$1/\sqrt{\lambda} = -2 \log(2.51/Re\sqrt{\lambda} + \varepsilon/3.715D). \quad (2.53)$$

2.6.4 Модель двигателя

В современных компрессорах в основном используются два типа приводов: электрический двигатель и газотурбинный двигатель. Разработанный элемент управления является моделью электрического двигателя и способен работать в двух скоростных режимах: с переменной скоростью и с постоянной скоростью. Если выбран режим постоянной скорости, двигатель достигает заданного значения скорости и продолжает работать на этой скорости. Режим переменной скорости позволяет изменять значение скорости, чтобы управлять некоторыми

другими параметрами, например, контролировать давление или температуру компрессора. ПИ-регулятор [50] используется для регулирования скорости двигателя, в зависимости от выбранного режима управления. Рабочее значение $OP(t)$ в момент времени t рассчитывается по характеристическому уравнению управления:

$$OP(t) = OP_{ss} + K_p \cdot e(t) + K_i \int e(t)dt, \quad (2.54)$$

где OP_{ss} – рабочее значение в установившемся режиме, $e(t)$ - ошибка регулирования, K_p и K_i пропорциональная и интегральная составляющие соответственно.

2.7 Разработка алгоритма учёта компонентного состава газа

Компонентный состав газа является важным параметром, влияющим на расчетные параметры всей модели. В разработанной модели учитывались 16 наименований газов, являющимися основными компонентами природного газа. Как показано в таблице 2.1, для каждого газа имеется библиотечный блок с основными параметрами, такими как молекулярный объем, критическая температура, критическое давление и т.д.

Таблица 2.1 – Газовые компоненты и их основные параметры

Компонента	MW	T_c	P_c	w	a	$b \cdot 100$	$c \cdot 10^5$	$d \cdot 10^9$
<i>Meth., CH₄</i>	16.043	190.6	4.604	0.01	19.25	5.213	1.197	-11.32
<i>Ethan., C₂H₆</i>	30.07	305.4	4.88	0.09	5.409	17.81	-6.938	8.713
<i>Prop., C₃H₈</i>	44.097	369.8	4.249	0.15	-4.224	30.63	-15.86	32.15
<i>n-But., NC₄</i>	58.123	425.2	3.797	0.19	9.487	33.13	-11.08	-2.822
<i>Isobut., IC₄</i>	58.122	408.1	3.648	0.18	-1.39	38.47	-18.46	28.95
<i>n-Pent., NC₅</i>	72.15	469.7	3.369	0.25	-3.626	48.73	-25.8	53.05
<i>i-Pent., IC₅</i>	72.149	460.4	3.381	0.23	-9.525	50.66	-27.29	57.23
<i>n-Hex., NC₆</i>	86.177	507.4	3.012	0.31	-4.413	52.8	-31.19	64.94
<i>n-Hept., NC₇</i>	100.2	540.3	2.736	0.35	-5.146	67.62	-36.51	76.58
<i>Oxygen, O₂</i>	31.999	154.6	5.043	0.02	28.11	-0.0004	1.746	-10.65
<i>Nitrogen, N₂</i>	28.014	126.1	3.394	0.04	31.15	-1.357	2.68	-11.68
<i>Car. diox., CO₂</i>	44.01	304.2	7.382	0.23	19.8	7.344	-5.602	17.15
<i>Helium-4, He</i>	4.0046	5.2	0.228	0	20.8	0	0	0
<i>Hydr.s., H₂S</i>	34.082	373.5	8.937	0.08	31.94	0.1436	2.432	-11.76
<i>Water, H₂O</i>	18.015	647.3	22.12	0.34	32.24	0.1924	1.055	-3.596
<i>Hydr., H₂</i>	2.016	33.3	1.297	-0.22	27.14	0.9274	-1.381	7.645

Газовые параметры a, b, c, d используются для расчёта удельной теплоёмкости C_p :

$$C_p = a + b \cdot T + c \cdot T^2 + d \cdot T^3 . \quad (2.55)$$

В разработанном программном обеспечении реализуются следующие шаги, связанные с компонентным составом газа:

Алгоритм 2.4 – Расчёт параметров компонентного состава газа

Шаг 1. В момент создания проекта задаётся перечень необходимых газов из библиотеки и процентное содержание для каждого газа, общая сумма процентного содержания всех газов должна составлять 100%;

Шаг 2. На основе данных из таблицы 2.1 выполняется расчет следующих параметров:

- средняя молекулярная масса (MW) для выбранной композиции;
- средняя газовая постоянная (R) для выбранной композиции;
- среднее критическое давление (P_c) для выбранной композиции;
- средняя критическая температура (T_c) для выбранной композиции;
- средний ацентрический фактор (w) для выбранной композиции.

Например, если выбраны компоненты CH_4 (60%) и C_2H_6 (40%), средняя молекулярная масса будет равна следующему значению:

$$MW = 16.043 \cdot 0.6 + 30.07 \cdot 0.4 = 9.6258 + 12.028 = 21.6538 \text{ кг/моль.}$$

Такой же принцип используется при расчёте средних значений для R, P_c, T_c, w ;

Шаг 3. На основе вычисленных средних значениях R, P_c, T_c, w, MW , давления и температуры газа, рассчитывается коэффициент сжимаемости Z по уравнению состояния Редлиха-Квонга (2.5);

Шаг 4. После нахождения коэффициента сжимаемости Z , вычисляется плотность газа по формуле (2.4).

Еще одна задача, решаемая относительно состава газа - это правила смешивания газа. В процессе моделирования, параметры смешанного газа зависят от объемного расхода каждого из потоков. При смешивании газов следует учитывать, что давление смешиваемых потоков должно быть одинаковым. Рассмотрим пример смешивания двух потоков газа. Пусть имеются два потока газа с известными параметрами давления, температуры, объемного расхода и компонентного состава, состоящего из метана (CH_4) и этана (C_2H_6). Тогда выходные значения давления, температуры, объемного расхода и компонентного состава газа определяются по следующим соотношениям:

$$P_{\text{ВЫХ}} = P_1 = P_2 , \quad (2.56)$$

$$T_{\text{ВЫХ}} = \frac{Q_1}{Q_{\text{ВЫХ}}} \cdot T_1 + \frac{Q_2}{Q_{\text{ВЫХ}}} \cdot T_2 , \quad (2.57)$$

$$Q_{\text{ВЫХ}} = Q_1 + Q_2, \quad (2.58)$$

$$CH_4_{\text{ВЫХ}} = \frac{Q_1}{Q_{\text{ВЫХ}}} \cdot CH_4_{\text{ПОТОК 1}} + \frac{Q_2}{Q_{\text{ВЫХ}}} \cdot CH_4_{\text{ПОТОК 2}}, \quad (2.59)$$

$$C_2H_6_{\text{ВЫХ}} = \frac{Q_1}{Q_{\text{ВЫХ}}} \cdot C_2H_6_{\text{ПОТОК 1}} + \frac{Q_2}{Q_{\text{ВЫХ}}} \cdot C_2H_6_{\text{ПОТОК 2}}. \quad (2.60)$$

В таблице 2.2 приведен пример параметров двух потоков газа и результирующего потока после смешивания, параметры которого рассчитаны на основе формул (2.56) – (2.60).

Таблица 2.2 – Смешивание двух потоков газа

Параметр	Поток газа 1	Поток газа 2	Поток 1 + Поток 2
$P, [bar]$	20	20	20
$T, [^{\circ}K]$	300	320	306.67
$Q, [m^3/h]$	100000	50000	150000
$CH_4, [\%]$	80	70	76.67
$C_2H_6, [\%]$	20	30	23.33

Выводы по второму разделу

Во втором разделе описана последовательность разработки математической модели объекта управления. Разработана и реализована программно структура среды моделирования. Разработан алгоритм формирования объемного расхода природного газа на входе в модель для выбранной последовательности элементов схемы компримирования газа. Для каждого типа оборудования определены аналитические зависимости между входами и выходами, в зависимости от специфических параметров оборудования. Приводится подробное описание синтеза моделей газового компрессора, клапана, охладителя, газо-жидкостного сепаратора, трубы, двигателя. Проверка адекватности разработанной системы моделирования приводится в разделе 4 данной работы. Результаты работы, приведенные в данном разделе, были опубликованы в работах [51-53].

3 РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ АНТИПОМПАЖНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ГПА

В разделе 2 настоящей диссертации разработаны математические модели оборудования, участвующих в процессе компримирования газа. В настоящем разделе дано описание внедренного модуля антипомпажного регулирования. Явление помпажа в центробежном компрессоре можно интерпретировать, как изменение направления потока газа через компрессор, которое может привести к разрушению основных элементов компрессора. Поэтому ни один компрессор не обходится без системы защиты от помпажа.

3.1 Постановка задачи регулирования

Антипомпажная система защищает компрессор от риска возникновения помпажа и является важной частью системы управления. На рисунке 3.1 показана схема антипомпажного контура управления, внедренная в разработанную систему моделирования. Задание для контура управления вычисляется в зависимости от помпажной линии (SCL – Surge Control Line), подробное описание которой представлено в главе 3.3. Основная задача антипомпажного регулятора давать задание на положение рециркуляционного клапана, соединяющего выход и вход газового компрессора, что позволяет перенаправлять часть выходного расхода газа из компрессора на его вход, тем самым, в случаях необходимости, увеличивать расход газа на входе в компрессор и предотвращать риск возникновения такого опасного явления как помпаж. Ввиду того, что антипомпажный регулятор регулирует положение рециркуляционного клапана, параметры технологического процесса компримирования также меняются. На основе данных процесса ведется вычисление текущего параметра для заданного контура управления.

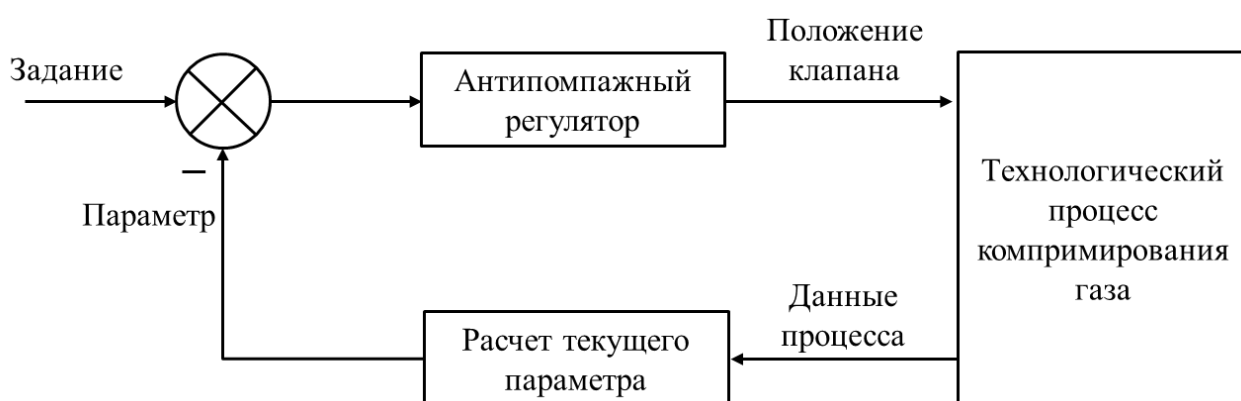


Рисунок 3.1 – Антипомпажный контур управления

Постановка задачи регулирования: Для технологического процесса компримирования газа разработать антипомпажную систему регулирования, для чего:

- сформировать закон антипомпажного регулирования на основе аналитических физических зависимостей с учётом функциональных особенностей промышленных антипомпажных регуляторов;
- произвести синтез антипомпажного регулятора, реализовать антипомпажный регулятор программно в виде отдельного библиотечного модуля;
- на основе полученных результатов из разделов 2, 3 настоящей диссертации, построить одноступенчатую схему компримирования газа в разработанном приложении.

3.2 Формирование закона антипомпажного регулирования

Для каждой скорости компрессора в зависимости от объемного расхода и степени сжатия газа можно определить кривую, которая описывает все рабочие точки компрессора. Каждая из полученных кривых соответствует своим пределам по точке помпажа, соответствующему максимальному политропному напору. Все точки помпажа, определенные для разных скоростей, представляют собой граничную линию, называемую Surge Limit Line, «SLL», слева от этой линии находится нестабильная зона работы компрессора.

Основная цель антипомпажной системы регулирования – избежать того, чтобы рабочая точка «А» достигла кривой «SLL» (рисунок 3.2). Для достижения этой цели, справа от «SLL», определена линия защиты, с помощью которой система управления будет предотвращать помпаж, открывая антипомпажный клапан. Эта линия называется линией управления (Surge Control Line, «SCL»). Открытие антипомпажного клапана увеличивает поток газа на входе, тем самым перемещая рабочую точку вдоль кривой характеристики скорости от критического состояния до стабильной рабочей зоны.

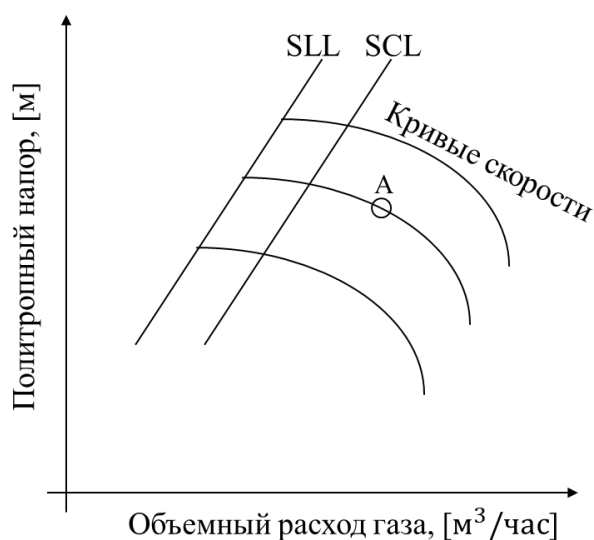


Рисунок 3.2 – Контроль положения рабочей точки антипомпажным регулятором

Рассматривая одноступенчатый центробежный компрессор, можно ввести следующие соотношения, для определения объемного расхода и политропного напора, в зависимости от скорости компрессора.

Объемный расход газа:

$$Q_{in} = K_1 \cdot N, \quad (3.1)$$

политропный напор:

$$H_p = K_2 \cdot N^2, \quad (3.2)$$

$$H_p = K_2 \cdot \left(\frac{Q_{in}}{K_1}\right)^2, \quad (3.3)$$

$$\frac{K_2}{(K_1)^2} = K_3 \Rightarrow H_p = K_3(Q_{in})^2, \quad (3.4)$$

где Q_{in} – объемный расход газа на входе компрессора, [м³/сек]; N – скорость компрессора, [об/мин]; K_1, K_2, K_3 – константы, [-]. Также политропный напор можно определить по формуле:

$$H_p = ZRT \left(\frac{\eta}{\eta - 1}\right) \left[\frac{P_{out}^{\left(\frac{\eta-1}{\eta}\right)}}{P_{in}} - 1\right], \quad (3.5)$$

где η – политропная эффективность, [-].

Совмещая формулы (3.4) и (3.5) получим новое уравнение:

$$ZRT \left(\frac{\eta}{\eta - 1}\right) \left[\frac{P_{out}^{\left(\frac{\eta-1}{\eta}\right)}}{P_{in}} - 1\right] = K_3(Q_{in})^2. \quad (3.6)$$

Если объемный расход газа Q_{in} измеряется через проточный элемент, установленный на всасывании компрессора, мы можем выразить его в зависимости от измеренного перепада:

$$Q_{in} = \beta \sqrt{\frac{h_{in}}{\rho_{in}}}, \quad (3.7)$$

где β – константа проточного элемента, [-].

Зная, что плотность газа на входе определяется по формуле (3.8):

$$\rho_{in} = \frac{P_{in} \cdot MW}{R \cdot Z \cdot T}, \quad (3.8)$$

и подставив его в уравнение (3.7), получим следующее выражение:

$$Q_{in} = \beta \sqrt{\frac{h_{in} \cdot R \cdot Z \cdot T}{P_{in} \cdot MW}}. \quad (3.9)$$

Тогда, уравнение (3.6) можно записать следующим образом:

$$Z \cdot R \cdot T \cdot \left(\frac{\eta}{\eta - 1}\right) \cdot \left[\frac{P_{out}^{\left(\frac{\eta-1}{\eta}\right)}}{P_{in}} - 1\right] = K_3 \cdot \beta^2 \cdot \frac{h_{in} \cdot Z \cdot R \cdot T}{P_{in} \cdot MW}. \quad (3.10)$$

Упрощая ZRT в выражении, полученное уравнение, представляет все точки помпажа в зависимости от перепада давления на проточном элементе:

$$h_{in} = \frac{P_{in} \cdot MW}{K_3 \cdot \beta^2} \left(\frac{\eta}{\eta - 1}\right) \left[\frac{P_{out}^{\left(\frac{\eta-1}{\eta}\right)}}{P_{in}} - 1\right]. \quad (3.11)$$

Кроме того, для небольших коэффициентов сжатия, используя последовательное расширение в первом порядке $\rho^m \cong 1 + m(\rho - 1)$ мы имеем следующее выражение:

$$\left(\frac{\eta}{\eta - 1}\right) \left[\frac{P_{out}^{\left(\frac{\eta-1}{\eta}\right)}}{P_{in}} - 1\right] \cong \frac{P_{out}}{P_{in}} - 1. \quad (3.12)$$

Тогда, уравнение (3.11) преобразуется в уравнение:

$$h_{in} = \frac{P_{in} \cdot MW}{K_3 \cdot \beta^2} \left[\frac{P_{out}}{P_{in}} - 1\right], \quad (3.13)$$

$$\frac{1}{K_3 \cdot \beta^2} = K_4, \quad (3.14)$$

где K_4 – константа, [-]; h_{in} - перепад давления на диафрагме, [мбар].

В окончательном виде, получим следующее уравнение:

$$h_{in} = P_{in} \cdot MW \cdot K_4 \cdot \left[\frac{P_{out}}{P_{in}} - 1\right] \Rightarrow \frac{h_{in}}{\left(\frac{P_{out}}{P_{in}} - 1\right) \cdot P_{in} \cdot MW \cdot K_4} = 1. \quad (3.15)$$

Уравнение (3.15) определяет форму для линии помпажного ограничения («SLL» - Surge Limit Line) в плоскости степени сжатия (ρ) в зависимости от расхода (Q), представленной параболой, у которой минимум находится в точке $\rho = 1$ и $Q = 0$.

На рисунке 3.3 показаны теоретические характеристики производительности для одноступенчатого и многоступенчатого компрессора.

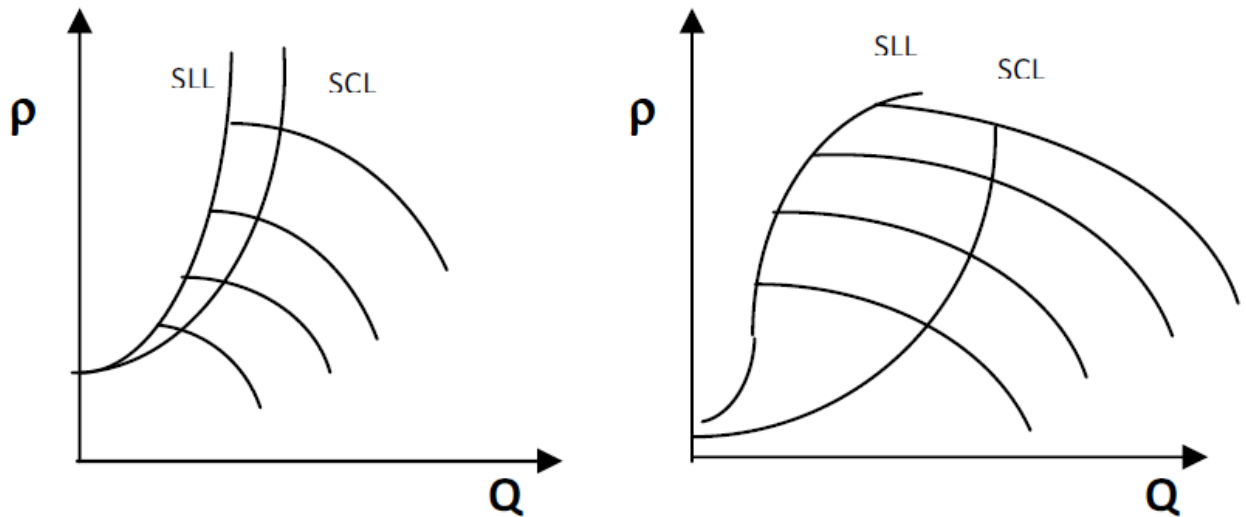


Рисунок 3.3 – Характеристики антипомпажного регулятора для одноступенчатого (слева) и многоступенчатого компрессора (справа)

Как мы видим из последних условий, помпажная линия не может быть реализована с использованием параболы без разрезания большой зоны работоспособности компрессора. Во избежание этого неудобства, обычно, помпажная кривая является линией, состоящей из восьми точек и рассчитанной по функции $f\left(\frac{P_{out}-P_{in}}{P_{in}}\right)$, что позволяет реализовать SLL и, следовательно, соответствующую помпажную кривую управления («SCL» - Surge Control Line). SCL будет располагаться с заранее установленным процентным запасом (K) справа от линии SLL (рисунок 3.4).

Чтобы удовлетворить описанные запросы, алгоритм управления для промышленного контроллера примет следующий вид:

$$\frac{h_{in} \cdot \frac{P_{in,abs}}{P_{in} \cdot MW}}{f\left(\frac{P_{out}-P_{in}}{P_{in}}\right)} = K^2, \quad (3.16)$$

где K^2 – уставка контроллера, которая представляет границу отклонения между «SLL» и «SCL». Алгоритм учитывает перепад давления ΔP на диафрагме, который пропорционален квадрату расхода газа на входе ($h_s = Q^2$) [54].

Система моделирования непрерывно компенсирует сигнал h_{in} в соответствии с изменением давления газа на входе, принимая во внимание измеренное давление и сравнивая его с расчетным давлением на входе P_{in_abs} .

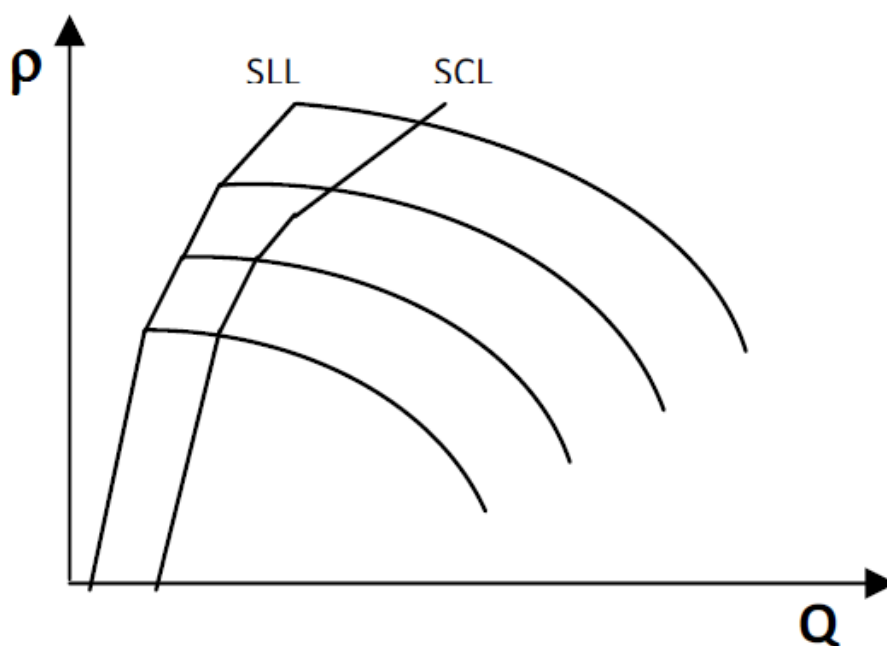


Рисунок 3.4 – Основные кривые антипомпажного регулятора

3.3 Синтез антипомпажного регулятора

Помпаж компрессора - это нестабильная работа компрессора, которая возникает, когда давление нагнетания велико по сравнению с расходом через компрессор. Помпаж является одним из опасных и вредных явлений для любого центробежного газового компрессора. Помпаж также может быть определен как рабочая точка, в которой достигается максимальная мощность напора компрессора и пределы минимального объемного расхода. Помпаж опасен тем, что он вызывает сильную вибрацию, а также повреждение деталей компрессора. Поэтому для поддержания рабочей точки компрессора в безопасных рабочих пределах, необходима антипомпажная защита.

Типичная антипомпажная система управления состоит из регулирующего клапана и линии рециркуляции, соединяющей точки нагнетания и всасывания компрессора. В зависимости от положения антипомпажного клапана, линия рециркуляции позволяет передавать часть нагнетаемого потока на сторону всасывания компрессора, что приводит к увеличению расхода на всасывании и снижению давления на выходе компрессора. Антипомпажная система управления состоит из контрольно-измерительных приборов на линиях всасывания и нагнетания компрессора, где измеряются: температура, давление, объемный расход газа, положение антипомпажного клапана (рисунок 3.5).

Необходимыми компонентами любой антипомпажной системы управления являются линии помпажа, предоставляемые производителем компрессора. На

рисунке 3.6 приведены основные линии антипомпажной системы управления, используемой в разработанном программном обеспечении.

Координаты рабочей точки компрессора определяются двумя параметрами: [«Q», «Н»], где «Q» - объемный расход на всасывании компрессора, «Н» - политропный напор.

Основными линиями антипомпажного регулятора являются SLL, SP_rL, SC_rL, SC_{nt}L.

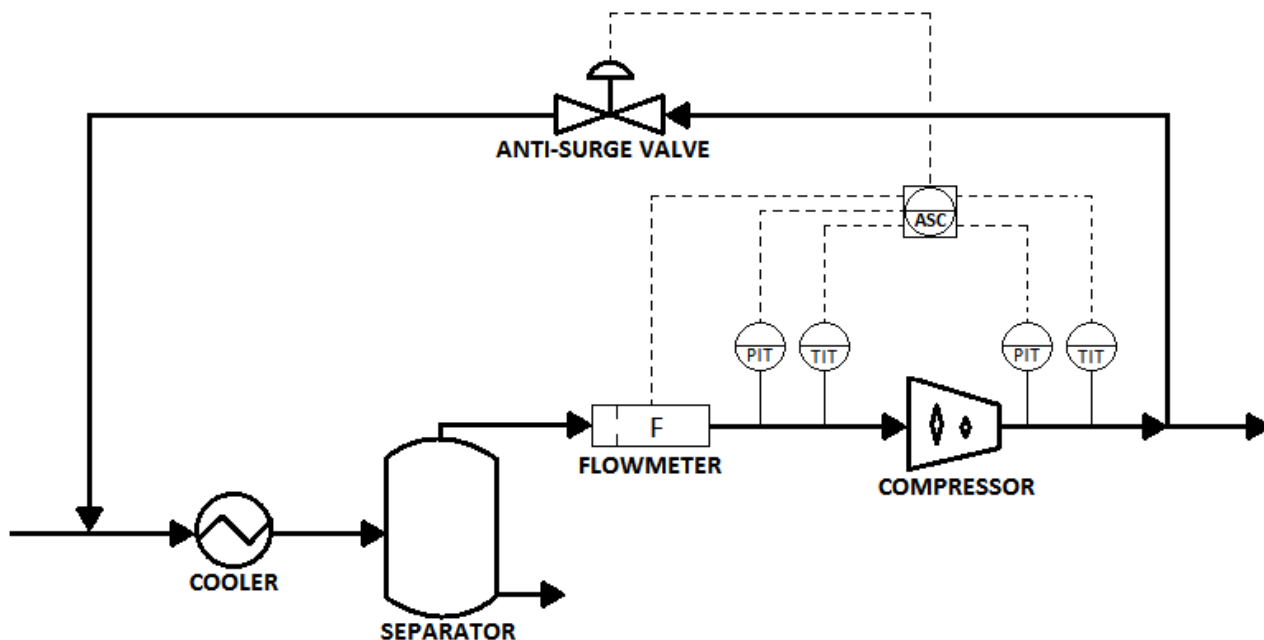


Рисунок 3.5 – Основные составляющие антипомпажного регулятора

«SLL» - кривая помпажного ограничения (Surge Limit Line). Эта линия (набор значений объемного расхода для соответствующих значений политропного напора) указывает на помпаж компрессора и должна быть указана в паспортных данных компрессора, предоставленных производителем. Данное программное обеспечение позволяет вводить SLL через диалоговое окно с антипомпажной панели управления.

«SPL» - кривая помпажной защиты, координаты которой в программном обеспечении определяются уравнением (3.17),

$$SPL = SLL \cdot K_{SPL} , \quad (3.17)$$

где K_{SPL} - коэффициент кривой помпажной защиты, по умолчанию K_{SPL} равен 1.0404, но есть возможность изменить данный коэффициент через диалоговое окно антипомпажного регулятора в зависимости от требований технологического процесса. Если линия SPL активна в антипомпажной системе управления (по умолчанию или кнопкой «ENABLE» на панели антипомпажного управления) и рабочая точка достигнет SPL, логика защиты от помпажа компрессора будет активирована в течение 10 секунд, т.е. антипомпажный клапан будет открыт на 100%.

«SCrL» - это линия помпажной коррекции (Surge Correction Line). Координаты SCrL определяются уравнением (3.18),

$$SCrL = SLL \cdot K_{SCrL}, \quad (3.18)$$

где K_{SCrL} - коэффициент линии коррекции скачков помпажа, по умолчанию K_{SCrL} равен 1.1025, но данный параметр может быть скорректирован через диалоговое окно в зависимости от требований технологического процесса. Когда рабочая точка находится между SCrL и SPL, антипомпажный контроллер увеличивает запас по помпажу, для быстрого регулирования положения рабочей точки.

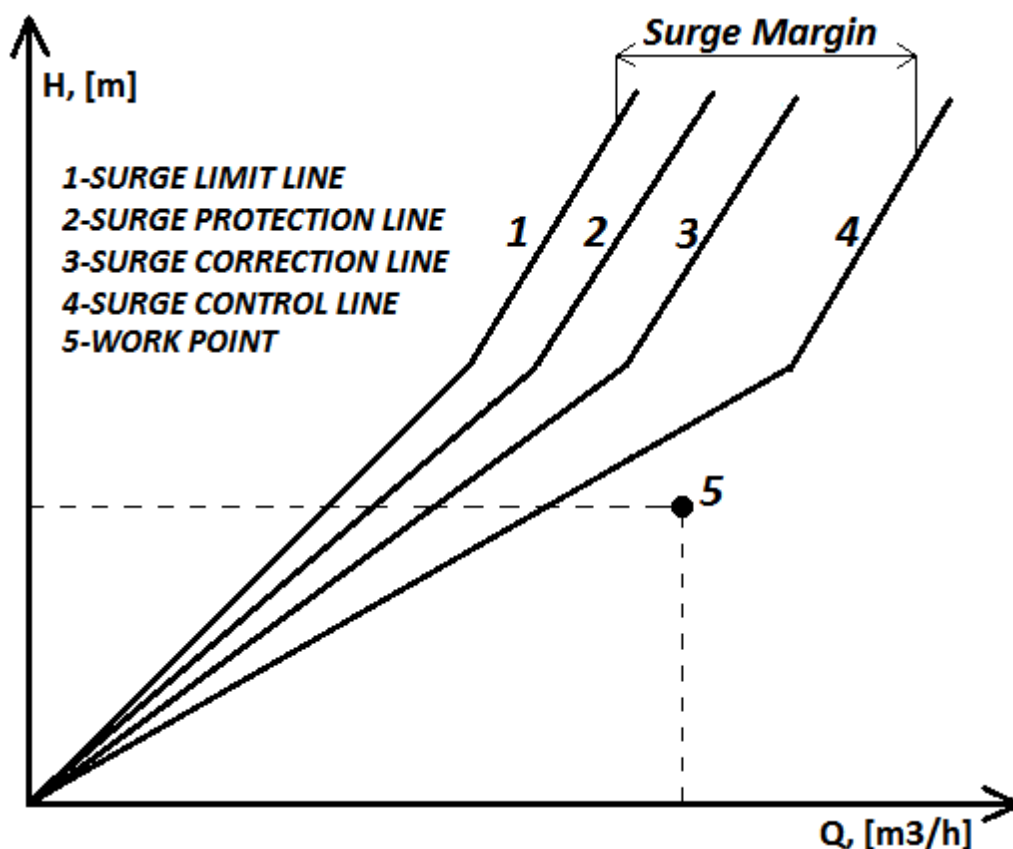


Рисунок 3.6 – Антипомпажные линии управления

«SCntL» - это кривая помпажного управления. Антипомпажный регулятор всегда поддерживает рабочую точку на этой линии. Если рабочая точка ниже (слева от линии), чем SCntL, регулятор будет открывать антипомпажный клапан, если рабочая точка выше (справа от линии) чем SCntL, регулятор будет закрывать клапан. При нормальных условиях работы положение SCntL определяется уравнением:

$$SCntL = SLL \cdot \left(1 + \frac{Surge\ Margin}{100}\right), \quad (3.19)$$

где Surge Margin запас по помпажу, зависит от специфики компрессора и может быть скорректирован с панели управления антипомпажным регулятором.

Положение антипомпажного клапана регулируется стандартным ПИ-регулятором. Уставка (SP) для регулятора определяется уравнением:

$$SP = 1 + \frac{Surge\ Margin}{100\%}. \quad (3.20)$$

Значение процесса (PV) для регулятора определяется уравнением:

$$PV = \frac{Q_{in}}{RO_SET}, \quad (3.21)$$

где RO_SET - объемный расход, соответствующий текущему значению политропного напора, Q_{in} - объемный расход на входе компрессора. RO_SET может быть найден путем линейной интерполяции политропного напора к линии управления помпажом («SCntL»). На рисунке 3.7 показано диалоговое окно для ввода и мониторинга параметров антипомпажного регулятора.

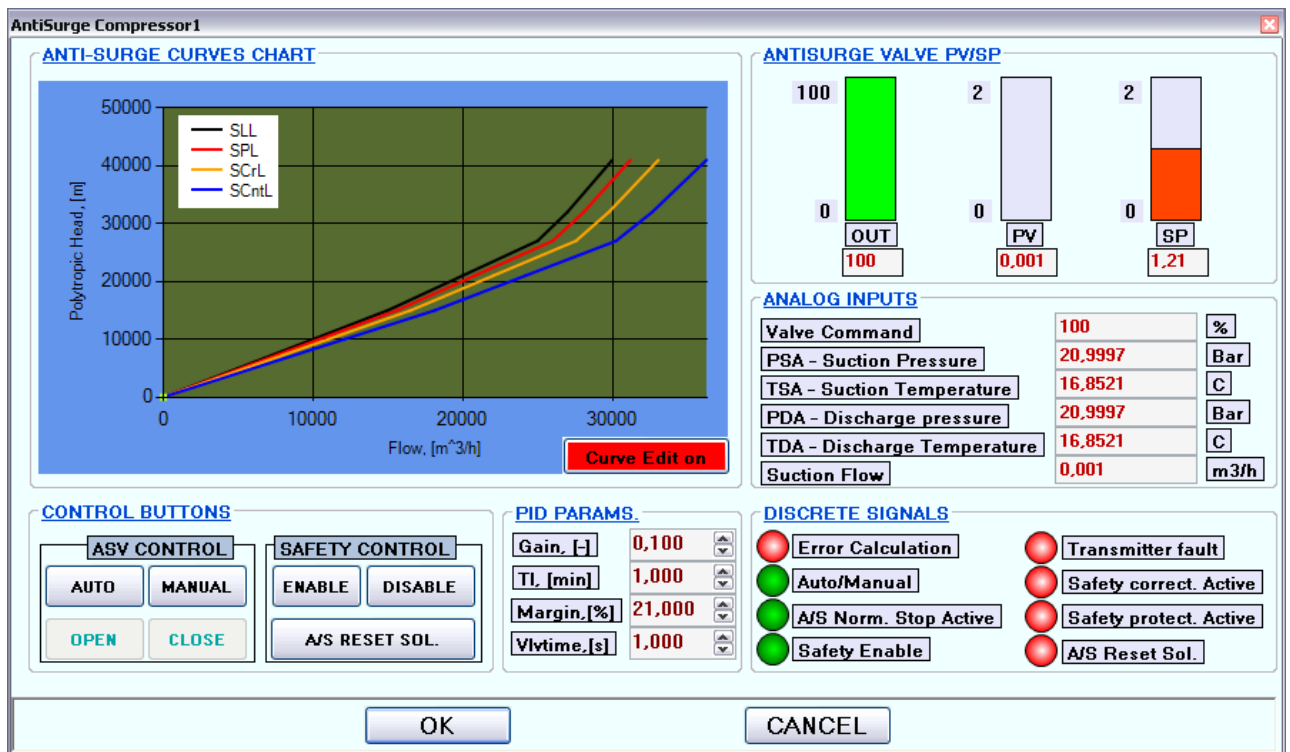


Рисунок 3.7 – Диалоговое окно для ввода параметров системы защиты от помпажа

Антипомпажный регулятор использует параметр (Parameter) и запас по помпажу (Margin) в качестве текущего значения и уставки соответственно для ПИ-регулятора (рисунок 3.1).

Если рабочая точка приближается к линии управления, ПИ-регулятор открывает перепускной клапан, чтобы предотвратить дальнейшее приближение к пределу помпажа. Но для технологического процесса компримирования газа применения одного лишь ПИ-регулирования является недостаточным, так как антипомпажный регулятор должен выполнять помимо функции регулирования и защитные функции. Ниже перечислены основные функции, которые учтены при разработке модели антипомпажного регулятора.

Функция нечувствительности. Если разница между измеренным значением и заданием равна установленному значению, выход антипомпажного регулятора не меняется. Эта функция позволяет сделать контроллер менее чувствительным к шумам, возникающим в датчиках.

Функция ускорения. Если запас по помпажу уменьшается очень быстро, чтобы предвидеть реакцию контроллера, уставка контроллера увеличивается на фиксированное значение. Когда запас по помпажу восстанавливается, заданная точка возвращается к предыдущему значению после предварительно установленного темпа.

Функция Коррекции безопасности. Когда значение ниже линии коррекции безопасности ($SLL + 5\%$ по объему потока), выходной сигнал контроллера уменьшается после фиксированных шагов в фиксированные промежутки времени, пока значение не вернется до значения выше, чем линия коррекции безопасности.

Функция защиты. Когда значение ниже линии помпажной защиты ($SLL + 2\%$ по объему потока), выходной сигнал регулятора уменьшается после быстрого открытия, пока рабочая точка не вернется вправо от линии коррекции безопасности ($SCrL$).

Функция ограничения скорости. Данная функция используется, чтобы избежать явления неустойчивости при борьбе с импульсным помпажом, вводя предел выходного значения вариации. Быстрая скорость открытия клапана используется при открытии, медленная скорость при закрытии.

Функция отключения защиты. Позволяет отключить функции защиты и коррекции безопасности. Типичным применением этой функции является проверка точек помпажа компрессора с использованием контроллера в ручном режиме.

Функция отключения ручного управления. Позволяет автоматически отключать ручное управление в случае, если рабочая точка достигает линии $SCrL$.

Функция Включения/выключения регулятора. Когда регулятор отключен, антипомпажный клапан принудительно открывается. Как правило, регулятор включается при достижении минимальной рабочей скорости.

Функция продувки. Данная функция позволяет полностью закрыть антипомпажный клапан для продувки компрессора. Как правило, данная функция применима при остановленном компрессоре.

3.4 Запуск приложения для моделирования режимов работы газоперекачивающего агрегата

Разработанный программный продукт представляет собой приложение, которое устанавливается в операционную систему windows. Первым этапом запуска приложения является создание нового проекта через меню File => New Project. Далее необходимо выбрать компонентный состав газа (рисунок 3.8):

1) выбрать необходимый состав газа из левого списка, в котором представлены наименования шестнадцати типов газов, входящие в состав природного газа. Как показано в таблице 2.1, для каждого из газов учитываются его молекулярная масса, критическая температура, критическое значение давления, средний ацентрический фактор (w) и газовые параметры, требуемые для вычисления удельной теплоёмкости;

2) подтвердить выбранный состав газа, после чего он будет использован в дальнейших расчетах.

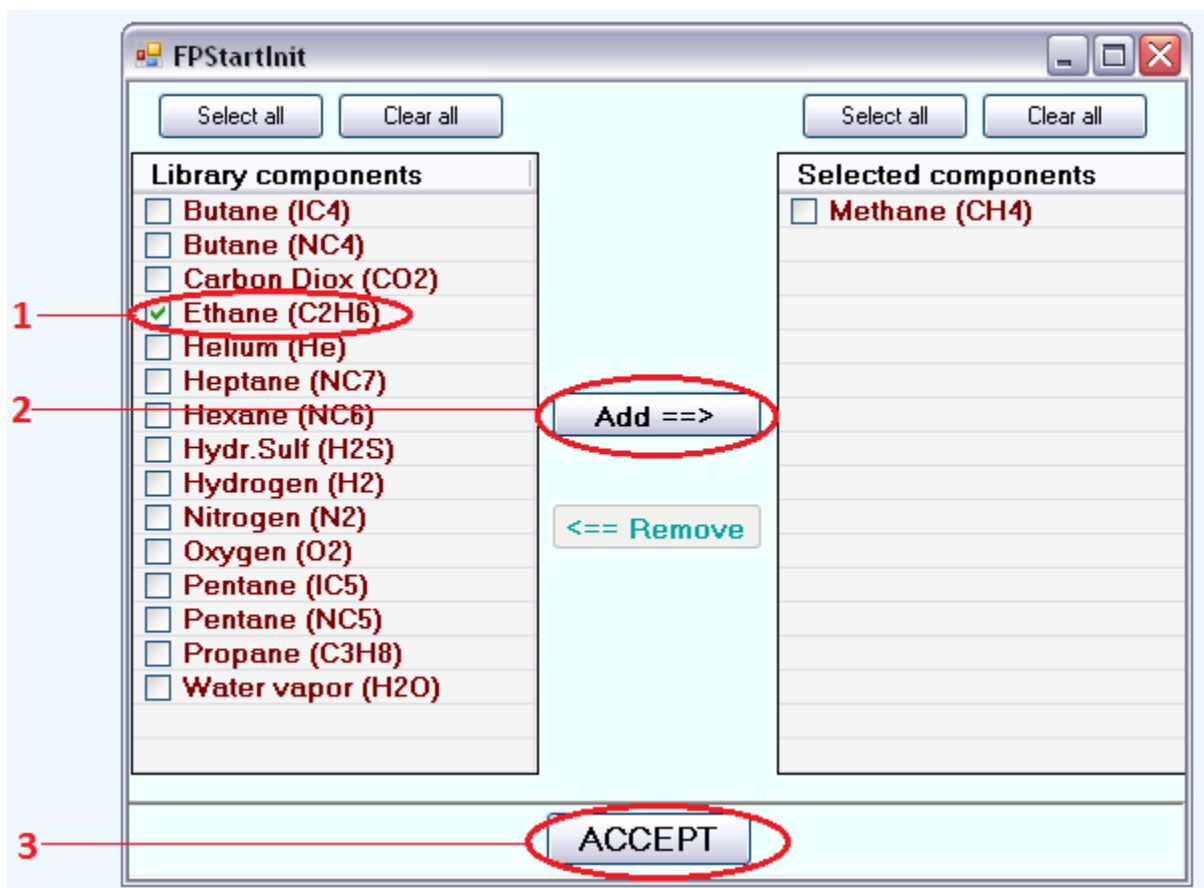


Рисунок 3.8 – Окно выбора компонентного состава газа

После задания компонентного состава газа станет активной панель элементов, с помощью которой можно создать необходимую схему компримирования (рисунок 3.9).



Рисунок 3.9 – Панель элементов на главном окне

Следующим шагом является выбор и соединение необходимых элементов. Для создания одноступенчатой модели компрессора необходимы следующие элементы: точка подачи газа, клапан на входе, узел слияния нескольких потоков, компрессор, охладитель газа, газо-жидкостный сепаратор, узел разделения потоков, клапан на выходе, антипомпажный клапан, привод компрессора. Все эти элементы доступны на панели инструментов, чтобы добавить антипомпажный клапан, необходимо выбрать его в свойствах газового компрессора.

После добавления всех необходимых элементов (рисунок 3.10), необходимо установить связь между элементами.

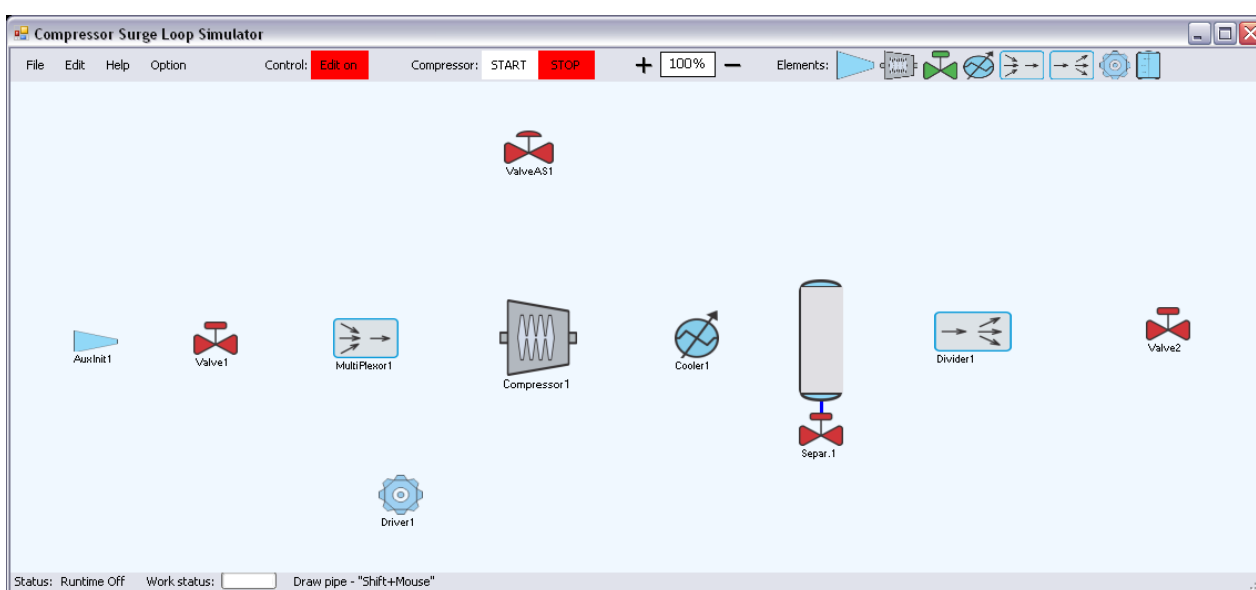


Рисунок 3.10 – Добавление элементов схемы

Связь между элементами осуществляется посредством элемента «труба». Чтобы соединить два элемента, необходимо при нажатой клавише «Shift» переместить курсор на объект, с которым нужно установить связь (рисунок 3.11).

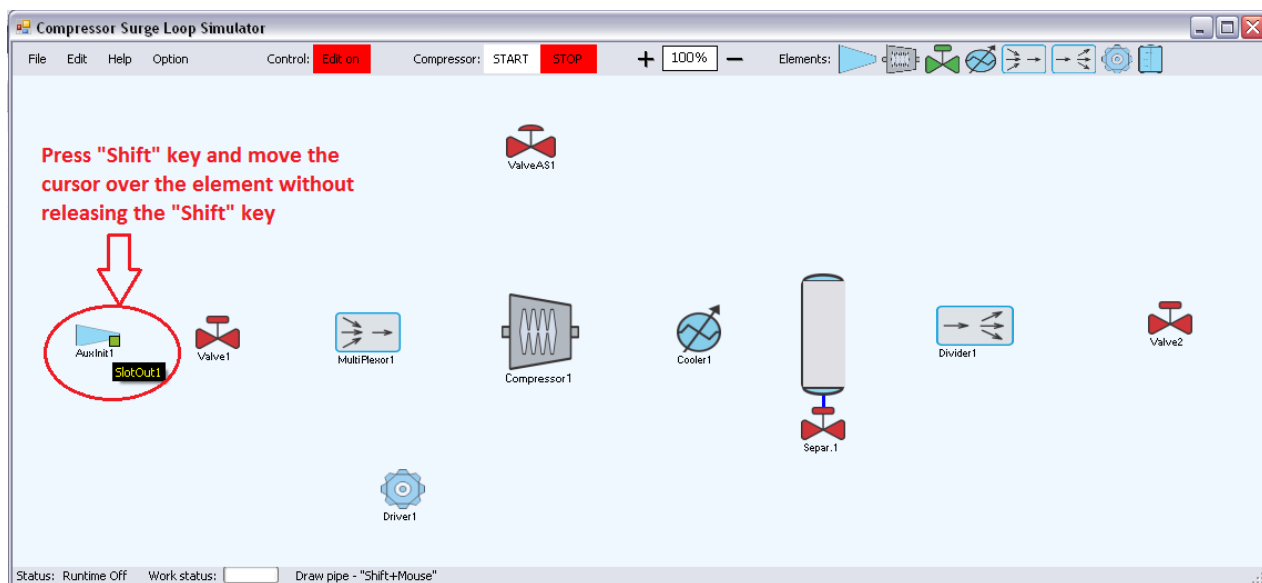


Рисунок 3.11 – Соединение элементов схемы

Дальнейшим действием является подключение остальных элементов между собой. Узел разделения потоков имеет один вход и 4 выхода, можно выбрать любой из этих выходов. После установки соединения между всеми элементами, должны появиться «трубы» между всеми устройствами схемы компримирования газа (рисунок 3.12).

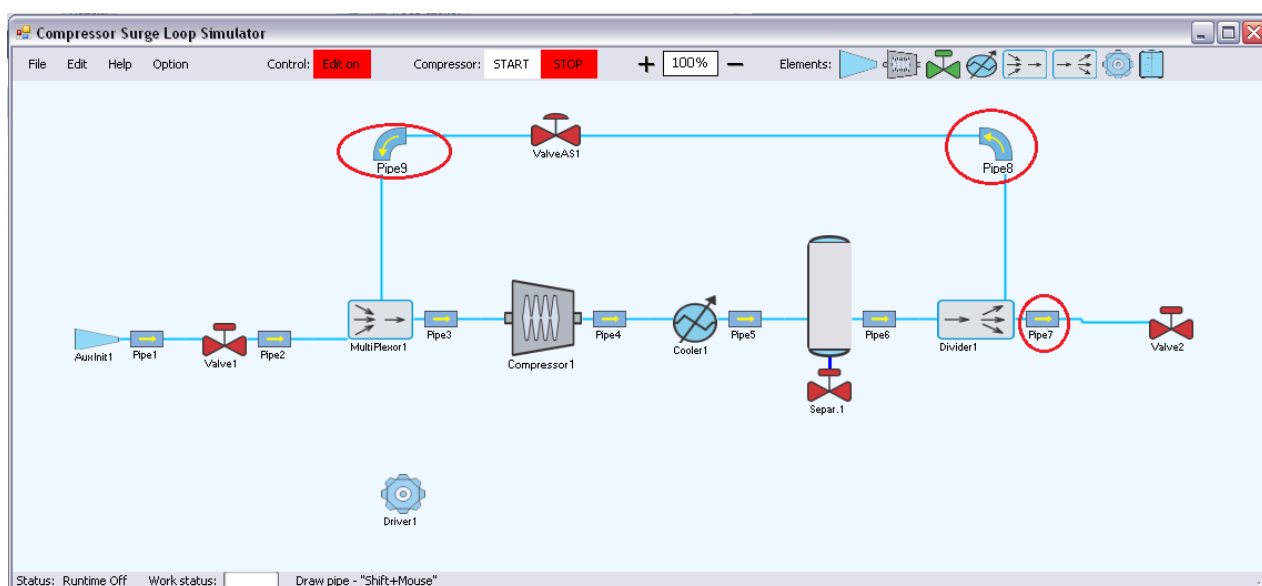


Рисунок 3.12 – После установки соединений между элементами

Последний шаг - подключение двигателя к компрессору. Конфигурирование связи осуществляется через диалоговую панель элемента двигателя, которая изображена на рисунке 3.13. Конфигурирование двигателя заключается в следующих шагах:

1) выбрать параметр, значение которого будет регулироваться скоростью компрессора. Может быть выбран любой элемент схемы из выпадающего списка;

2) выбрать параметр управления: давление, температура, расход. Если выбрана «Скорость», выпадающий список выбора элемента управления будет деактивирован, поскольку регулирование скорости применимо только для компрессора;

3) установить задание для параметра управления, максимальную скорость, коэффициент скорости (время, необходимое для достижения заданного значения скорости);

4) подключить двигатель к необходимому компрессору или нескольким компрессорам;

5) по завершении настроек, подтвердить выбранные настройки нажатием клавиши «ОК».

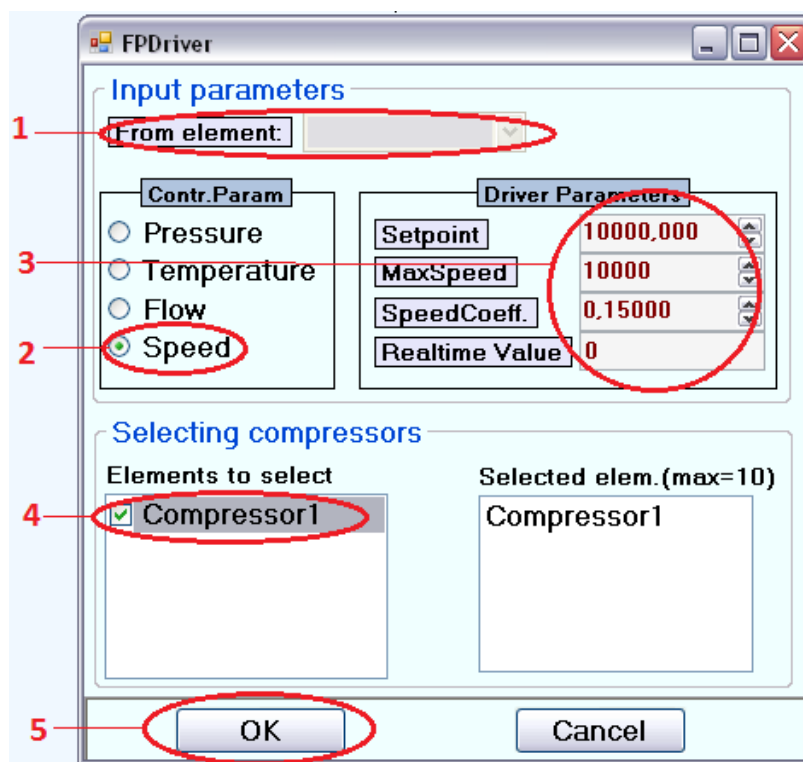


Рисунок 3.13 – Диалоговое окно двигателя

Если процедура соединения между элементами завершена, можно перейти в режим Runtime (моделирование в режиме реального времени), нажав кнопку «Edit off» (красная кнопка сверху), после чего приложение переходит в режим исполнения (рисунок 3.14). В этом режиме имеется возможность установить

соответствующие параметры для элементов, например, кривую компрессора, помпажную кривую, пропускное значение клапана и т.д. Каждый элемент имеет параметры по умолчанию, которые впоследствии можно редактировать.

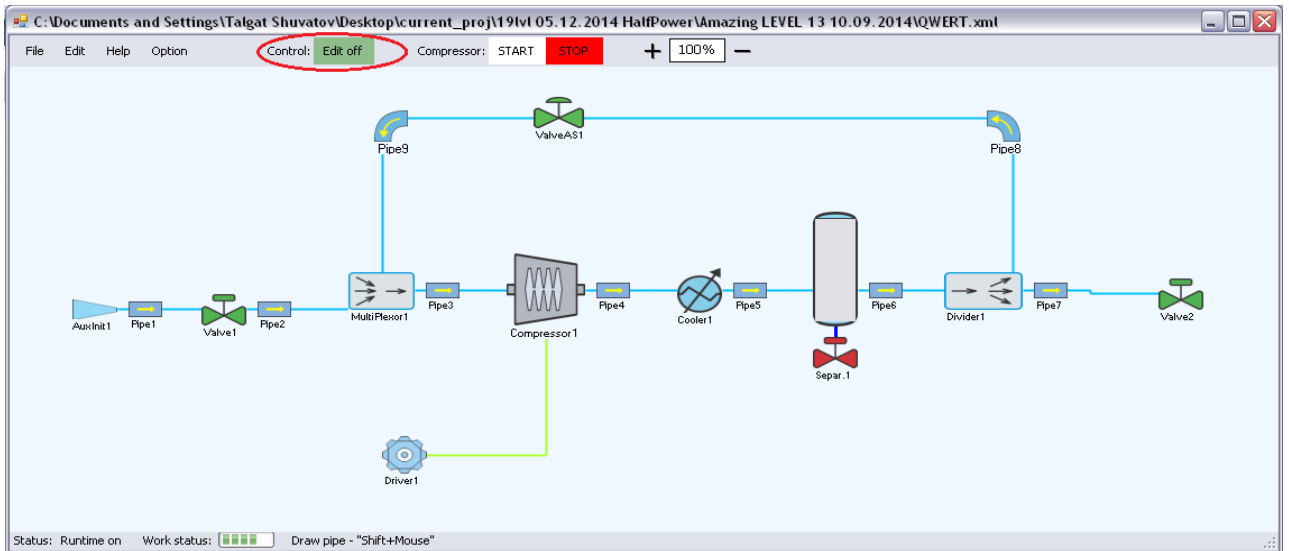


Рисунок 3.14 – Приложение в режиме исполнения

В режиме исполнения производится «запуск» схемы моделирования компрессора (рисунок 3.15), где можно наблюдать, как изменяются параметры на входе и выходе из элементов схемы компримирования при изменении скорости компрессора. Для каждого из элементов схемы имеется возможность открыть диалоговое окно, и производить изменение параметров. Для сбора параметров моделирования есть возможность запуска окна трендов в реальном времени, где можно выбрать все имеющиеся параметры любого устройства построенной схемы.

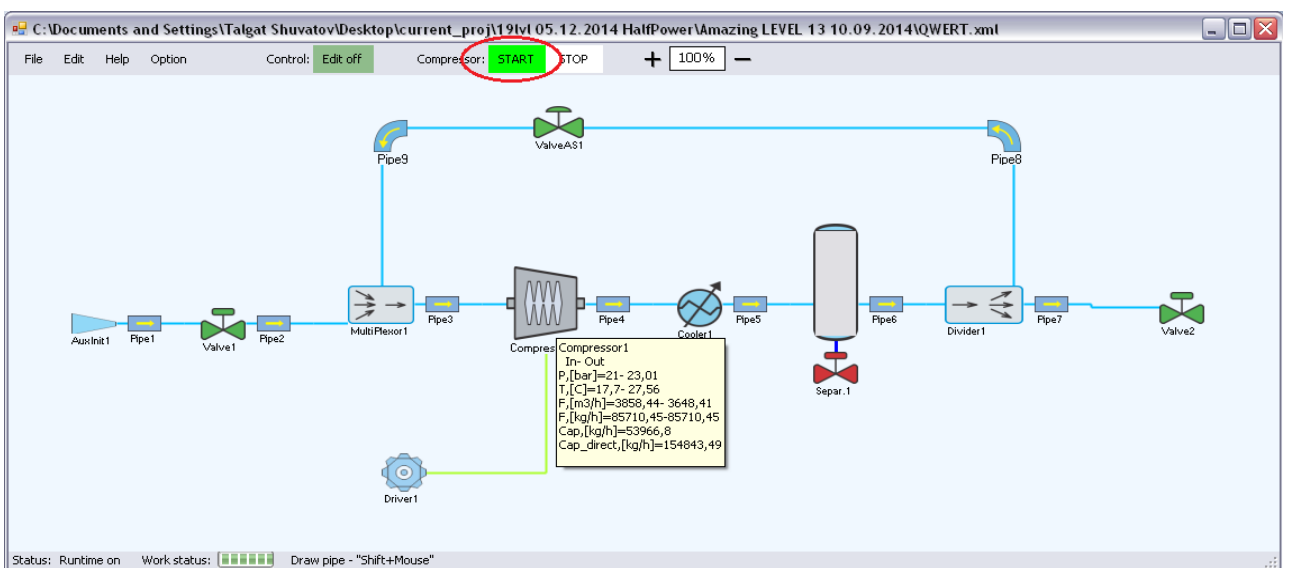


Рисунок 3.15 – Запуск моделирования

Выводы по третьему разделу

В третьем разделе дано описание такому явлению как помпаж, являющемуся одной из основных угроз для газового компрессора. Описан принцип действия и необходимости использования антипомпажного регулятора. Раскрыты принципы закона регулирования, подробно описан принцип использования и назначение линий антипомпажного регулятора. На основе теоретических знаний и практических навыков работы с газовыми компрессорами, разработана модель антипомпажного регулятора. Показана программная реализация результатов работы представленных в разделах 2 и 3 данной диссертационной работы, построена схема компримирования природного газа. По результатам данного раздела была опубликована работа [55].

4 МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ РЕЖИМАМИ РАБОТЫ ГПА

В предыдущих двух разделах представлено описание построенных математических моделей, на основе которых была разработана среда для моделирования технологического процесса компримирования газа газоперекачивающим агрегатом. В данном разделе приводится описание процесса моделирования системы управления одноступенчатой схемой сжатия газа, проведена проверка адекватности построенной модели и системы управления основными режимами работы ГПА. Как упоминалось ранее, разработанный программный модуль предполагается использовать в общей системе управления и к нему предъявляются требования оперативности решения, модульности архитектуры, расширения и адаптации к изменениям характеристик технологического процесса, а также возможности переконфигурирования схем управления и регулирования антипомпажной системы, являющейся неотъемлемой составляющей защиты ГПА.

4.1 Постановка задачи и параметры системы компримирования газа

Для проверки корректности и достаточности алгебраических расчетов был проведён сравнительный анализ результатов моделирования в разработанном программном пакете моделирования режимов работы газоперекачивающего агрегата и в коммерческом пакете моделирования технологических процессов Aspen Hysys. Корректность полученных результатов проверялась для динамических и стационарных режимов работы ГПА. Под динамическим режимом работы ГПА подразумеваются те режимы, в которых происходит изменение скорости центробежного нагнетателя, что соответствует запуску, останову нагнетателя, а также анализ антипомпажной системы управления путём уменьшения расхода газа. Под стационарным режимом имеется ввиду работа ГПА на режимах с установившейся скоростью.

Разработанное приложение предназначено для моделирования технологического процесса компримирования газа. Схема компримирования создаётся на основе выбора элементов из библиотеки и установки соединений между ними. Важным этапом процесса моделирования является инициализация входных параметров системы, таких как состав газа, давление, температура, кривые компрессора (кривая производительности, эффективности, антипомпажная кривая), параметры клапана и т.д. Для проверки точности алгебраических расчетов разработанного программного пакета, были построены схемы компримирования газа на основе одноступенчатого газового компрессора с линией рециркуляции, заданы одинаковые параметры газа на входе, идентичные кривые производительности центробежного нагнетателя. Результаты моделирования были сопоставлены с результатами, полученными в программном пакете для моделирования технологических процессов Aspen Hysys. Схемы компримирования для обеих систем показаны на рисунках 4.1, 4.2.

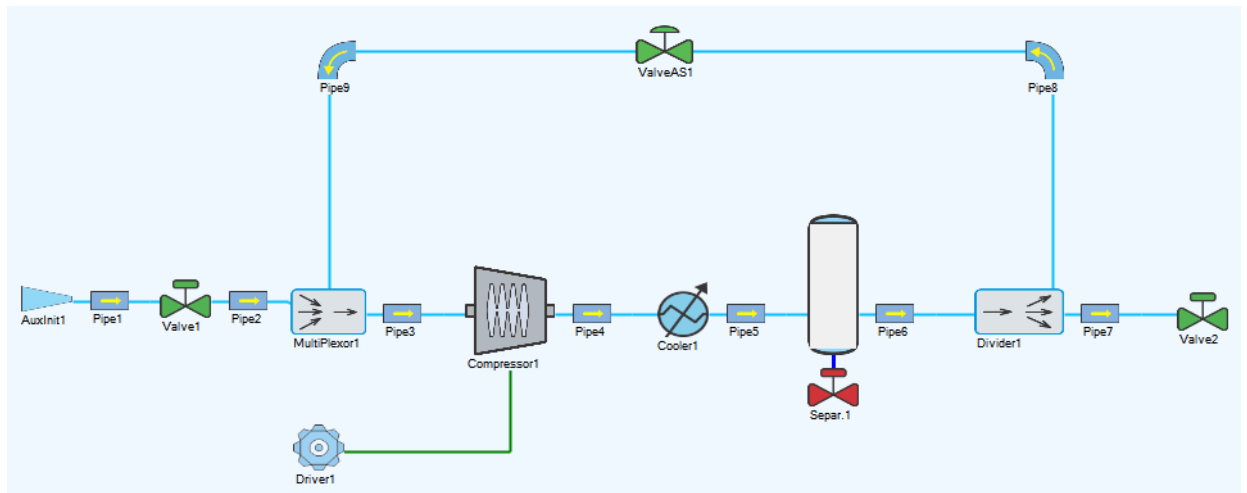


Рисунок 4.1 – Одноступенчатая схема компримирования в разработанном ПО

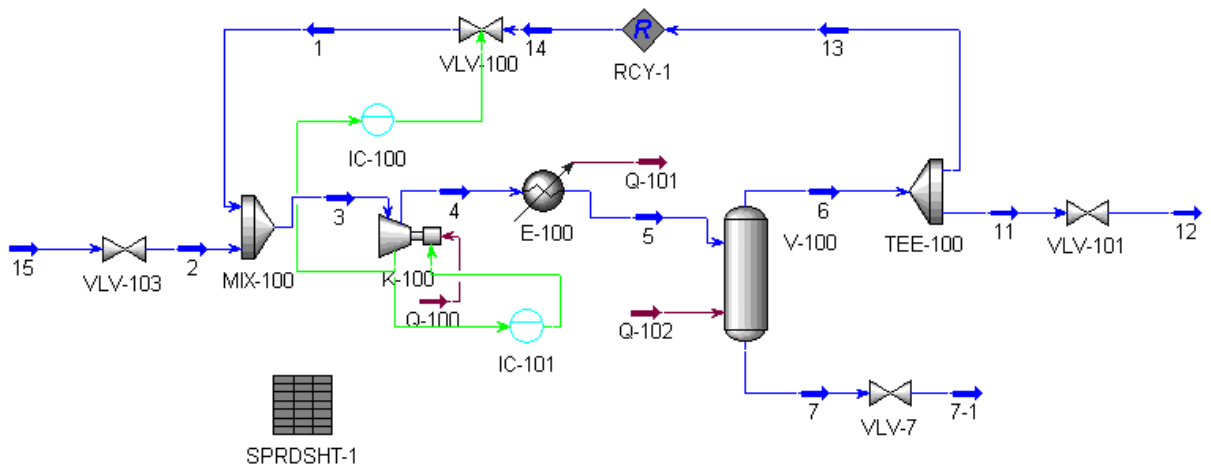


Рисунок 4.2 – Одноступенчатая схема компримирования в среде Aspen Hysys

Были заданы одинаковые начальные условия и параметры оборудования. В качестве начальных условий задаются параметры газа на входе: температура, давления, компонентный состав, давление газа на выходе (рисунки 4.3 - 4.5).

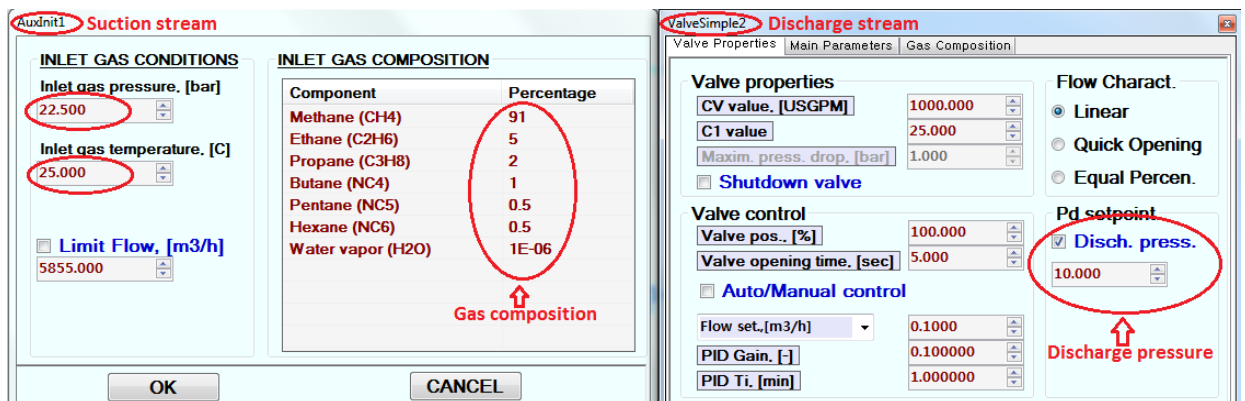


Рисунок 4.3 – Начальные условия в разработанном ПО

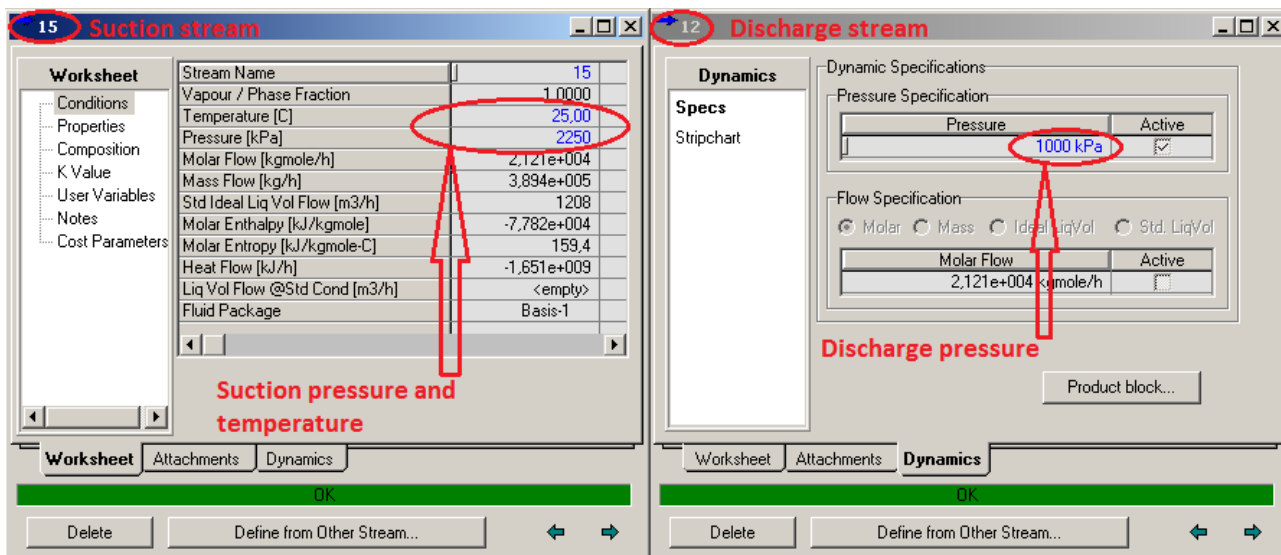


Рисунок 4.4 – Начальные условия в среде Aspen Hysys

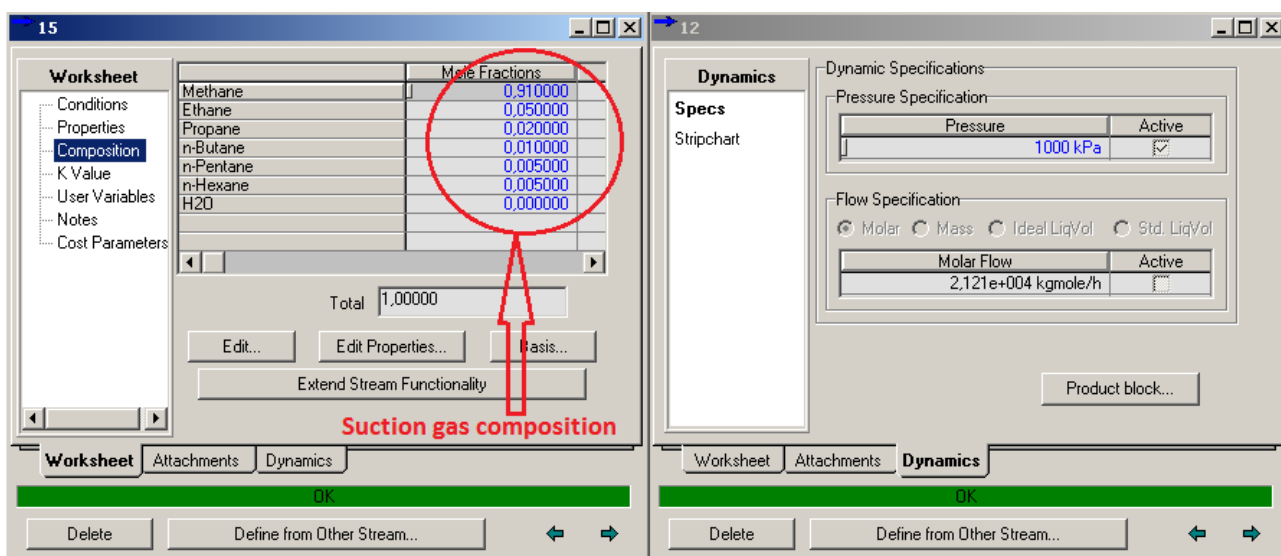


Рисунок 4.5 – Компонентный состав газа в среде Aspen Hysys

Как и любой другой процесс, технология компримирования газа не обходится без клапанов. Клапаны используются для поддержания необходимого расхода газа либо в качестве отсечного элемента. Основными параметрами любого газового клапана являются параметры пропускной способности (C_v , C_1). Каждый клапан имеет характеристику потока (линейная, равнопроцентная, быстрого действия). Характеристика потока описывает соотношение между коэффициентом (C_v) клапана и ходом клапана. Когда клапан открывается, характеристика потока позволяет определенному количеству потока проходить через клапан при определенном проценте хода. Линейная характеристика говорит о том, что расход через клапан пропорционален величине перемещения плунжера. Клапаны с линейными характеристиками часто применяются для поддержания постоянного расхода через клапан. Также линейная

характеристика используется, когда на клапан приходится основная часть перепада давления в системе. Равнопроцентная пропускная характеристика обеспечивает незначительный, но точно определяемый расход газа при незначительном подъёме плунжера и резкое увеличение расхода газа по мере приближения плунжера к положению полного открытия. Пропускная характеристика быстрого открытия обеспечивает значительное изменение расхода газа при малых перемещениях плунжера. Кривая в основном линейна в пределах первых 40% подъема плунжера, а затем она становится более полой.

На рисунках 4.6 - 4.8 показаны выбранные характеристики клапанов и значения пропускной способности в разработанном ПО и в среде Aspen Hysys.

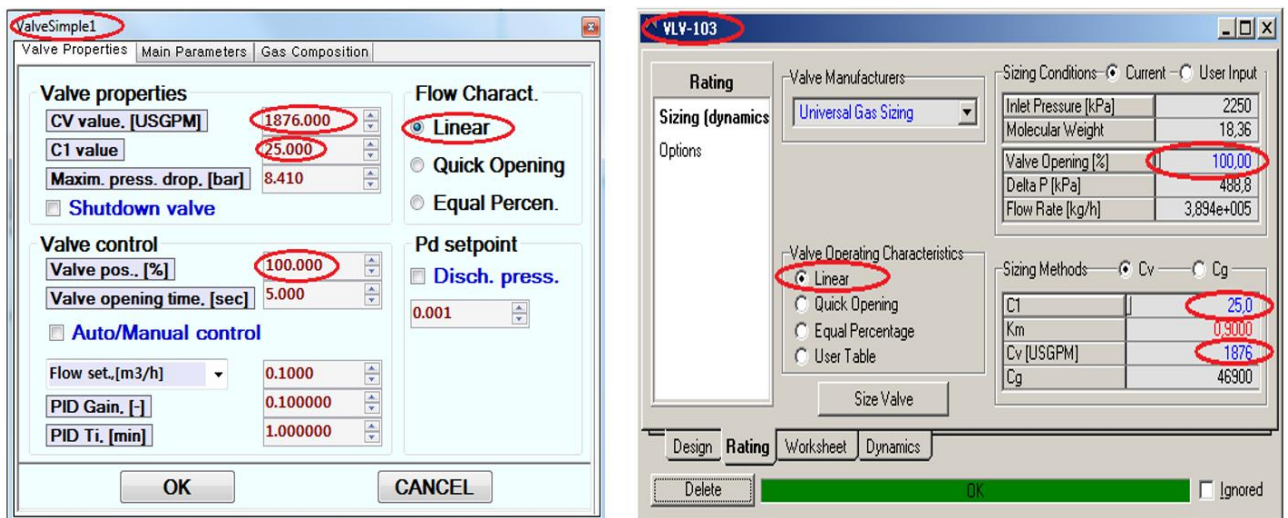


Рисунок 4.6 – Параметры клапана на входе для разработанного ПО (слева) и среды Aspen Hysys (справа)

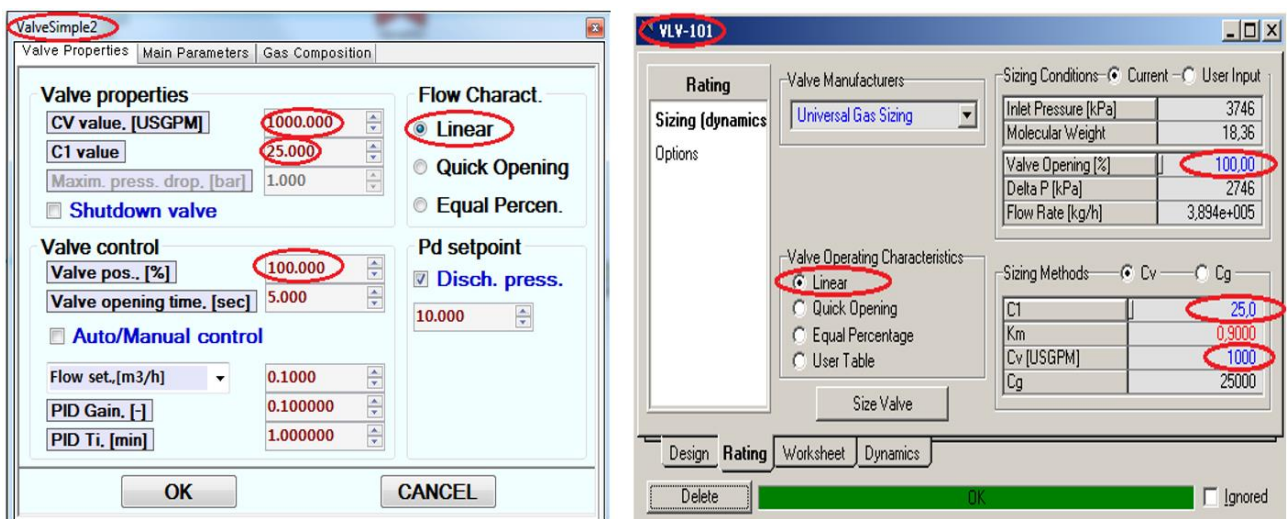


Рисунок 4.7 – Параметры клапана на выходе для разработанного ПО (слева) и среды Aspen Hysys (справа)

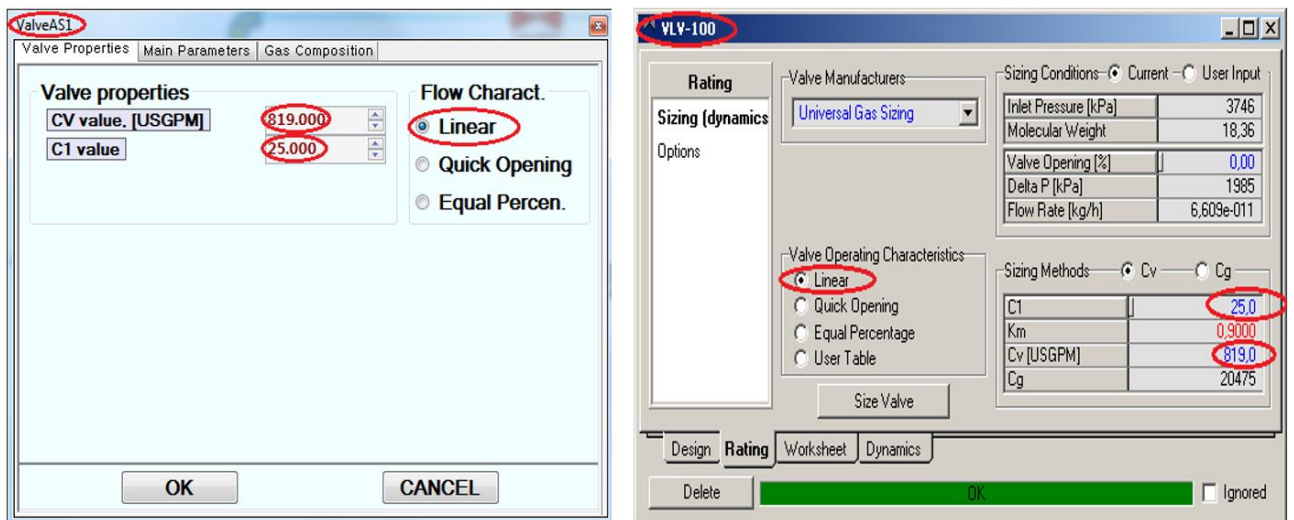


Рисунок 4.8 – Параметры антипомпажного клапана для разработанного ПО (слева) и среды Aspen Hysys (справа)

Компрессор имеет номинальную скорость вращения и электродвигатель в качестве привода. Основными данными, которые требуются для моделирования компрессора, являются кривые производительности компрессора, помпажная кривая, параметры привода. На рисунках 4.9, 4.10 показаны характеристики компрессора, выбранные в разработанном ПО и в среде Aspen Hysys.

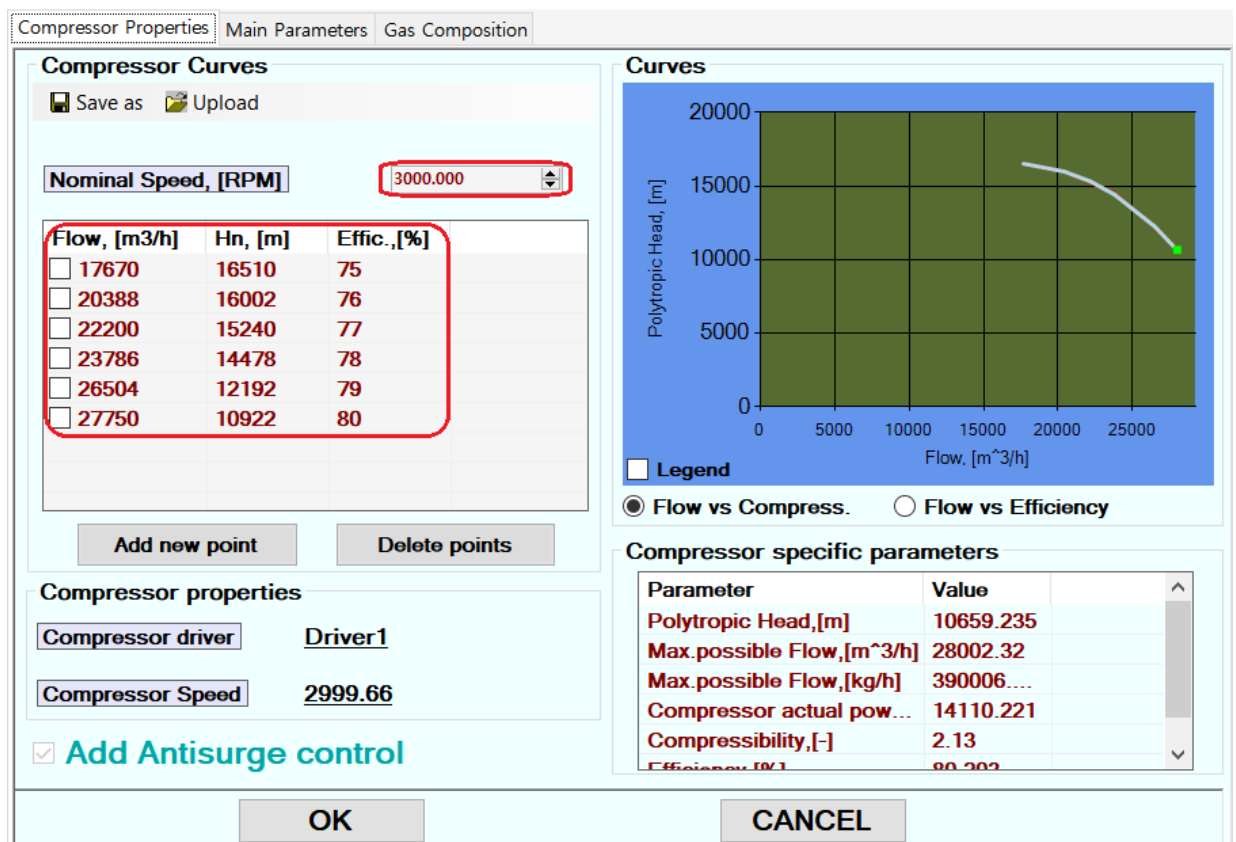


Рисунок 4.9 – Параметры компрессора в разработанном ПО

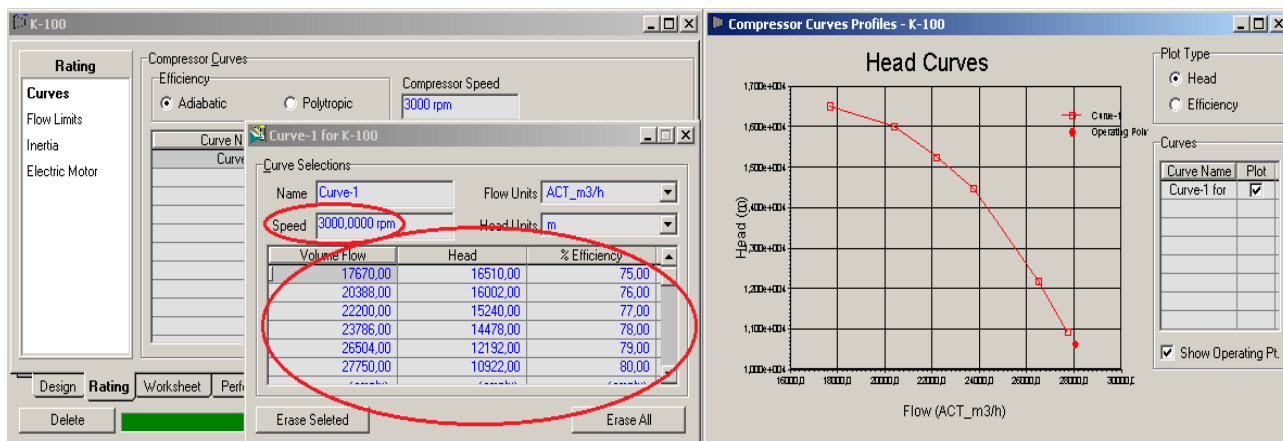


Рисунок 4.10 – Параметры компрессора в среде Aspen Hysys

Охладитель используется для охлаждения горячего газа. Газожидкостный сепаратор предназначен для очистки газового потока от механической примеси и капельной жидкости. Обычно, сепаратор в одном корпусе может совмещать несколько ступеней сепарации, работа которых основана на инерционном, гравитационном или центробежном принципах очистки газа.

Важной частью схемы является линия рециркуляции с антипомпажным управлением для компрессора. Уравнение Редлиха-Квонга используется в качестве термодинамической модели, используемой для расчетов равновесия во всех моделях.

Антипомпажный клапан имеет несколько критических параметров, таких как время простоя, время срабатывания, тип открытия, значение C_V . Эти параметры следует должным образом проанализировать перед выбором клапана. Помпаж приводит к высоким нагрузкам на подшипники, высокому уровню вибрации, повышению внутренней температуры газа и температуры компрессора. Антипомпажный регулятор позволяет избежать помпажа и защитить компрессор от сильно повреждающих и разрушительных событий. Диалоговое окно регулятора позволяет изменять стратегию антипомпажного управления, настраивать параметры ПИ-регулятора, отслеживать основные расчетные значения, корректировать линии регулятора (рисунок 3.7).

Для тестирования модели управления были смоделированы четыре различных сценария. Сценарии были выбраны в соответствии с двумя основными критериями: показать установившийся режим работы газового компрессора и тестирование модели во время переходного процесса. Были смоделированы следующие случаи:

- динамический режим управления запуском компрессора;
- установившийся режим, при выходе компрессора на номинальные обороты;
- динамический режим управления остановом компрессора;
- проверка реакции антипомпажной системы на внешние воздействия и изменения параметров системы.

4.2 Моделирование динамического режима управления запуском газового компрессора

Этот режим включает в себя ускорение компрессора до номинальной скорости при полностью открытом антипомпажном клапане. Одним из наиболее важных параметров для этого режима моделирования является время, необходимое для разгона компрессора до номинальной скорости. Для данного режима важны изменения объемного расхода, давления и температуры во время последовательности запуска компрессора, представленные на рисунках 4.11 - 4.18.

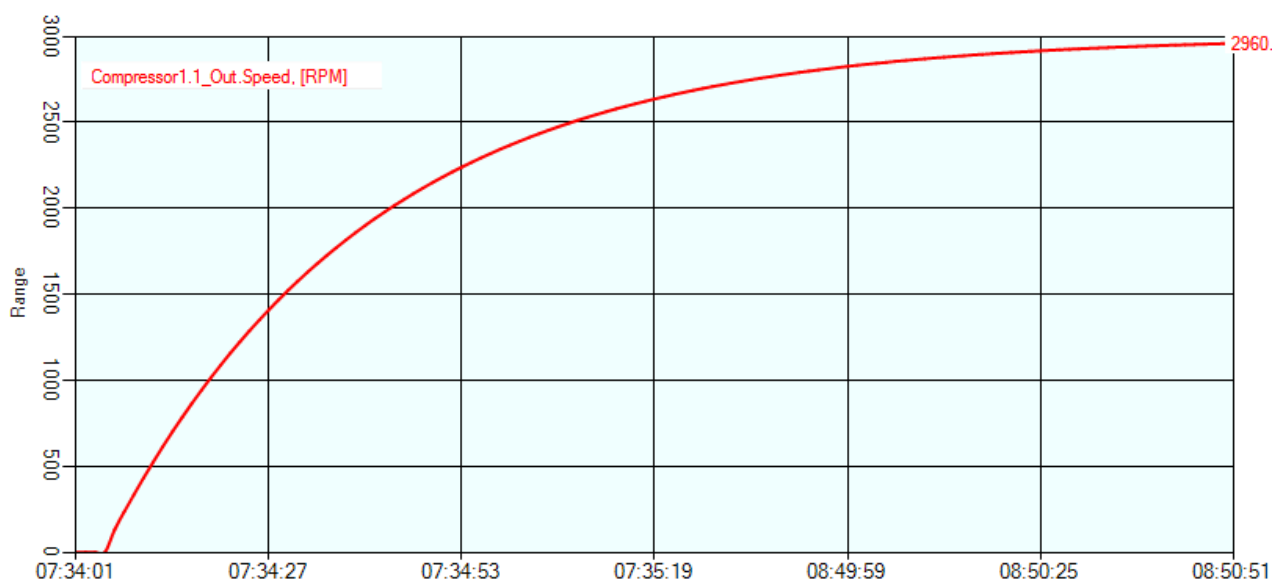


Рисунок 4.11 – График набора скорости компрессора в разработанном ПО

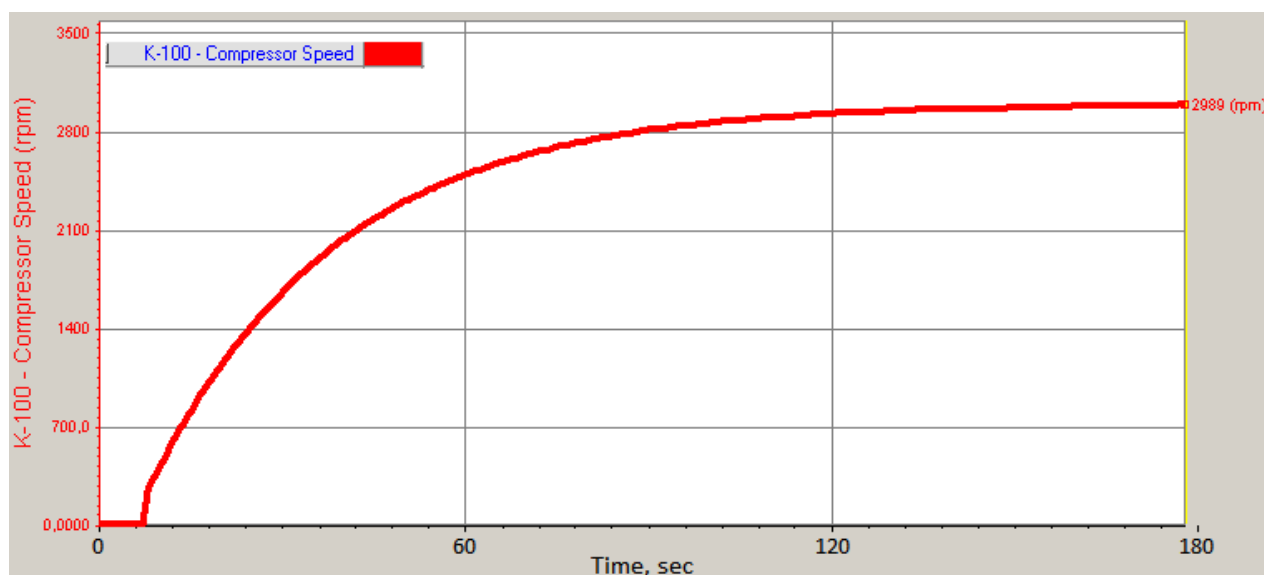


Рисунок 4.12 – График набора скорости компрессора в среде Aspen Hysys

Скорость компрессора изменяется плавно и характер изменения для обеих систем является одинаковым. По графикам изменения объемного расхода газа на входе в компрессор видно, что в начальный момент запуска расход плавно растёт, затем происходит его падение и дальнейшее повышение. Данный скачок расхода происходит вследствие того, что в начальный момент запуска антипомпажный клапан полностью открыт и в момент, когда антипомпажный регулятор переходит в режим управления, клапан начинает закрываться, вследствие чего и происходит скачок расхода. Как видно по трендам (рисунки 4.13, 4.14), характер изменения расхода для двух систем совпадает.

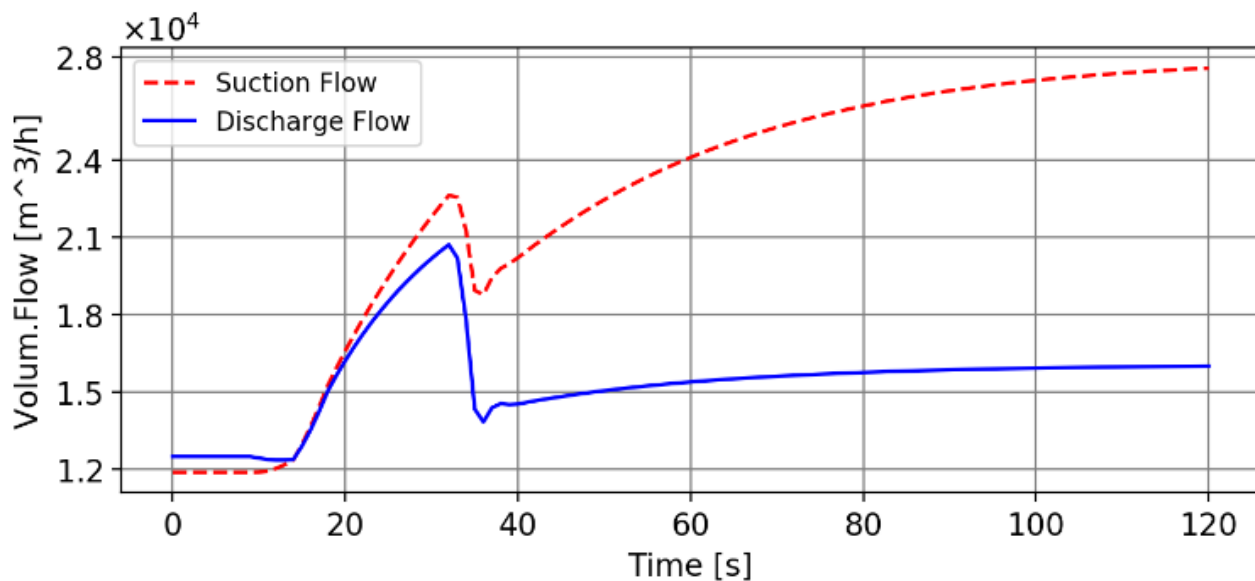


Рисунок 4.13 – График изменения объемного расхода газа во время запуска компрессора в разработанном ПО

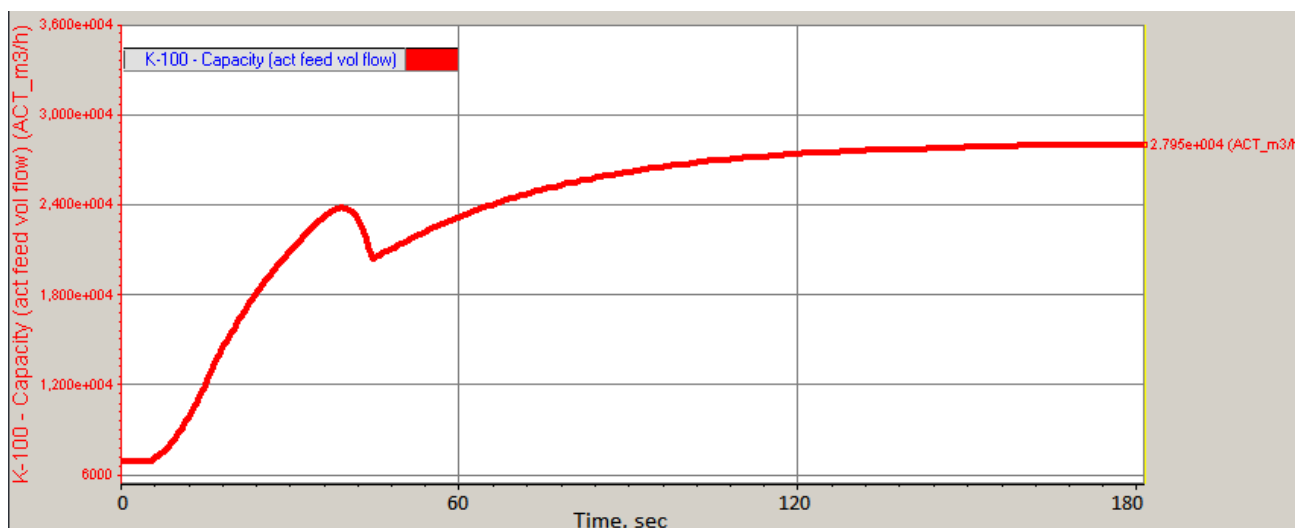


Рисунок 4.14 – График изменения объемного расхода газа во время запуска компрессора в среде Aspen Hysys

По трендам представленным на рисунках 4.15, 4.16 видно, что графики давления при разгоне компрессоров для обеих систем схожи. Давление на входе компрессора понижается по время разгона компрессора, что является адекватной реакцией, так как с увеличением скорости компрессора возрастает и его пропускная способность. Давление на выходе компрессора возрастает, также на него сказывается влияние антипомпажного клапана, который открыт в начальный момент старта, а затем при переходе антипомпажного регулятора в режим управления клапан начинает закрываться.

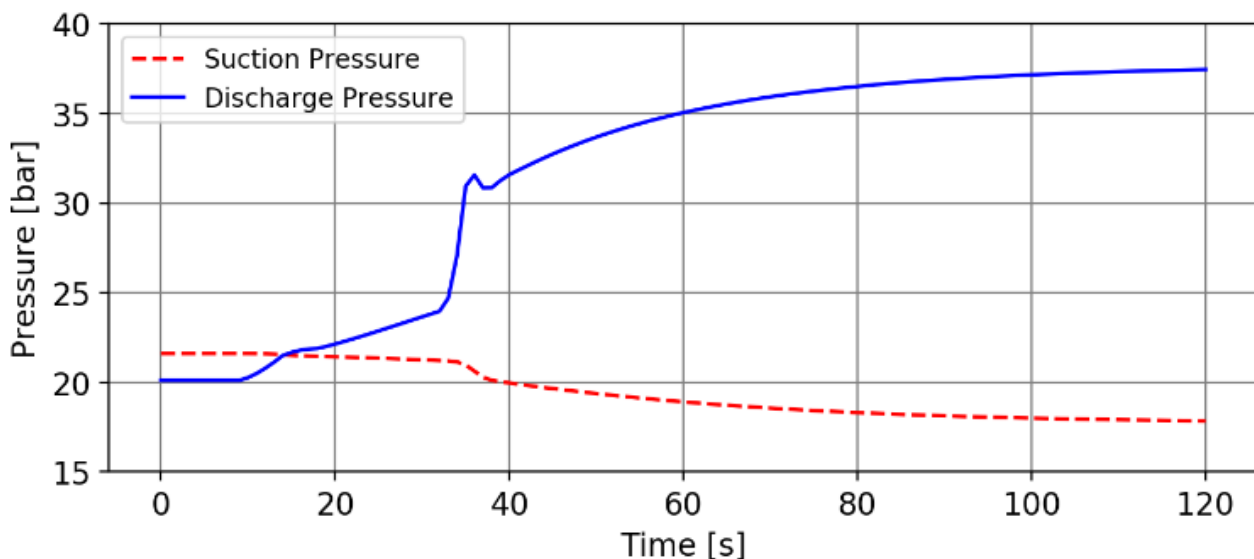


Рисунок 4.15 – График изменения давления газа во время запуска компрессора в разработанном ПО

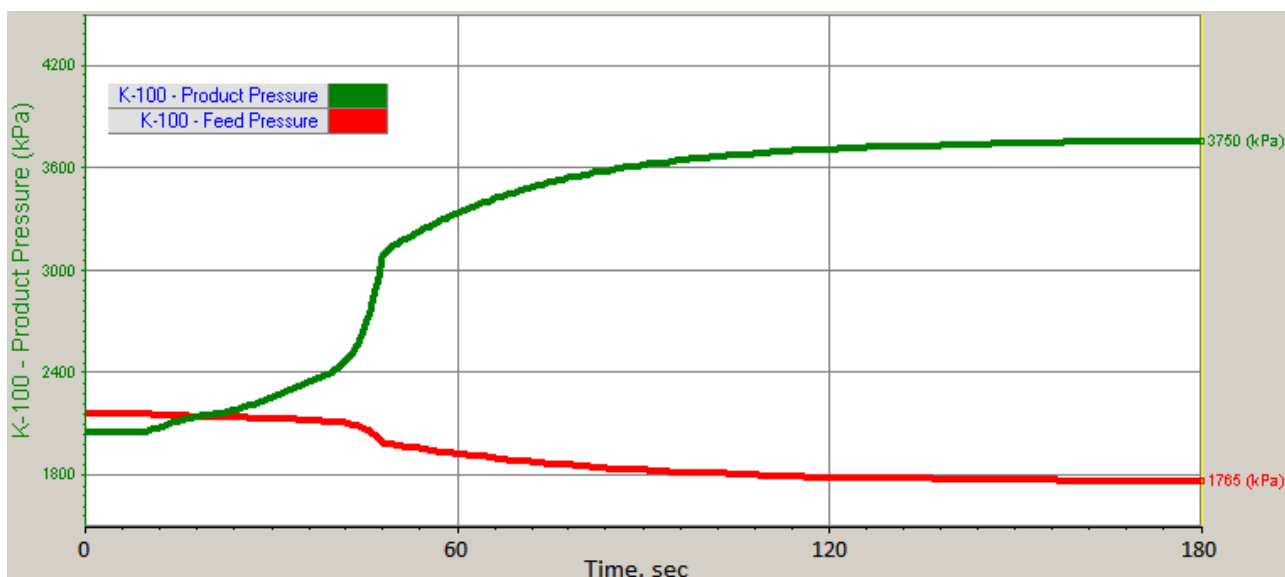


Рисунок 4.16 – График изменения давления газа во время запуска компрессора в среде Aspen Hysys

По трендам показанным на рисунках 4.17, 4.18 видно, что графики изменения температуры на входе и выходе компрессора при разгоне компрессоров для обеих систем имеют схожий характер. Температура на входе компрессора немного понижается по время разгона компрессора, что является адекватной реакцией, так как с увеличением скорости компрессора возрастает и его пропускная способность. Температура газа на выходе компрессора возрастает ввиду сжатия газа, также на него влияет закрытие антипомпажного клапана, который открыт в начальный момент старта, а затем при переходе антипомпажного регулятора в режим управления клапан начинает закрываться.

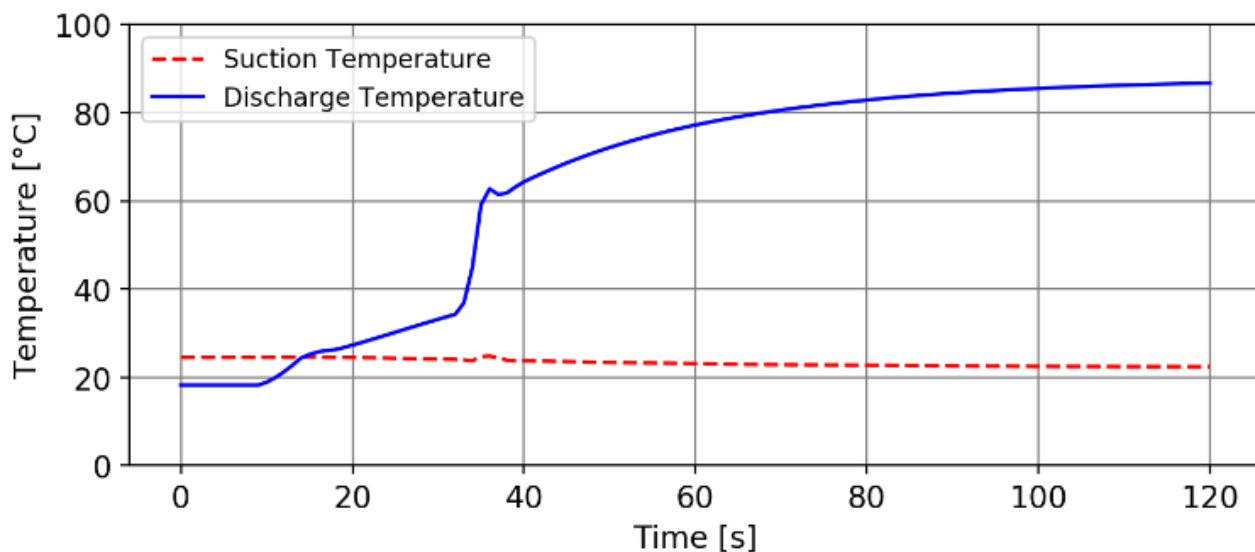


Рисунок 4.17 – График изменения температуры газа во время запуска компрессора в разработанном ПО

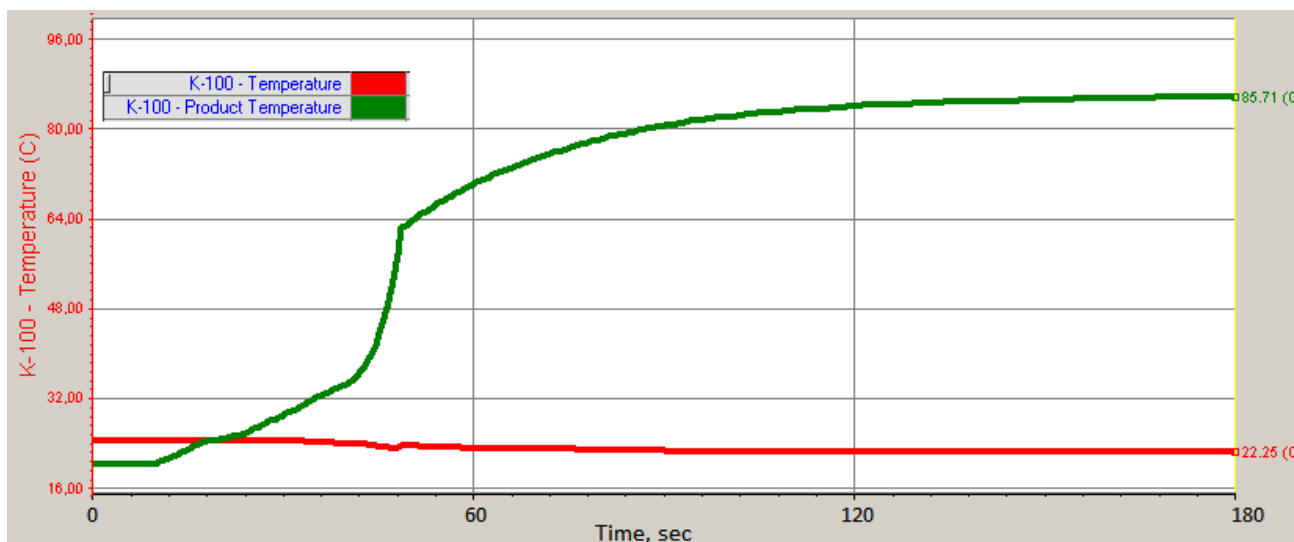


Рисунок 4.18 – График изменения температуры газа во время запуска компрессора в среде Aspen Hysys

4.3 Моделирование режима управления компрессором при номинальной скорости

В этом режиме компрессор работает на установившейся скорости без переходных режимов. Чтобы определить адекватность модели было проведено сравнение в одиннадцати точках скорости. Скорость центробежного компрессора варьировалась с 2000 до 3000 оборотов в минуту (об/мин) с шагом в 100 об/мин. Среднеквадратичная ошибка (MSE) и корень среднеквадратичной ошибки (RMSE) были рассчитаны для трех основных выходных параметров компрессора: температуры, давления и объемного расхода. Соответствующие результаты показаны в таблице 4.1. Столбец «Сигнал» - это результаты моделирования в разработанном ПО, а столбец «Ссылка» – результаты моделирования в Aspen Hysys.

Таблица 4.1 – Показатели среднеквадратичной ошибки для устойчивого режима

Сигнал	Ссылка	MSE	RMSE
$T_{\text{ВЫХ}}$	$T_{\text{ВЫХ}}$	1.09	1.04
$P_{\text{ВЫХ}}$	$P_{\text{ВЫХ}}$	0.01	0.09
$Q_{\text{ВЫХ}}$	$Q_{\text{ВЫХ}}$	3225	56.79

Результаты показывают адекватные значения MSE и RMSE для выбранных параметров.

В таблице 4.2 отображены полученные параметры на входе/выходе компрессора при номинальных оборотах компрессора в 3000 об/мин.

Таблица 4.2 – Параметры на входе/выходе компрессора на номинальной скорости

Сред. мод.	T, [C]	P,[bar]	F,[kg/h]	ρ ,[kg/m ³]	F,[m ³ /h]	P,[kW]	Hn,[m]
Разр. ПО, на входе	22.33	17.71	390030	13.93	28005	14113	10661
HYSYS, на входе	22.23	17.61	389400	13.88	28050	14045	10630
Разр. ПО, на выходе	87.68	37.71	390030	24.28	16064	14113	10661
HYSYS, на выходе	85.97	37.57	389400	24.39	15970	14045	10630

Как видно из таблицы, разница между параметрами в установившемся режиме для разработанного ПО и для среды Aspen HYSYS составляет менее 0.6 %.

4.4 Исследование динамического режима управления остановом газового компрессора

Данный режим характеризуется остановом компрессора, а именно уменьшением скорости с номинальных оборотов до нуля (рисунки 4.19, 4.20). Останов газового компрессора является одним из критических режимов, так как данный режим требует быстрой реакции антипомпажной системы регулирования. При иницировании режима останова компрессора антипомпажная система должна сразу же открыть антипомпажный клапан.

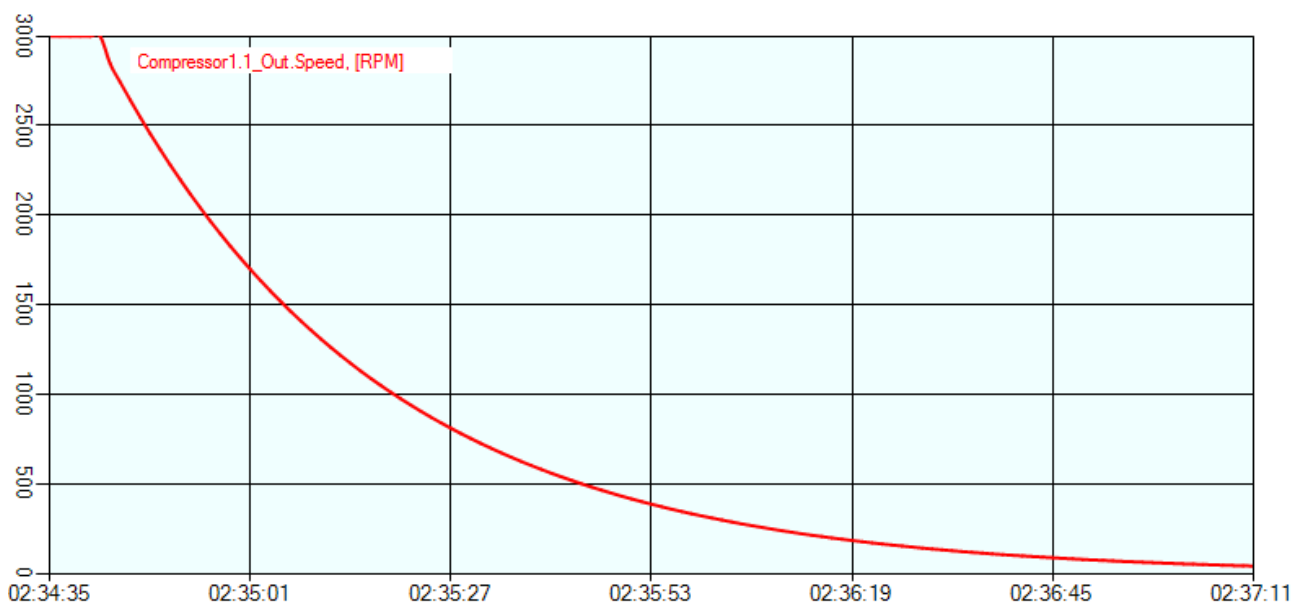


Рисунок 4.19 – График скорости во время останова компрессора в разработанном ПО

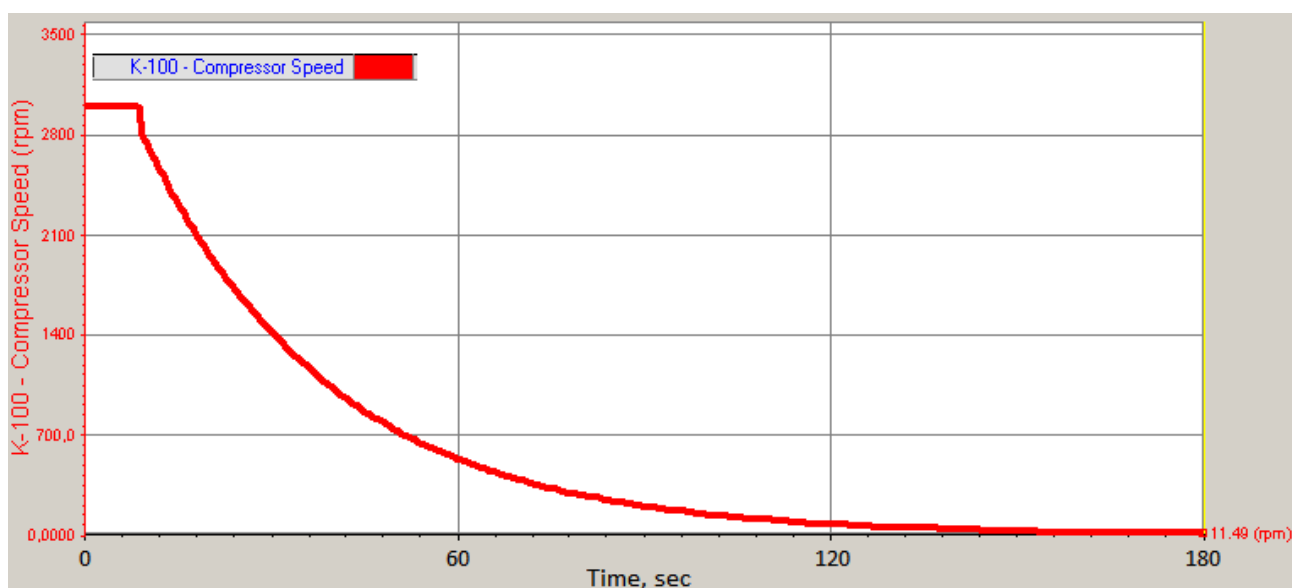


Рисунок 4.20 – График скорости во время останова компрессора в среде Aspen Hysys

Здесь также важно наблюдать за изменениями объемного расхода, давления и температуры на входе и выходе компрессора во время последовательности останова.

Когда начинается останов компрессора, система управления антипомпажным клапаном полностью его открывает для того, чтобы избежать риска возникновения помпажа. Как показано на рисунках 4.21, 4.22, в течение первых секунд после команды останова компрессора происходит снижение объемного расхода газа, затем виден небольшой всплеск расхода после открытия антипомпажного клапана, после чего расход достигает максимального значения на 10-й секунде. Дальнейшее уменьшение расхода газа происходит из-за снижения скорости компрессора до нуля оборотов.

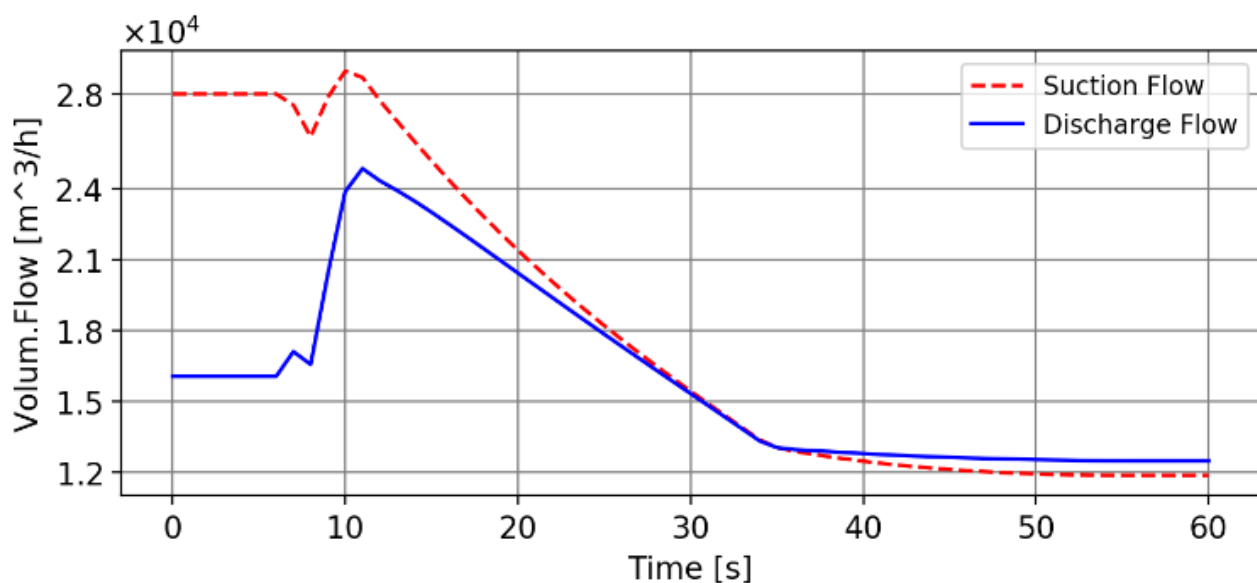


Рисунок 4.21 – График изменения объемного расхода газа во время останова компрессора в разработанном ПО

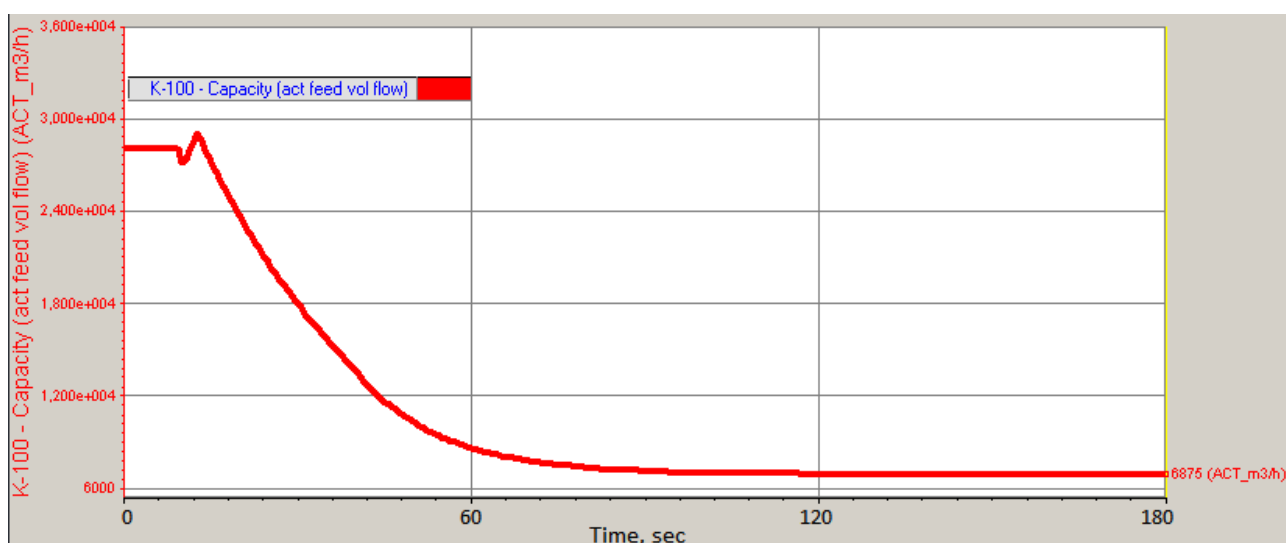


Рисунок 4.22 – График изменения объемного расхода газа во время останова компрессора в среде Aspen Hysys

На рисунках 4.23, 4.24 показаны графики изменения давления газа в момент останова компрессора. По графикам видно, что происходит резкое падение давления в течение первых 30 секунд после команды на останов компрессора. Как видно из графиков, открытие антипомпажного клапана мало влияет на давление во время режима останова компрессора. Останов компрессора сказывается на повышении давления на входе в компрессор, что связано с тем фактом, что при снижении скорости также уменьшается пропускная способность компрессора, вследствие чего и происходит повышение давления газа на входе компрессора.

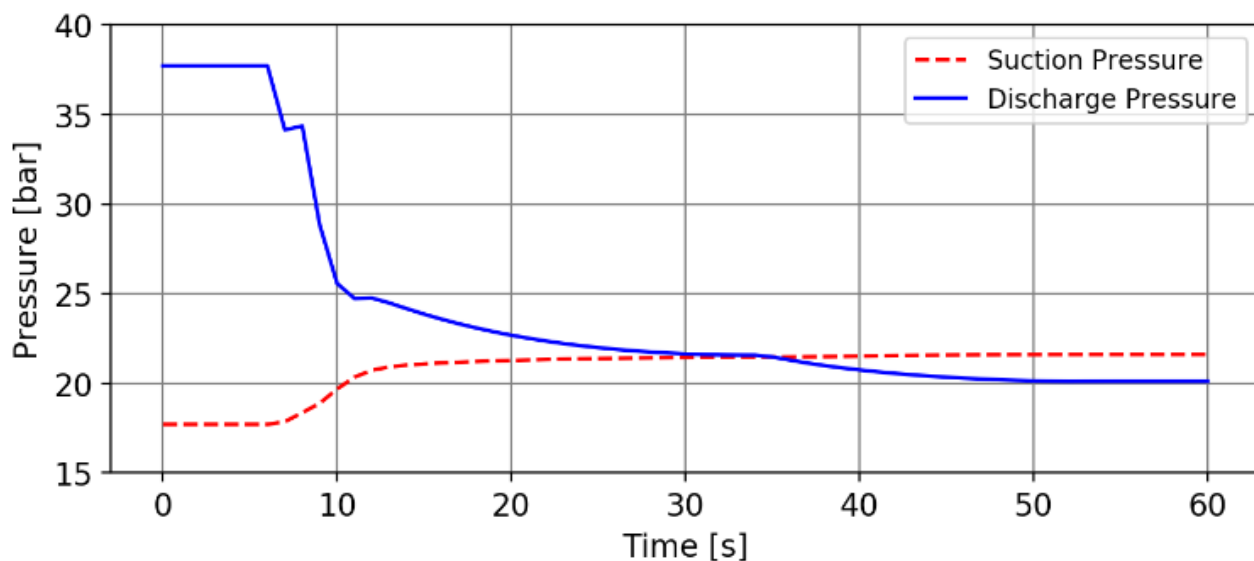


Рисунок 4.23 – График изменения давления газа во время останова компрессора в разработанном ПО

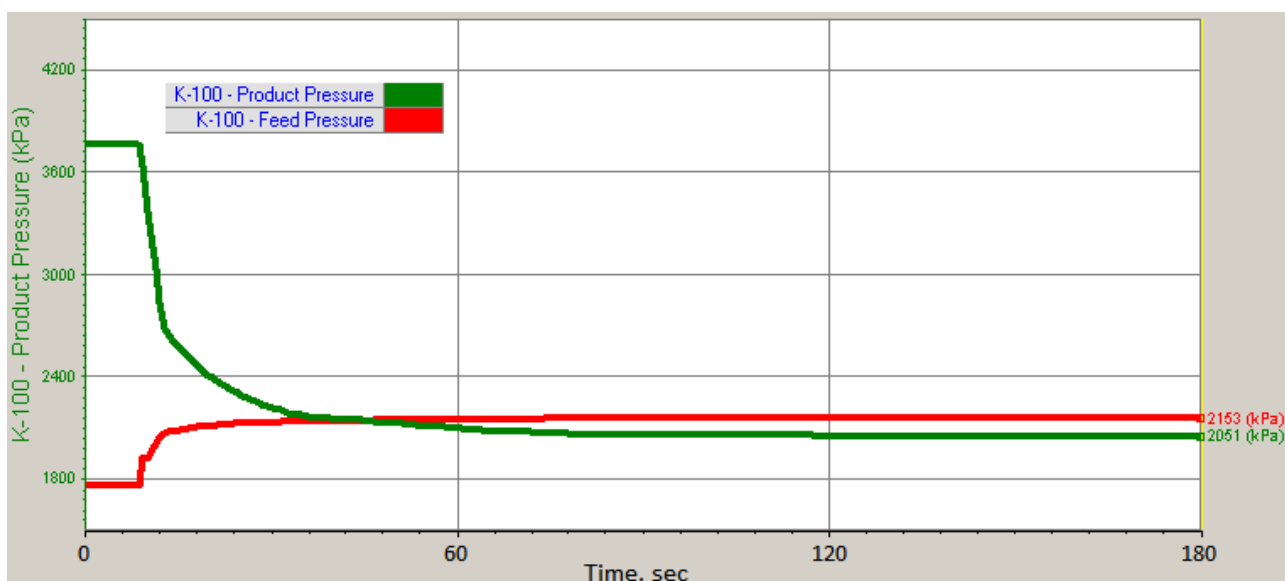


Рисунок 4.24 – График изменения давления газа во время останова компрессора в среде Aspen Hysys

На рисунках 4.25, 4.26 представлены графики изменения температуры газа в момент останова компрессора. По графикам видно, что происходит значительное падение температуры в течение первых 30 секунд после команды останова компрессора. Как видно из графиков, открытие антипомпажного клапана мало влияет на изменение температуры во время режима останова компрессора. Останов компрессора влияет на небольшое повышение температуры на входе в компрессор, что связано с тем фактом, что при снижении скорости также уменьшается пропускная способность компрессора, вследствие чего и происходит повышение давления газа и температуры на входе компрессора.

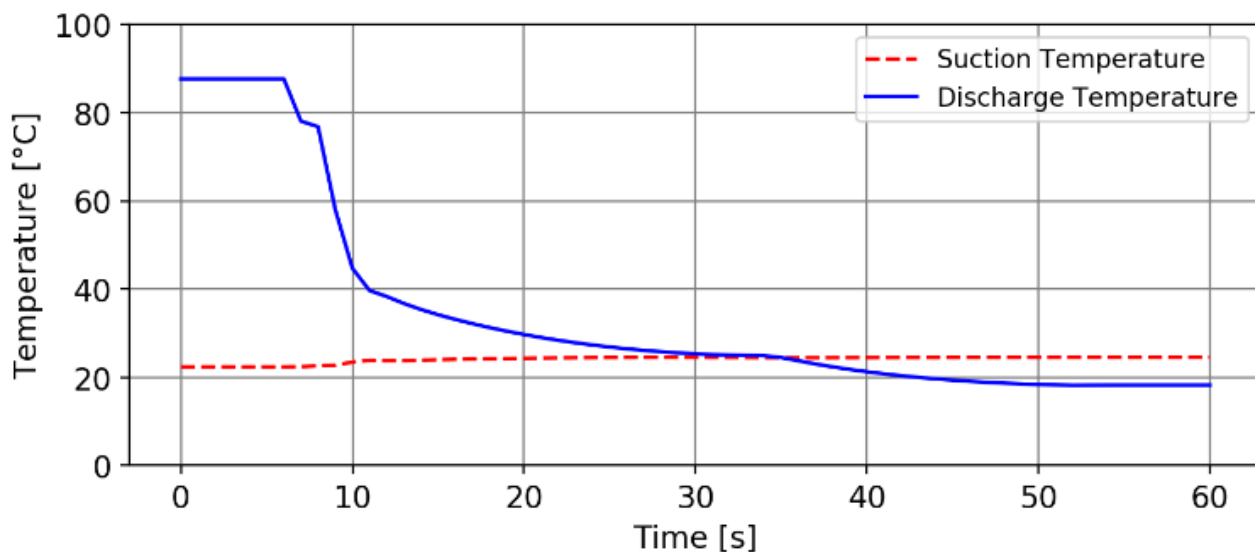


Рисунок 4.25 – График изменения температуры газа во время останова компрессора в разработанном ПО

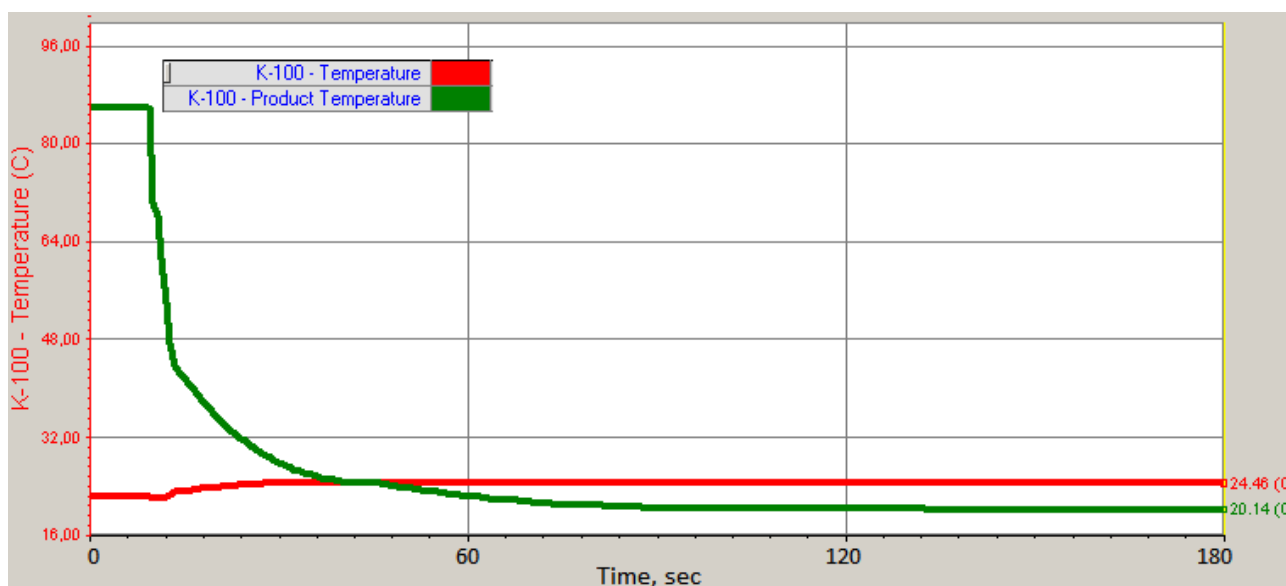


Рисунок 4.26 – График изменения температуры газа во время останова компрессора в среде Aspen Hysys

4.5 Тестирование антипомпажной системы управления

Данная проверка сфокусирована на антипомпажной системе управления, поскольку антипомпажный клапан находится в открытом положении в режимах запуска и останова, что не показывает реакцию антипомпажного контроллера на внешние воздействия. Параметры антипомпажного регулятора показаны на рисунках 4.27, 4.28.

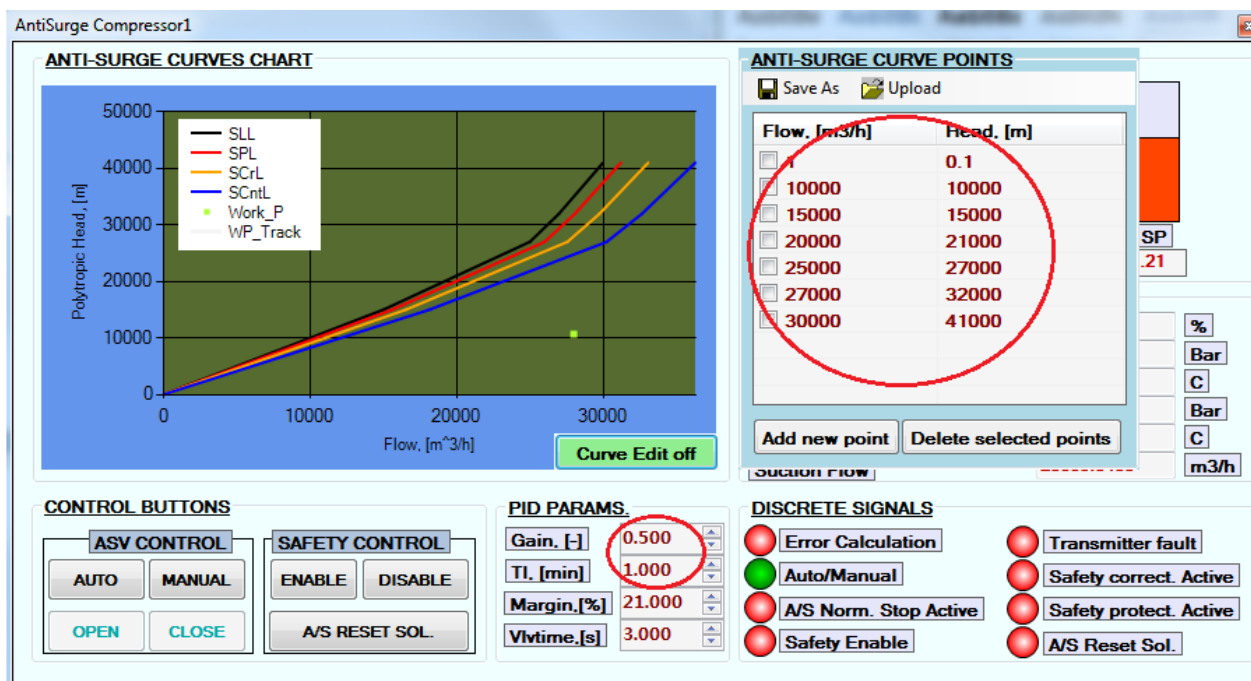


Рисунок 4.27 – Параметры антипомпажного контроллера в разработанном ПО

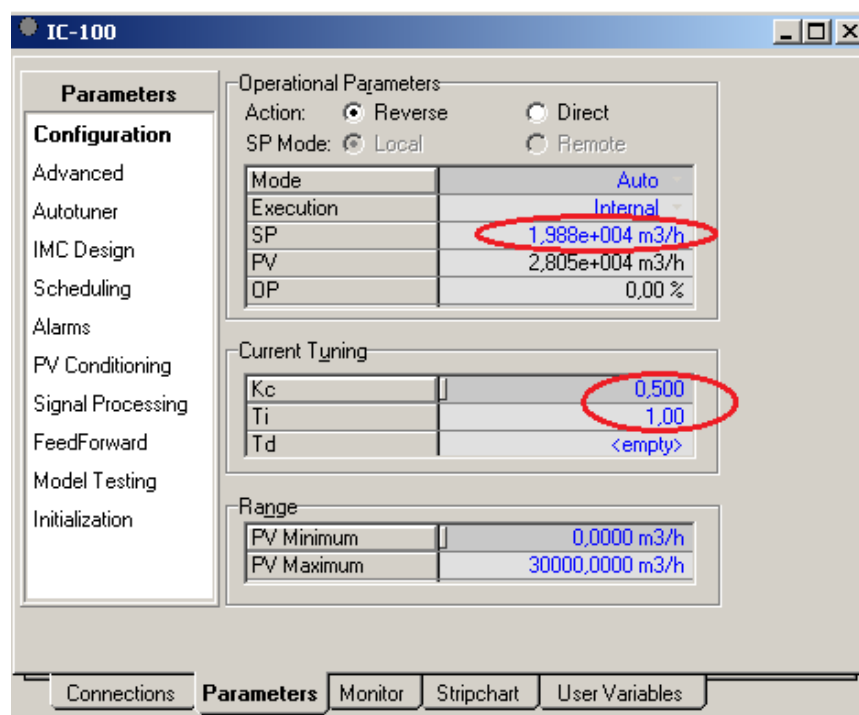


Рисунок 4.28 – Параметры антипомпажного контроллера в среде Aspen Hysys

Чтобы проверить реакцию антипомпажной системы на внешние воздействия, изменялось положение выходного клапана («Valve 2»). Для того, чтобы увидеть реакцию антипомпажного регулятора, было проведено изменение расхода в восьми точках. Во время нормальной работы компрессора, рабочая точка находится на SCntL или на правой стороне от него. Когда расход уменьшается, рабочая точка компрессора перемещается влево от SCntL (рисунок 4.29). Антипомпажный регулятор инициирует открытие антипомпажного клапана, чтобы вернуть рабочую точку обратно на SCntL.

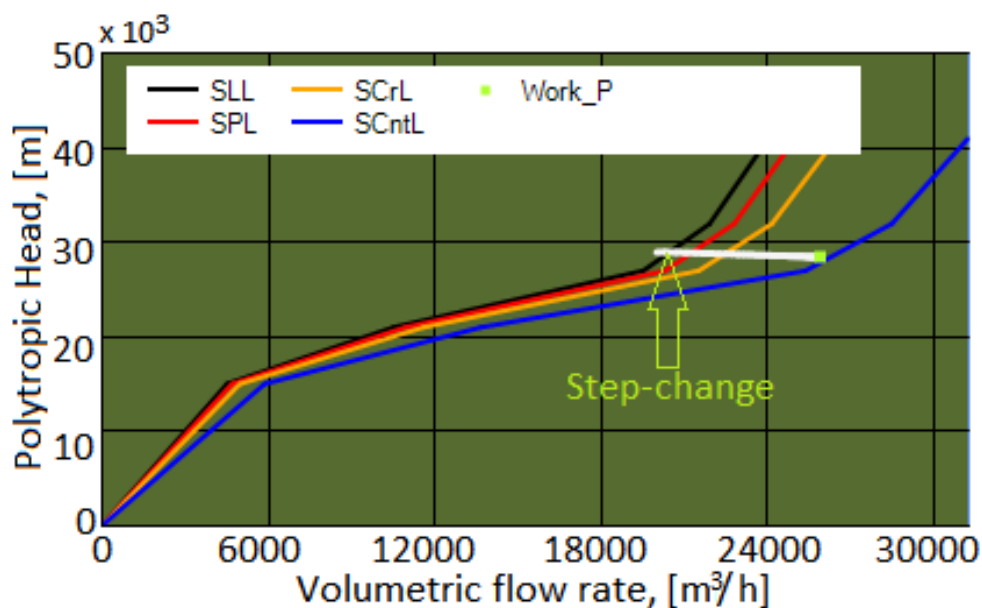


Рисунок 4.29 – Изменение положения рабочей точки компрессора

На рисунках 4.30, 4.31 показан отклик антипомпажной системы на внешние воздействия. В начале «Valve 2» (клапан на выходе модели, рисунок 4.1) полностью открыт (100%), а антипомпажный клапан полностью закрыт. Когда «Valve 2» закрывается, объемный расход на всасывании компрессора уменьшается. Когда положение «Valve 2» становится ниже 50%, антипомпажный клапан открывается для компенсации объемного расхода и достигает 9.8% открытия, когда положение «Valve 2» равно 40%. Дальнейшее закрытие «Valve 2» приводит к увеличению положения антипомпажного клапана. Когда положение «Valve 2» полностью открыто, это приводит к увеличению расхода, и антипомпажный клапан полностью закрывается.

При уменьшении расхода газа, рабочая точка компрессора перемещается в зону помпажа, регулятор дает команду открыть антипомпажный клапан, что приводит к увеличению расхода за счет передачи части выходного расхода на вход компрессора. Соответственно, при увеличении расхода, контроллер дает команду закрыть антипомпажный клапан. Антипомпажный контроллер работает плавно и выравнивает положение рабочей точки с расходом, необходимым для безопасной работы газового компрессора.

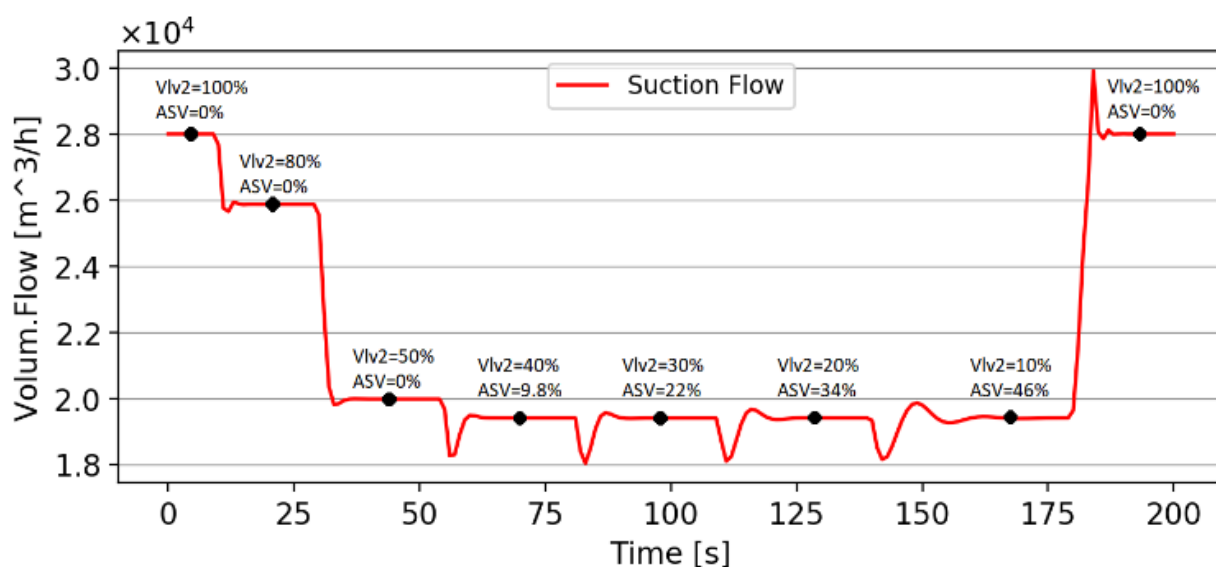


Рисунок 4.30 – Реакция системы антипомпажной защиты в разработанном ПО на уменьшение / увеличение расхода: шаговое изменение объемного расхода

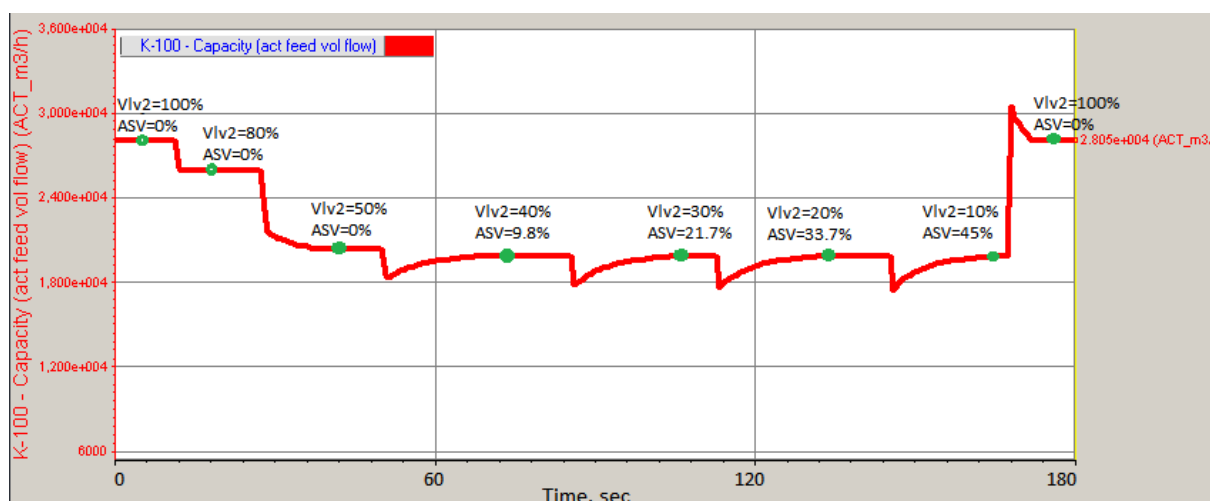


Рисунок 4.31 – Реакция системы помпажной защиты в среде Aspen Hysys на уменьшение / увеличение расхода: шаговое изменение объемного расхода

Выводы по четвертому разделу

В четвертом разделе приведено описание того, как производилась проверка адекватности разработанного приложения. Описан процесс моделирования системы управления компримированием природного газа на примере одноступенчатого газового компрессора. Произведена проверка адекватности модели управления в стационарном и динамических режимах работы ГПА: запуск компрессора, работа на номинальных оборотах, останов газового компрессора. Описана последовательность проверки антипомпажного регулятора. Проведено сравнение результатов моделирования в разработанном ПО и коммерческом ПО для моделирования технологических процессов Aspen Hysys. Результаты данного раздела отражены в работах [56, 57].

5 ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ И РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СТЕПЕНИ ДЕГРАДАЦИИ ГПА НА ОСНОВЕ МЕТОДОВ МАШИННОГО ОБУЧЕНИЯ И АПРИОРНОГО АНАЛИЗА КРИВЫХ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ НАГНЕТАТЕЛЯ

В предыдущих разделах дано описание разработанной среды для моделирования системы управления технологическим процессом компримирования газа, позволяющего моделировать различные режимы работы ГПА, исследовать те или иные ситуации, возникающие в процессе работы ГПА. В данном разделе дается описание метода определения степени ухудшения показателя эффективности ГПА, который может быть использован в качестве алгоритма прогнозирования для подсистемы диагностики в общей системе управления режимами работы ГПА.

5.1 Постановка задачи

С течением времени компрессоры подвергаются деградации из-за загрязнения и эрозии лопаток. Проявлениями деградации является снижение степени сжатия, уменьшение КПД компрессора и запаса по помпажу. Также одним из показателей деградации является повышение температуры на выходе компрессора, что говорит о том, что компрессор прилагает больше мощности для поддержания требуемых значений выходного давления и массового расхода газа. В свою очередь, это приводит к большим затратам топлива и энергии для работы компрессора. Конечным эффектом деградации компрессора является значительное отклонение от приемлемых технических характеристик и возможный отказ некоторых из его компонентов. Определение и количественная оценка степени деградации является задачей диагностики, а предсказывание будущих тенденций, на основе текущих данных, есть задача прогнозирования.

Для газоперекачивающих агрегатов могут возникать как деградация самого центробежного нагнетателя, так и в случаях, когда приводом является газотурбинный двигатель, деградация осевого компрессора газовой турбины. Основной причиной деградации центробежного нагнетателя является эрозия, возникающая из-за присутствия в технологическом газе посторонних частиц, таких как механические примеси из систем охлаждения, сторевшее смазочное масло, утечки масла из уплотнений, соли и тяжелые углеводороды. Загрязнение лопаток осевого компрессора ГТД происходит из-за загрязненного атмосферного воздуха. Деградация не может быть измерена напрямую. Однако при ухудшении рабочих характеристик возникают отклонения в измеряемых параметрах, таких как давление и температура нагнетания, массовая пропускная способность и т.д.

В данном разделе ставятся следующие задачи:

- провести литературный обзор методов определения степени деградации газоперекачивающего агрегата;

- выбрать методы определения степени деградации осевого компрессора газотурбинного двигателя и центробежного нагнетателя на основе тщательного обзора современных методов;
- на основе разработанного пакета моделирования описание которого приводится в разделах 2-4 провести исследование и разработать методики своевременного определения деградации осевого компрессора газотурбинного двигателя, разработать методику нахождения карты производительности центробежного нагнетателя со степенью деградации, определить основные риски, связанные с деградацией.

5.2 Обзор работ, посвященных определению деградации ГПА

Одной из основных причин снижения производительности газоперекачивающего агрегата с газотурбинным приводом является осевое загрязнение компрессора газотурбинного двигателя из-за загрязнителей воздуха. Учитывая тот факт, что загрязнение приводит к высокому расходу топлива, снижению давления нагнетаемого воздуха осевого компрессора и повышению температуры выхлопных газов, комплекс мер по обнаружению деградации компрессора позволит предотвратить такие проблемы. В случае электростанций, потерю мощности можно определить за счет снижения мегаватт, произведенных генератором. Но в случае газокompрессорных станций эффект потери мощности не может быть быстро обнаружен, поскольку нет непосредственного измерения мощности, производимого газовой турбиной. В данном разделе представлена методика обнаружения деградации осевого компрессора газовой турбины в случае газотурбинных компрессорных агрегатов природного газа. Выполнен расчет мощности центробежного газового компрессора. Показан подход к оценке производительности газовой турбины на основе модели прогнозирования машинного обучения. Адекватность модели была сделана для трехнедельных эксплуатационных данных промышленной газовой турбины мощностью 10 Мегаватт.

Газовые турбины в результате длительного рабочего времени подвергаются различным повреждениям, и их производительность может со временем ухудшаться по многим причинам, таким как засорение, коррозия, эрозия, повреждение внешних (или внутренних) частей и засорение топливных форсунок [58]. Последствиями такого снижения производительности могут быть увеличение расхода топлива, снижение эффективности компонентов и полное разрушение газовой турбины. Дополнительные эффекты загрязнённых лопаток компрессора - более высокий уровень турбулентности, уменьшенное поперечное сечение потока, низкое давление на выходе из компрессора, высокая температура на выходе из турбины, вследствие чего многие газотурбинные установки теряют до 4% мощности [59]. Следовательно, повышение эффективности и срока службы компонентов двигателя, с одной стороны, и поддержание стабильности системы, с другой стороны, считаются одними из основных причин разработки систем обнаружения и идентификации неисправностей.

За последние десятилетия были предложены различные методики обнаружения неисправностей газовых турбин. В источнике [60] система обнаружения неисправностей описана для промышленной двухвальной газовой турбины при полной и частичной нагрузке. Большинство современных прогностических программ для газовых турбин состоят из четырех технических процессов: сбор данных, построение индикатора работоспособности, разделение этапов работоспособности и прогнозирование остаточного ресурса (RUL - Remaining Useful Life). За последние годы, многие исследователи сделали отличный обзор прогноза RUL. Некоторые статьи широко охватывают систематический обзор всех четырех процессов [61]. Рассмотрено систематическое наблюдение недавно разработанных методов диагностики газовых турбин, мониторинга рабочих характеристик и прогностических методов в работе [62]. Многие исследования были выполнены в области обнаружения неисправностей [63-68] и диагностики газовых турбин [69-75]. Исследования, приведенные в работах [76-78] используют методы численного моделирования для определения неисправностей.

В ряде работ были проведены исследования, связанные с причинами ухудшения состояния осевого компрессора. Основными причинами снижения производительности промышленных газовых турбин являются эрозия, коррозия, загрязнение и некоторые внутренние повреждения. В основном, деградация вызвана эрозией и загрязнением из-за загрязнителей в воздухе [79]. Крупные частицы в воздухе размером более 10 мкм должны быть устранены системой фильтрации. Более мелкие частицы размером менее 2-10 микрон вызывают загрязнение компрессора, распространенными примерами таких частиц являются дым, углерод, масляный туман, морские соли [80]. Загрязнение компрессора можно устранить с помощью надлежащей системы фильтрации воздуха и автономной промывки компрессора. Промывка компрессора является одним из эффективных средств устранения загрязнения [81].

Чтобы оценить ухудшение производительности газовой турбины, следует учитывать изменения рабочих характеристик. Промышленные газовые турбины работают при различных нагрузках, и их производительность зависит от таких факторов, как конструкция турбины, режим работы и условия окружающей среды. Например, производительность выше, когда температура наружного воздуха ниже. Обычно существует две категории деградации турбины: механическая и эксплуатационная. Механическое ухудшение зависит от многих механических факторов, например, отказов в системе смазочного масла, вибрации, шума и т.д. Ухудшения производительности можно разделить на два типа: восстанавливаемые и невосстанавливаемые. Восстанавливаемая деградация может быть устранена с помощью надлежащих действий по техническому обслуживанию, таких как автономная промывка водой. Невосстанавливаемая деградация может быть устранена путем капитального ремонта и замены механических частей [82].

5.3 Современные методы определения деградации ГПА

Раннее диагностирование неисправностей позволяет своевременно произвести техническое обслуживание, избежать дорогостоящего ремонта оборудования и снизить затраты, связанные с простоем. На сегодняшний день одной из основных задач в области газотранспортной промышленности является обеспечение высокого уровня готовности и надежности двигателей, а также эффективная работа в течение всего их жизненного цикла.

На протяжении многих лет использовались различные подходы к обслуживанию оборудования. Самый ранний подход к техническому обслуживанию - это так называемое техническое обслуживание по происшествию отказа оборудования, в соответствии с которым действия по техническому обслуживанию принимаются только после поломки. Более поздний подход к обслуживанию - плановое техническое обслуживание, включающее в себя действия по техобслуживанию после определенных временных интервалов работы оборудования, независимо от их состояния. В настоящее время из-за повышенной сложности ГПА, наряду с более высокими стандартами безопасности требуется переход от традиционных методов обслуживания к более надежным и экономичным подходам. Это привело к появлению *технического обслуживания по состоянию (ТОПС)*, где действия по техническому обслуживанию принимаются в соответствии с фактическим состоянием двигателей. Данный подход в зарубежной литературе именуют *Condition Based Maintenance (CBM)* [83]. ТОПС состоит из трёх основных этапов:

- *сбор данных*. На данном этапе производится получение данных от полевых устройств (датчиков);
- *обработка данных*. На данном этапе полученные данные проверяются и трансформируются должным образом, в соответствии с требованиями методов принятия решений;
- *принятие решений*. На данном этапе применяется ряд методов для получения текущего состояния двигателя и рекомендации по планам технического обслуживания. На рисунке 5.1 показана схема цикла по формированию ТОПС для случая с газотурбинным двигателем.



Рисунок 5.1 – Цикл ТОПС для газотурбинного двигателя

Первый этап ТОПС связан со сбором данных. Существует два типа данных, которые могут быть получены: *данные о событиях* и *данные мониторинга параметров*. Данные о событиях включают в себя информацию о прошлых событиях, происходивших на конкретно-рассматриваемом оборудовании, такие как история неисправностей, сбои, капитальный ремонт и т.д. Тогда как данные мониторинга параметров состоят из всех полученных измерений рассматриваемого оборудования, что свидетельствует о его текущем функционировании и состоянии. Примерами данных мониторинга являются: измерения вибрации через акселерометры; измерения давления на различных участках посредством датчиков давления; измерения температуры через термопары и датчики сопротивления; измерение скорости вала и т.д.

Второй этап ТОПС это обработка данных, которая может быть разделена на два основных процесса: *очистка данных* и *анализ данных*.

На этапе очистки полученные измерения фильтруются для сглаживания шума и проверяются с помощью соответствующих методов. Шумы вносят помехи в получаемый сигнал и тем самым искажают полученную информацию. Существуют различные методы для очистки данных от шума: фильтр Калмана, алгоритмы нечеткой логики и нейронных сетей и т.д.

Подходы к анализу данных сильно зависят от характера имеющихся данных. Данные мониторинга состояния являются универсальными и могут быть сгруппированы по двум основным категориям: *данные в виде значения* и *данные волновой формы*.

Данные в виде значения, представляют собой одиночные значения. Например, температура и давление топливного газа. Данные в виде значения, хотя и более простые по сравнению с данными волновой формы, и обычно содержат большое количество переменных, каждая из которых имеет разную степень корреляции с представляющими интерес явлениями. В этих случаях могут применяться методы сокращения данных, такие как *анализ основных компонент (Principal Component Analysis, PCA)* и его расширение, *независимый анализ компонент (Independent Component Analysis, ICA)*. Обзор методов сокращения данных можно найти в источнике [84].

Данные волновой формы, представлены в виде временных рядов, также называемых временными волнами. Например, данные вибрации и данные акустических эмиссий. В литературе представлены три основные категории анализа данного вида сигналов: *анализ во временной области (Time-domain Analysis)*, *анализ частотной области (Frequency-domain Analysis)* и *частотно-временной анализ (Time-frequency analysis)*.

Третьим этапом ТОПС является принятие решений. Это этап, где проводится оценка состояния оборудования, а также предлагаются планы по техническому обслуживанию. Эта часть ТОПС охватывает две области: *диагностику* и *прогнозирование*.

Диагностика может быть описана как процедура обоснования причинно-следственной зависимости состояния машинного оборудования с использованием данных, полученных во время эксплуатации. Существует

подробная библиография по диагностике газовых турбин, содержащая большое количество методов, которые были предложены многими исследователями на протяжении многих лет. Существующие методы диагностики могут быть сгруппированы в три основные категории: методы, основанные на модели, статистические подходы, методы искусственного интеллекта.

Методы, основанные на модели. Эта категория включает диагностические методы, в которых основной инструмент для диагностики основан на термодинамических моделях двигателя, где взаимосвязь между вовлеченными параметрами определяется с помощью явных математических и термодинамических уравнений.

Статистические подходы. Данная категория представлена методами, в которых диагностика производится главным образом за счет использования принципов статистики. Эти методы подходят в случаях, когда имеется большое количество исторических данных или где могут быть воспроизведены различные состояния двигателей (например, с помощью модели производительности двигателя). Во всех этих случаях полезную диагностическую информацию можно извлечь с помощью соответствующего применения статистики. Популярным методом, который относится к этой категории, являются фильтры Калмана, где состояние двигателя оценивается посредством рекурсивной статистической обработки временных рядов. Хороший пример диагностических методов на основе фильтра Калмана описан в работе [85]. Другим статистическим подходом, используемым для диагностики ГПА, является Скрытая Марковская Модель (*Hidden Markov Methods, HMM*), являющийся методом, основанным на Марковском процессе теории вероятностей и вспомогательных векторных машинах (*Support Vector Machines, SVM*), в свою очередь являющийся методом классификации.

Методы искусственного интеллекта (Artificial Intelligence, AI). Методы ИИ для диагностики стали очень популярными по многим причинам. Например, многие методы ИИ способны выявлять причинно-следственную связь между наблюдаемыми измерениями и не наблюдаемыми параметрами состояния, когда функциональная связь между ними неизвестна или неполна. Другая причина заключается в их способности эффективно работать с большими системами, где может потребоваться множество параметров и огромное количество вычислений. Существует много методов ИИ, разработанных для диагностики газовых турбин. Наиболее традиционным подходом являются *Экспертные системы (Expert Systems, ES)*, где используется механизм вывода, состоящий из набора правил ЧТО-ЕСЛИ. Один из самых популярных методов ИИ - *искусственные нейронные сети (Artificial Neural Networks, ANN)*. Для диагностики газового тракта турбины были введены различные архитектуры и алгоритмы ANN, например, Метод обратного распространения ошибки (*Feed Forward Back-Propagation (FFBP) ANN*), авто-ассоциативные нейронные сети (*Auto-Associative Neural Networks, AANN*) и т.д.

Прогнозирование можно рассматривать как процедуру оценки будущего состояния двигателя на основе прошлой и настоящей информации, полученной

от двигателя, и/или оценки его текущего состояния. Прогноз практически выражен путем оценки оставшегося полезного срока службы (*Remaining Useful Life, RUL*), который является оставшимся безопасным временем работы до отказа. Оценка RUL требует оценки процесса возникновения поломок и знания механизма отказа. Процесс возникновения поломок обычно оценивается с помощью моделей и методов прогнозирования, с учетом имеющихся исторических измерений, и условий работы двигателя. Рисунок 5.2 показывает типичную структурную схему из основных составляющих ТОПС.

Существуют различные причины, вызывающие ухудшение состояния ГПА, но в основном они делятся на две категории. Причины первой категории носят механический характер, т.е. это явления, не связанные с аэродинамикой. Примерами являются неправильная центровка валов, дисбаланс, плохо затянутые соединения, дефекты подшипников, отсутствие смазки и т.д. Такие методы как анализ вибрации, частиц масла, акустики, термография, анализ нагрузки и температуры металла могут быть использованы для оценки данного типа ухудшения.

Причины второй категории – аэродинамические или проблемы, связанные с производительностью, такие как, засорение и осаждение мусора в осевом компрессоре, эрозии и коррозии лопастей, плохое сгорание. В случае ухудшений такого рода, мониторинг показателей эффективности двигателя, также известный как анализ газового пути (GPA – Gas Path Analysis), является экономически эффективным подходом для раннего предупреждения надвигающихся ухудшений.



Рисунок 5.2 – Структурная схема ТОПС

Для применения тех или иных методов диагностики в первую очередь необходимы данные – параметры технологического процесса. Диагностические подходы ГПА в основном основаны на двух известных подходах – это диагностика на основе сравнения с моделью и диагностика на основе анализа данных. В методах на основе модели, необходима разработка аналитической модели и её постоянное обновление в соответствии с текущим статусом. Неисправность или падение производительности в этом случае может быть выявлена на основе разницы между моделью и текущим значением параметров эффективности. В методах, на основе анализа данных, модуль обнаружения неисправностей должен быть разработан на основе данных, соответствующих технически исправному состоянию оборудования, но в то же время должен находить неисправности и для всех остальных состояний.

Данные могут быть получены тремя способами. Первый способ – это данные, полученные с ГПА на основе его всего жизненного цикла. Второй способ – извлечение информации на основе экспериментальных данных. Третий способ – данные, полученные на основе симулятора модели ГПА. Первый и второй способы являются экономически затратными, так как в данном случае есть необходимость получения данных с множества датчиков для того, чтобы произвести расчёт параметров производительности, таких как изотропная и политропная эффективность.

В рамках данной работы для определения степени деградации ГПА будут использоваться метод анализа газового пути, данные с компрессорной станции, а также данные на основе симулятора работы ГПА, полученные на основе разработанной среды моделирования, описание которой приводится в разделах 2-4.

5.4 Разработка методики определения степени деградации осевого компрессора ГТД

Газотурбинный двигатель (ГТД) представляет собой лопастную машину, где энергия сжатого и нагретого газа преобразуется в механическую работу на валу. Основными конструктивными элементами типовой газовой турбины являются воздухозаборная секция, осевой компрессор, камера сгорания и вытяжная секция.

Если рассмотреть в качестве примера турбину авиационного типа, то основными узлами турбины будут следующие модули (рисунок 5.3): осевой компрессор (axial compressor), камера сгорания (burner), турбина высокого давления (high pressure turbine), турбина низкого давления (low pressure turbine).

Воздух всасывается из окружающей среды через воздухозаборный аппарат и затем происходит его сжатие в осевом компрессоре. После чего сжатый воздух смешивается с топливом и происходит розжиг данной смеси в камере сгорания. В процессе горения газо-воздушной смеси происходит её расширение, что приводит к вращению турбины, тем самым повышая мощность на валу. Далее, отработанные горячие газы выводятся в атмосферу. Турбина в свою очередь приводит во вращение центробежный нагнетатель, который в составе ГПА

используется для транспортирования газа вдоль газопровода до конечного потребителя.

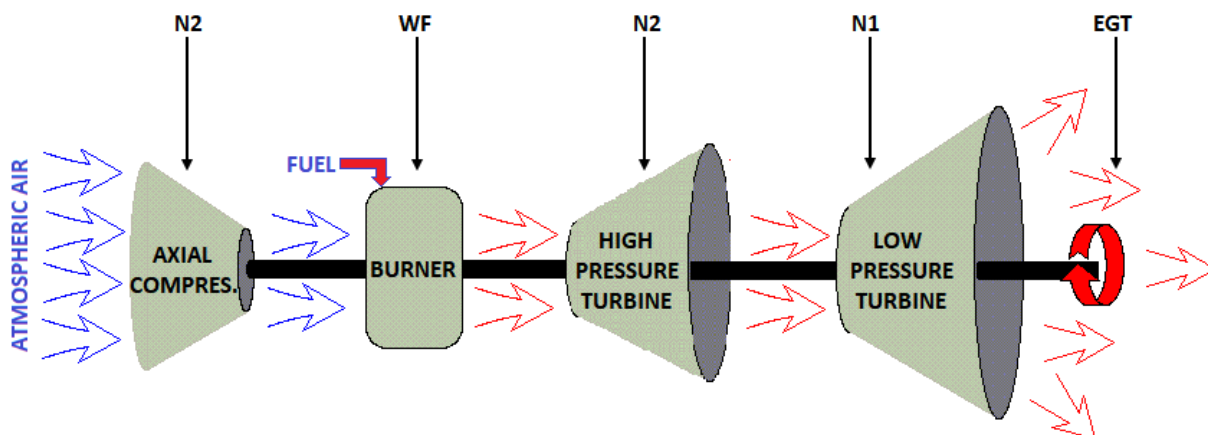


Рисунок 5.3 – Структурная схема типового газотурбинного двигателя

В связи с содержанием в составе атмосферы различных загрязнителей, со временем происходит загрязнение осевого компрессора ГТД. Неисправности в газовой турбине вызывают уменьшение эффективности отдельных модулей двигателя, что способствует снижению эффективности ГПА в целом. Состояние двигателя фиксируется по крайней мере 3-мя основными датчиками: температурой выхлопных газов (EGT – Exhaust Gas Temperature), расходом топлива (WF), оборотами ротора низкого давления турбины (N1). Далее будет показана методика определения степени деградации осевого компрессора на основе регрессионной модели.

5.4.1 Определение набора данных для синтеза подсистемы диагностики состояния газоперекачивающего агрегата

Объектом анализа является промышленная газовая турбина и центробежный нагнетатель мощностью 10 МВт. На рисунке 5.4 показана исследуемая структурная схема ГПА.

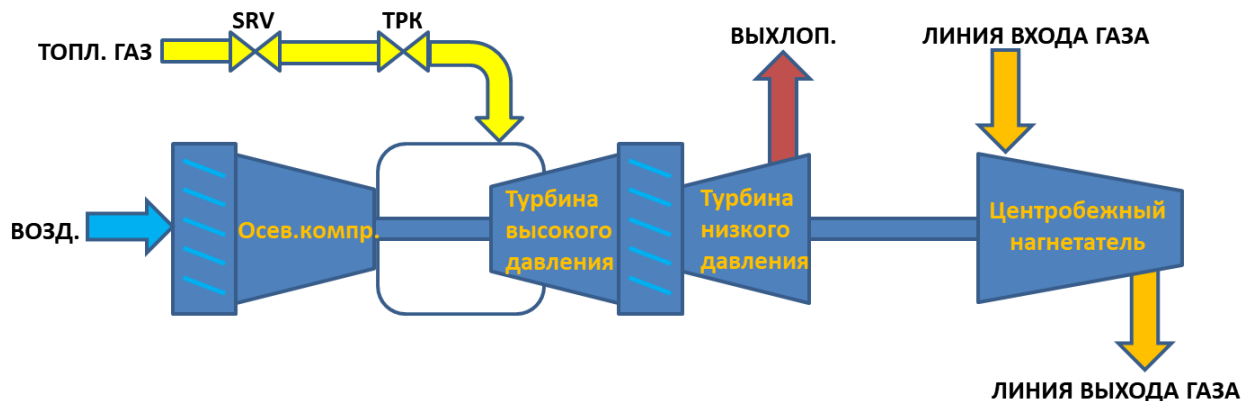


Рисунок 5.4 – Структурная схема ГПА

Для данного исследования были использованы трёхнедельные значения параметров с рабочего газоперекачивающего агрегата, полученные с одной из компрессорных станций, расположенных на территории РК. Данные представляют работу установки при частичной нагрузке. Параметры включают температуру и давление газа на линиях входа и выхода нагнетателя, показания датчиков давления и температуры газового тракта газотурбинного двигателя, свойства топливного газа (расход и температура). Фрагмент файла исследуемых данных представлен на рисунке 5.5. В течение этого периода температура газа на входе компрессора варьировалась от -10°C до $+2^{\circ}\text{C}$, а давление составляло 5.4-5.8 МПа. Ввиду того, что файл данных содержит большое количество строк и их сложно отобразить в виде таблицы, на рисунках 5.6 - 5.9 эти данные показаны в виде графиков за измеряемый период времени. Периодичность сбора данных составляла 30 секунд, каждая из таких точек на графике обозначена в виде порядкового номера измерения.

Время измер.	Номер измер.	Стурб., %	Росев.комп., [бар]	Тввыхл, [C]	Твх, [C]	Тввых, [C]	Рвх, [МПа]	Рвых, [МПа]	Гтопл.газа, [кг/ч]	Гтехн.газа, [kg/s]
1/4/2018 18:01	1	89.81	12.57	743.32	-3.00	44.78	5.79	9.60	2770.40	86.84
1/4/2018 18:01	2	89.80	12.57	742.30	-3.00	44.78	5.79	9.60	2773.89	86.64
1/4/2018 18:02	3	89.84	12.57	740.94	-3.00	44.78	5.79	9.60	2772.15	86.74
1/4/2018 18:02	4	89.82	12.58	744.68	-3.00	44.78	5.79	9.60	2770.40	86.80
1/4/2018 18:03	5	89.85	12.57	743.78	-3.00	44.78	5.79	9.60	2768.66	86.73
1/4/2018 18:03	6	89.84	12.57	742.28	-3.00	44.78	5.79	9.60	2768.66	86.69
1/4/2018 18:04	7	89.84	12.57	742.19	-3.00	44.78	5.79	9.60	2772.15	86.77
1/4/2018 18:04	8	89.85	12.57	744.40	-3.00	44.78	5.79	9.60	2772.15	86.79
1/4/2018 18:05	9	89.80	12.58	744.88	-3.06	44.78	5.79	9.60	2770.40	86.90
1/4/2018 18:05	10	89.82	12.56	742.32	-3.00	44.72	5.79	9.60	2775.63	86.71
1/4/2018 18:06	11	89.80	12.57	744.08	-3.00	44.78	5.79	9.59	2770.40	86.80
1/4/2018 18:06	12	89.80	12.57	741.66	-3.00	44.72	5.79	9.60	2772.15	86.82

Рисунок 5.5 – Фрагмент файла данных с параметрами по работе ГПА

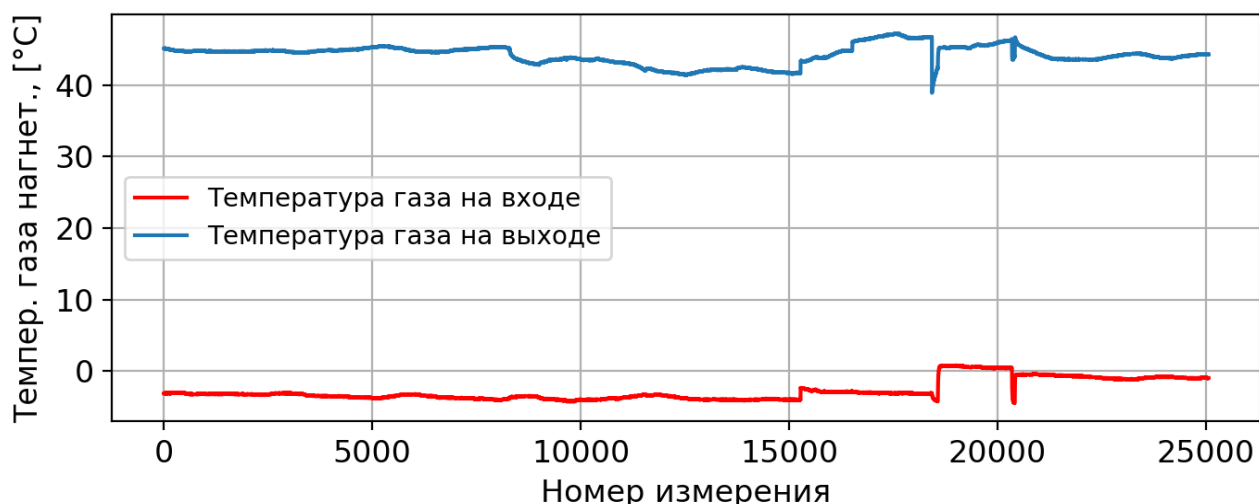


Рисунок 5.6 – Изменение температуры центробежного нагнетателя за измеряемый период времени

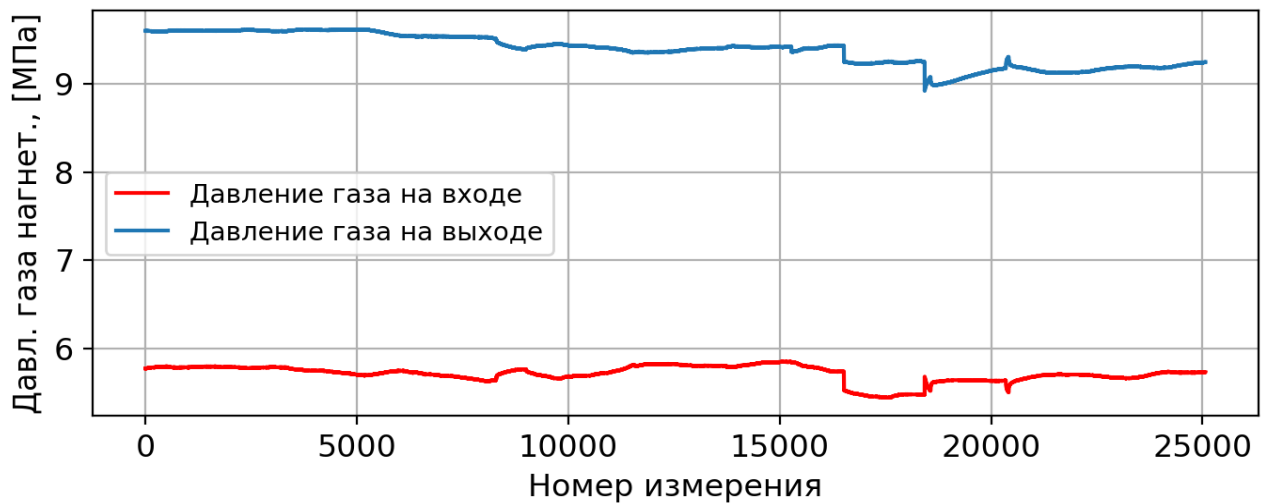


Рисунок 5.7 – Изменение давления центробежного нагнетателя за измеряемый период времени

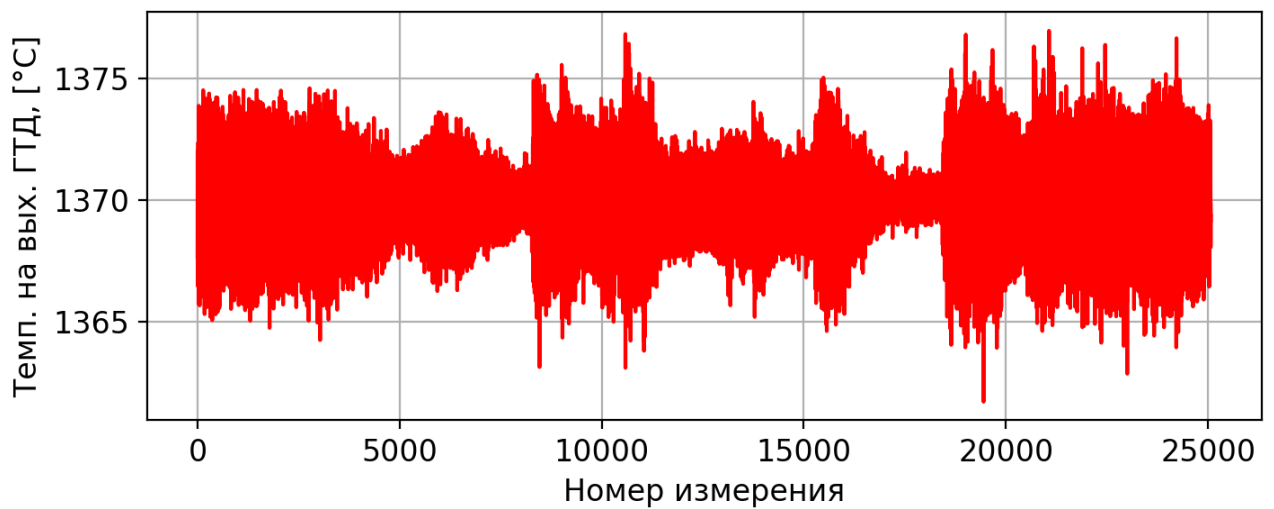


Рисунок 5.8 – Изменение температуры выхлопа за измеряемый период времени

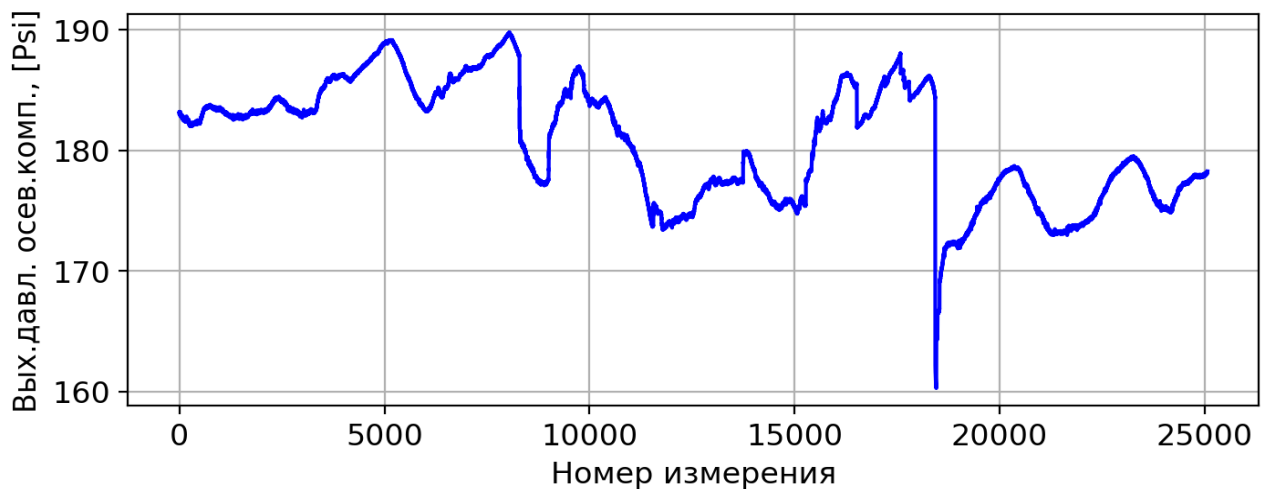


Рисунок 5.9 – Изменение давления нагнетания осевого компрессора за измеряемый период времени

5.4.2 Разработка алгоритма прогнозирования для подсистемы диагностики эффективности газоперекачивающего агрегата

Как известно, основным применением газотурбинных двигателей в промышленности являются газокompрессорные станции и электростанции, где турбина приводит в действие центробежный компрессор и электрический генератор соответственно. В обоих случаях, со временем осевой компрессор газовой турбины ухудшается из-за присутствия в атмосферном воздухе частиц пыли, соли и т.д.

Осевой компрессор ГТД состоит из чередующихся подвижных лопаточных решёток ротора, закреплённых на валу турбины и именуемых рабочими колёсами, и неподвижных лопаточных решёток статора, называемых направляющими аппаратами. Совокупность, состоящая из одного рабочего колеса и одного направляющего аппарата, называется ступенью осевого компрессора.

В случае электрического генератора, падение эффективности можно наблюдать по выходной мощности, обычно измеряемой в мегаваттах в час. Например, если в исходном состоянии при максимальной нагрузке турбины выходная мощность генератора составляла 45 МВт, то из-за деградации мощность станет ниже, к примеру, 42 МВт, т.е. в данном случае видно, что турбина на своем максимуме стала производить меньше мегаватт. В случае центробежного нагнетателя нет явного измеряемого количественного показателя выходной мощности. Одной из причин, влияющих на снижение эффективности ГПА является деградация осевого компрессора ГТД газоперекачивающего агрегата.

Метод определения степени деградации осевого компрессора ГТД основан на расчете мощности центробежного нагнетателя, определении удельного расхода топливного газа и построении модели на базе методов машинного обучения, которая определяет зависимость удельного расхода топливного газа от параметров газовой турбины. Основными параметрами турбины, которые коррелируют с удельным расходом топливного газа, являются скорость, давление нагнетания осевого компрессора, температура выхлопных газов.

Предлагается следующий алгоритм определения степени деградации осевого компрессора ГТД:

Алгоритм 5.1 – Определение степени деградации осевого компрессора ГТД

1) Считывание параметров газоперекачивающего агрегата:

- $P_{\text{вх}}$ – давление технологического газа на входе в нагнетатель, [МПа];
- $T_{\text{вх}}$ – температура технологического газа на входе в нагнетатель, [°С];
- $P_{\text{вых}}$ – давление технологического газа на выходе из нагнетателя, [МПа];
- $T_{\text{вых}}$ – температура технологического газа на выходе из нагнетателя, [°С];
- $G_{\text{техн. газа}}$ – массовый расход технологического газа через центробежный нагнетатель, [кг/сек];
- $G_{\text{топл. газа}}$ – массовый расход топливного газа, [кг/ч].
- $P_{\text{осев.комп.}}$ – давление воздуха на выходе из осевого компрессора газотурбинного двигателя, [бар];

- $S_{\text{турб.}}$ – скорость вращения вала газотурбинного двигателя, [об/мин];
- $T_{\text{ВЫХЛ.}}$ – температура горящих газов на выходе из турбины, [°C].

2) Вычисление мощности нагнетателя. Мощность центробежного нагнетателя является функцией разности температур всасывания и нагнетания, степени сжатия и массового расхода технологического газа [86]:

$$N_{\text{наг}} = 4 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot Z_{\text{ср}} \cdot R \cdot (T_{\text{ВЫХ}} - T_{\text{ВХ}} + 273.15) \cdot G_{\text{техн. газа}}, \quad (5.1)$$

- где $N_{\text{наг}}$ – мощность нагнетателя, [кВт]; $G_{\text{техн. газа}}$ – массовый расход технологического газа через нагнетатель; R – газовая постоянная, [кДж/кг·К]; $Z_{\text{ср}}$ – среднее значение коэффициента сжимаемости технологического газа; $\frac{k}{k-1}$ – показатель псевдоизоэнтропы; $T_{\text{ВЫХ}}$ – температура технологического газа на выходе из нагнетателя, [°C]; $T_{\text{ВХ}}$ – температура технологического газа на входе в нагнетатель, [°C];

Среднее значение коэффициента сжимаемости вычисляется как сумма коэффициента сжимаемости газа на входе и выходе нагнетателя:

$$Z_{\text{ср}} = \frac{Z_{\text{ВХ}} + Z_{\text{ВЫХ}}}{2}, \quad (5.2)$$

Коэффициенты сжимаемости технологического газа рассчитываются согласно РД 153-39.0-112-2001 [87]:

$$Z_{\text{ВХ}} = 1 - [(10.2 \cdot P_{\text{ВХ}} - 6)(3.45 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta_{\text{возд}} - 4.46 \cdot 10^{-4}) + 0.015] \cdot [1.3 - 0.0144 \cdot (T_{\text{ВХ}} - 283.2)], \quad (5.3)$$

$$Z_{\text{ВЫХ}} = 1 - [(10.2 \cdot P_{\text{ВЫХ}} - 6)(3.45 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta_{\text{возд}} - 4.46 \cdot 10^{-4}) + 0.015] \cdot [1.3 - 0.0144 \cdot (T_{\text{ВЫХ}} - 283.2)], \quad (5.4)$$

Показатель псевдоизоэнтропы $\frac{k}{k-1}$ и температурный показатель политропы m_T вычисляется согласно [88]:

$$\frac{k}{k-1} = 4.16 + 0.0041 \cdot (T_{\text{ср}} - 10) + 3.93 \cdot (\Delta_{\text{возд}} - 0.55) + 5 \cdot (m_T - 0.3), \quad (5.5)$$

$$m_T = \frac{\lg \frac{T_{\text{ВЫХ}}}{T_{\text{ВХ}}}}{\lg \frac{P_{\text{ВЫХ}}}{P_{\text{ВХ}}}}, \quad (5.6)$$

где $\Delta_{\text{возд}}$ – относительная плотность газа по воздуху, [кг/м³]:

$$\Delta_{\text{возд}} = \frac{\rho_0}{1.2044}, \quad (5.7)$$

где ρ_0 – плотность природного газа при 20 °С и 1.013 бар, [кг/м³]. Данное значение плотности находится по данным химлаборатории, в нашем случае данное значение плотности составляет 0.6809 кг/м³.

3) Далее вводится новая переменная – удельный расход топливного газа, которая характеризует величину потребления топливного газа газоперекачивающим агрегатом на единицу выполняемой полезной работы. Удельный расход топливного газа рассчитывается как отношение расхода топливного газа, потребляемого ГТД, на внутреннюю мощность центробежного нагнетателя:

$$E_{\text{топл. газа}} = \frac{G_{\text{топл. газа}}}{N_{\text{наг}}}. \quad (5.8)$$

где $E_{\text{топл. газа}}$ – удельный расход топливного газа, [кг/кВт·ч].

4) Следующий шаг – это обучение модели на основе методов машинного обучения. В качестве целевого параметра определён удельный расход топливного газа ($E_{\text{топл. газа}}$), а характеристиками модели являются скорость вращения вала газовой турбины ($S_{\text{турб.}}$), температура выхлопных газов ($T_{\text{выхл.}}$), давление воздуха на выходе из осевого компрессора ГТД ($P_{\text{осев.комп.}}$).

5) Когда модель обучена и протестирована, она может дать прогноз для конкретного расхода топливного газа, для этого производится сравнение прогнозируемого и текущего расчетного значения удельного расхода топливного газа ($E_{\text{топл. газа}}$), если соотношение выше k , можно сделать вывод, что КПД турбины стала ниже. Значение k представляет собой величину отклонения текущих показателей удельного расхода топлива от эталонных значений (на момент, когда ГТД был в хорошем состоянии). В случае увеличения удельного расхода на величину k , рекомендуется произвести промывку осевого компрессора ГТД, для очистки лопастей компрессора от накопившихся частиц загрязнителей (пыль, соль, и т.д.). Данная процедура должна привести к увеличению показателей эффективности и снижению расхода топливного газа, в зависимости от качества промывки.

5.4.3 Апробирование алгоритма определения степени деградации осевого компрессора ГТД

Как показано в предыдущих главах, предложенный алгоритм определения степени деградации осевого компрессора ГТД не так сложен и основан на расчетах внутренней мощности центробежного нагнетателя с дальнейшей реализацией модели машинного обучения. Рассмотрим ГПА с параметрами, описание которых приводится в главе 5.4.1.

Согласно пунктам 2 и 3 алгоритма 5.1, после получения параметров по работе ГПА, следующим этапом является расчёт внутренней мощности

центробежного нагнетателя и удельного расхода топливного газа. Фрагмент расчётов для первых 12 точек данных представлен на рисунке 5.10.

Время измер.	Δ возд	mT	k/(k-1)	Zвх	Zвых	Zср	Gтехн.газа, [кг/сек]	Nнаг, [кВт]	Eтопл.газа, [кг/кВт*ч]
1/4/2018 18:01	0.623	0.322	4.601	0.843	0.863	0.853	86.842	8287.34	0.3342931
1/4/2018 18:01	0.623	0.322	4.601	0.843	0.863	0.853	86.642	8268.23	0.3354877
1/4/2018 18:02	0.623	0.322	4.601	0.843	0.863	0.853	86.737	8277.33	0.3349079
1/4/2018 18:02	0.623	0.322	4.601	0.843	0.863	0.853	86.801	8283.40	0.3344521
1/4/2018 18:03	0.623	0.322	4.601	0.843	0.863	0.853	86.727	8276.42	0.3345231
1/4/2018 18:03	0.623	0.322	4.602	0.843	0.863	0.853	86.690	8275.71	0.3345522
1/4/2018 18:04	0.623	0.322	4.601	0.843	0.863	0.853	86.766	8280.06	0.3347975
1/4/2018 18:04	0.623	0.322	4.601	0.843	0.863	0.853	86.794	8282.79	0.3346872
1/4/2018 18:05	0.623	0.323	4.604	0.843	0.863	0.853	86.900	8308.49	0.3334419
1/4/2018 18:05	0.623	0.322	4.599	0.843	0.863	0.853	86.712	8261.31	0.3359798
1/4/2018 18:06	0.623	0.323	4.604	0.843	0.863	0.853	86.801	8288.54	0.3342445
1/4/2018 18:06	0.623	0.322	4.601	0.843	0.863	0.853	86.823	8274.84	0.3350090

Рисунок 5.10 – Фрагмент файла с расчётами внутренней мощности нагнетателя и удельного расхода топливного газа

После определения удельного расхода топливного газа, следующим шагом является создание модели, основанной на методах машинного обучения. Реальные данные с объекта иногда содержат пропуски, не числовые и пустые значения, поэтому необходима предобработка данных перед использованием их в обучении модели. Для обучения и последующей проверки корректности модели, данные были разбиты на две части - обучающие и тестовые наборы данных. Обучающий набор данных использовался для обучения модели. Чтобы оценить правильность модели на новых данных, требуется набор тестовых данных. Разделение данных было в соотношении 70/30, где 70% - обучающая выборка, а 30% - тестовая выборка.

Как известно, обучение с учителем предполагает наличие целевого параметра. Среди ряда моделей машинного обучения были выбраны регрессионные: Linear Regression, LassoCV и RidgeCV. Для обучения рассматривался вектор параметров $X = \{S_{\text{турб.}}, T_{\text{выкл.}}, P_{\text{осев.комп.}}\}$ и целевой параметр $Y = [E_{\text{топл. газа}}]$.

Корректность данных прогноза для тестируемого набора данных была определена методом наименьших квадратов. Для решения задачи прогнозирования были выполнены следующие шаги: обучение модели различными методами, прогнозирование на основе обученной модели, нахождение среднеквадратичной ошибки и выбор наилучшего метода.

Рисунок 5.11 показывает прогнозные и фактические значения удельного расхода топливного газа на основе метода линейной регрессии. Средняя квадратичная ошибка составила $1804.579e-6$.

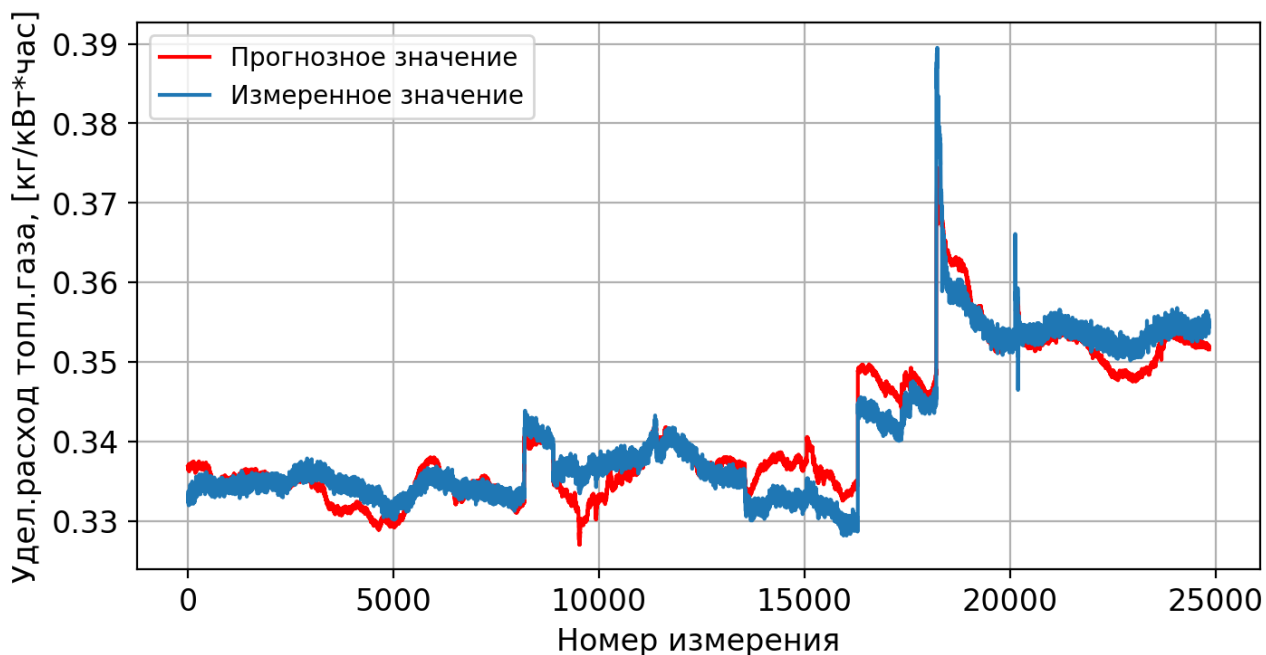


Рисунок 5.11 – Фактические и прогнозируемые значения удельного значения расхода топливного газа по методу линейной регрессии

Методы LassoCV и RidgeCV по прогнозным значениям дают примерно одинаковые результаты (рисунки 5.12, 5.13). Средняя квадратичная ошибка для LassoCV составляет $1803.526e-6$, а для RidgeCV – $1804.568e-6$. Для рассматриваемого набора данных метод LassoCV выдал меньшее значение среднеквадратичной ошибки.

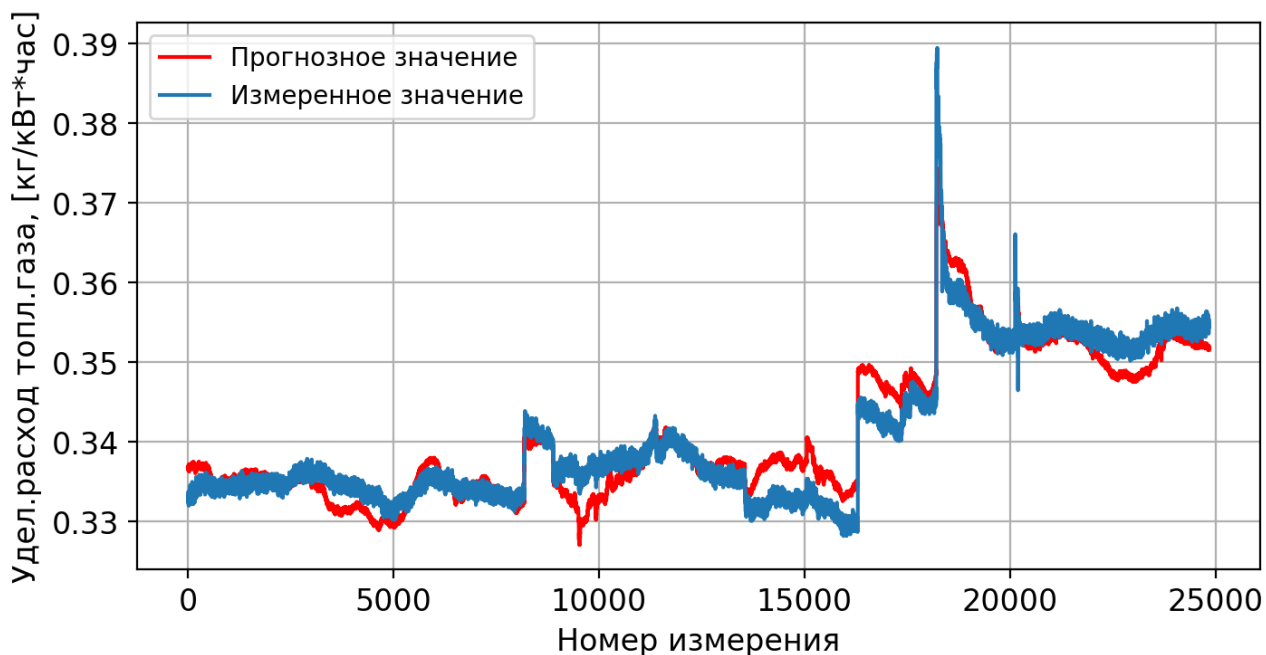


Рисунок 5.12 – Фактические и прогнозируемые значения удельного значения расхода топливного газа по методу LassoCV

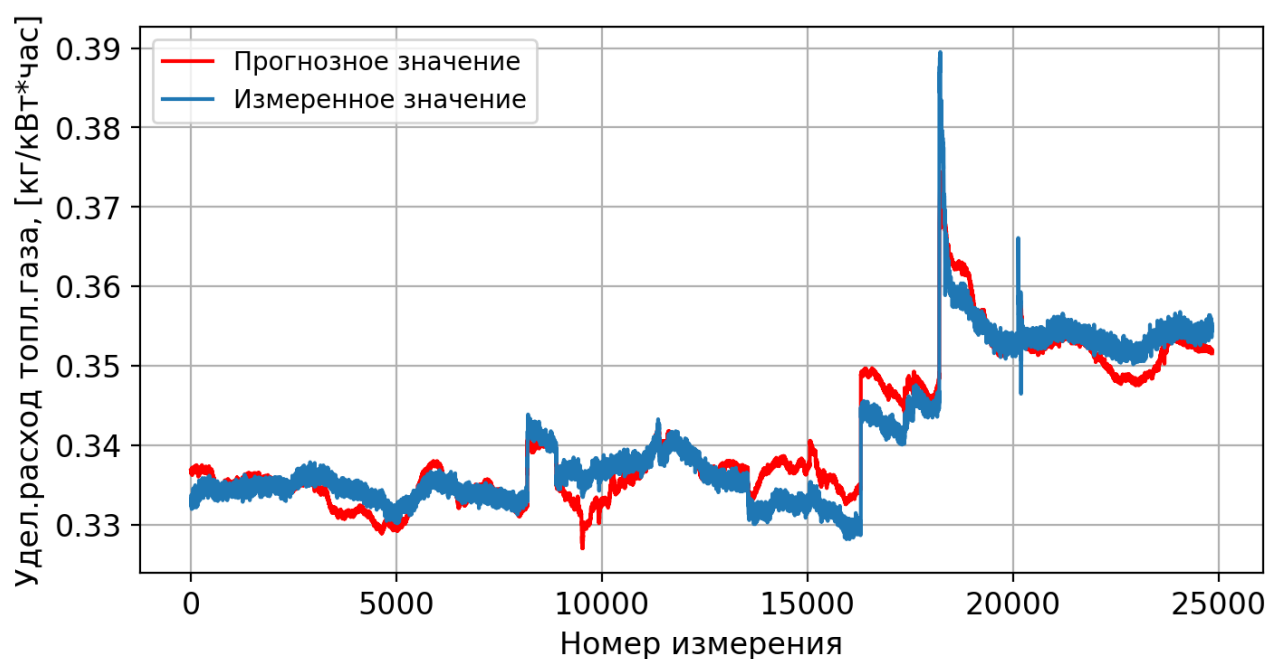


Рисунок 5.13 – Фактические и прогнозируемые значения удельного значения расхода топливного газа по методу RidgeCV

Подведём краткий итог, касающийся алгоритма по определению степени деградации осевого компрессора ГТД. На основании полученных с компрессорной станции данных по работе ГПА рассчитывается внутренняя мощность центробежного нагнетателя. После определения внутренней мощности вычисляется новый параметр эффективности – удельный расход топливного газа, являющийся отношением между фактическим значением расхода топливного газа и внутренней мощности центробежного нагнетателя. Параметр показывает соотношение между потребленным топливным газом и мощностью на конце вала. Это значение дает представление о том, как расход топливного газа зависит от условий газовой турбины: увеличение этого параметра означает, что на одно и то же количество произведенной мощности расходуется больше топлива, что может быть вызвано ухудшением осевого компрессора, если нет никаких других механических проблем. Методы регрессионного машинного обучения могут быть применены для создания модели прогнозирования значения удельного расхода топливного газа. Если при сравнении текущего и прогнозного значения удельного расхода топливного газа окажется, что текущее значение превышает прогнозное на определённое значение k , оператор может принять решение о необходимости проведения процедуры промывки осевого компрессора.

5.5 Разработка методики для оценки степени деградации центробежного нагнетателя

Оценку не измеряемых отклонений параметров центробежного нагнетателя (эффективность работы, мощность) можно установить на основе методики анализа газового тракта (GPA – Gas Path Analysis), устанавливающей

взаимосвязь между измеряемыми и не измеряемыми параметрами [89]. Степень деградации центробежного нагнетателя может быть найдена как величина отклонения между текущими показателями эффективности (степень сжатия, политропная эффективность, пропускная способность) и показателями на момент, когда состояние нагнетателя оценивалось как не подверженное деградации, что соответствует новому (эталонному) состоянию нагнетателя. По мере увеличения степени деградации, кривая производительности нагнетателя смещается ниже, а антипомпажная кривая правее. Величина сдвига говорит о степени ухудшения и на основе этой информации может быть принято решение о следующем техническом обслуживании нагнетателя. Как показано на рисунке 5.14, деградация нагнетателя способствует фактическому сдвигу кривых производительности (также и кривой эффективности) вниз и помпажной линии ограничения вправо, что ведёт к снижению производительности и риску возникновения помпажа.

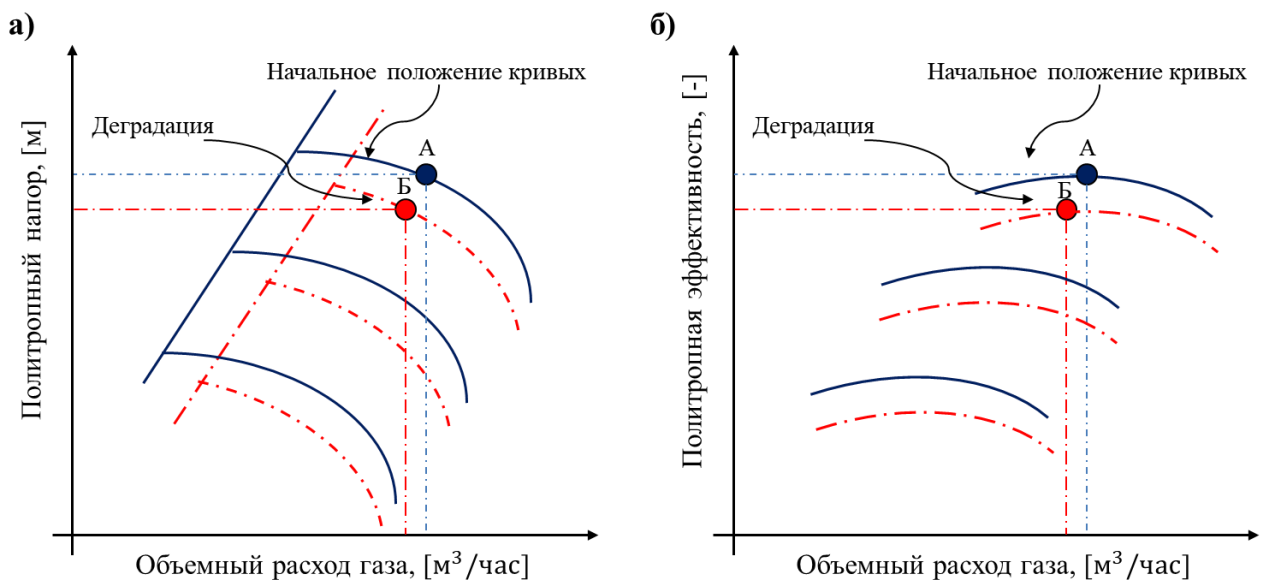


Рисунок 5.14 – Иллюстрация изменения положения кривых производительности и линии помпажного ограничения при деградации центробежного нагнетателя

На рисунке 5.14 точка А соответствует нормальному состоянию нагнетателя и фактической кривой производительности (рисунок 5.14а) и эффективности (рисунок 5.14б), являющимися специфичными и соответствующими паспортным данным нагнетателя. Точка Б соответствует нагнетателю с деградацией. Сравнивая значения объемного расхода газа и политропного напора для точек А и Б, можно увидеть, что деградация приводит к снижению данных параметров и производительности нагнетателя в целом.

По мере увеличения степени деградации нагнетателя происходит смещение кривых производительности, таким образом, деградация – это и есть смещение основных кривых производительности и антипомпажной линии ограничения. С

увеличением времени наработки нагнетателя, происходит увеличение степени деградации. Степень деградации может быть охарактеризована путём установления коэффициентов ухудшения, такими параметрами могут быть степень сжатия, политропная эффективность, массовая пропускная способность, эти параметры являются основными показателями того, как эффективно работает нагнетатель. Тогда степень деградации можно выразить как отношение данных показателей в начальный момент работы нагнетателя к тем же параметрам для нагнетателя с деградацией.

5.5.1 Моделирование деградации центробежного нагнетателя

Процесс моделирования деградации центробежного нагнетателя следует начать с анализа паспортных характеристик нагнетателя, которые предоставляются заводом изготовителем. В качестве объекта выбран центробежный нагнетатель С652 компании Solar Turbines, изображенный на рисунке 5.15.



Рисунок 5.15 – Центробежный нагнетатель С652 компании Solar Turbines

В таблице 5.1 представлены паспортные параметры газа на входе/выходе исследуемого нагнетателя. Компонентный состав газа показан в таблице 5.2. Паспортные линии (кривые) производительности даны в таблице 5.3, более детальное представление можно найти в ПРИЛОЖЕНИИ Б.

Таблица 5.1 – Параметры на входе/выходе нагнетателя

Параметр	Числовое значение	Единица измер.
Давление газа на входе, $P_{ВХ}$	6380	кПа
Давление газа на выходе, $P_{ВЫХ}$	9910	кПа
Температура газа на входе, $T_{ВХ}$	18.3	°С
Температура газа на выходе, $T_{ВЫХ}$	54.4	°С
Политропный напор	55560	Дж/кг
Политропная эффективность	87.9	%
Изотропный напор	55156.8	Дж/кг
Изотропная эффективность	87.2	%
Объёмный расход газа	12473.66	м ³ /час
Массовый расход газа	675470	кг/час
Мощность	11982	кВт
Обороты компрессора	7465	об/мин
Запас по помпажу	23.1	%

Таблица 5.2 – Компонентный состав газа

Газовая компонента	Доля, %	Обозначение
Метан	89.675	C1H4
Этан	5.7306	C2H6
Пропан	1.2568	C3H8
Изобутан	0.1052	IC4H10
н-Бутан	0.1179	NC4H10
Изопентан	0.0218	IC5H12
н-Пентан	0.0173	NC5H12
н-Гексан	0.0183	C6H14
Азот	2.8598	N2
Углекислый газ	0.1973	CO2

Таблица 5.3 – Линии производительности нагнетателя при 8856 об/мин

Расход, [м ³ /час]	Напор, [м]	Эффективность, [%]
12000	8775	85
15000	8224	87
18000	7398	88
21000	6275	85
23000	5408	82
24590	4388	79

В разработанном программном пакете моделирования, линия (кривая) производительности задаётся для одного значения скорости (обычно

номинальной), для остальных скоростей кривые вычисляются согласно правилам соответствия, описанным на основе уравнений (2.38), (2.39), полученные значения представлены в таблице 5.4 и на рисунке 5.16.

Таблица 5.4 – Расчетные значения кривых производительности нагнетателя при разных скоростях

Скорость	Параметр	Точка 1	Точка 2	Точка 3	Точка 4	Точка 5	Точка 6
8856 об/мин	Q , [м ³ /ч]	12000	15000	18000	21000	23000	24590
	H_n , [М]	8775	8224	7398	6275	5408	4388
8000 об/мин	Q , [м ³ /ч]	10840	13550	16260	18970	20777	22213
	H_n , [М]	7161	6711	6037	5121	4413	3580
7000 об/мин	Q , [м ³ /ч]	9485	11856	14228	16599	18180	19437
	H_n , [М]	5483	5138	4622	3921	3379	2741
6000 об/мин	Q , [м ³ /ч]	8130	10163	12195	14228	15583	16660
	H_n , [М]	4028	3775	3396	2881	2482	2014
5000 об/мин	Q , [м ³ /ч]	6775	8469	10163	11856	12986	13883
	H_n , [М]	2797	2622	2358	2000	1724	1399
4000 об/мин	Q , [м ³ /ч]	5420	6775	8130	9485	10388	11107
	H_n , [М]	1790	1678	1509	1280	1103	895
3680 об/мин	Q , [м ³ /ч]	4986	6233	7480	8726	9557	10218
	H_n , [М]	1515	1420	1277	1084	934	758

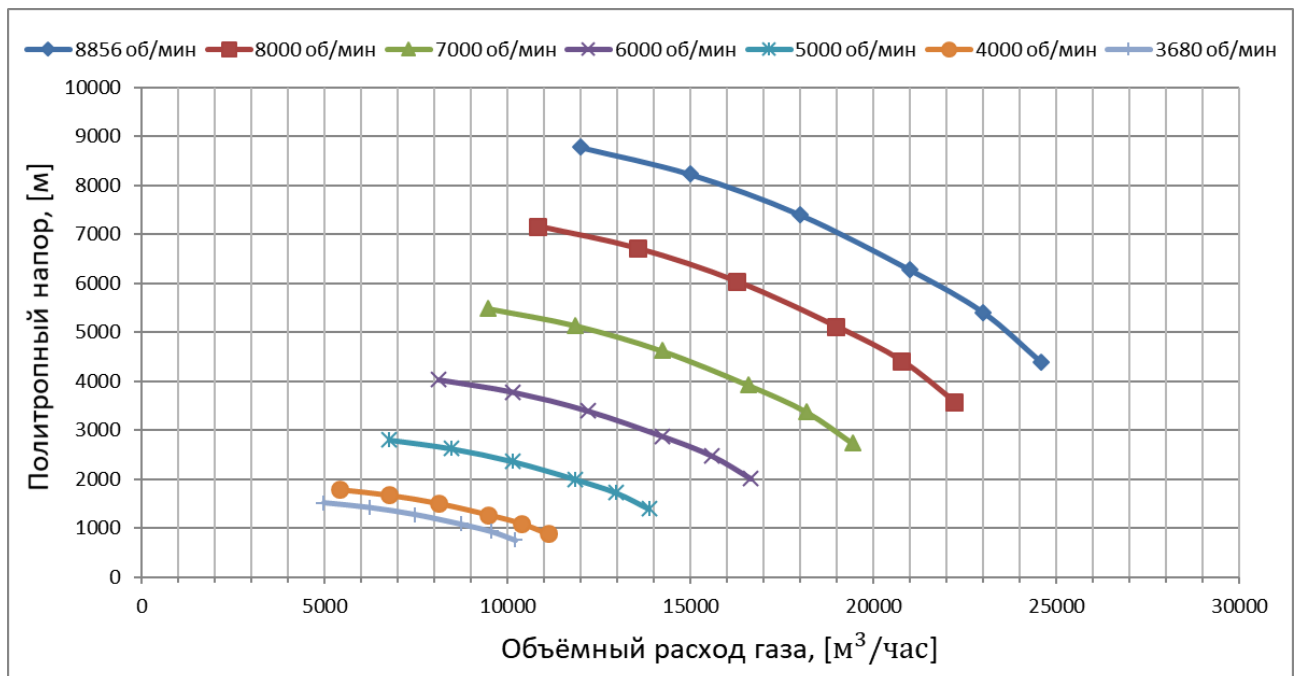


Рисунок 5.16 – Эталонные значения кривых производительности нагнетателя

Зачастую, в паспортных данных нагнетателя даётся карта производительности в виде зависимости «объёмный расход & политропный напор». Зависимости других параметров друг от друга также могут быть полезными при эксплуатации нагнетателя, но они не всегда имеются в паспортных данных. В таблицах 5.5-5.11 представлены результаты моделирования для каждой из паспортных скоростей и соответствующей ей зависимости объёмного расхода и политропного напора из таблицы 5.4. В результате моделирования получены следующие параметры нагнетателя: объёмный расход газа на входе, политропный напор, давление газа на выходе, степень сжатия газа, температура газа на выходе, массовый расход газа через компрессор и мощность нагнетателя. На данном этапе моделирования предполагалось, что компрессор не подвержен деградации.

Таблица 5.5 – Резулт. моделирования параметров нагнетателя при 8856 об/мин

Q , [м ³ /ч]	H_n , [М]	$P_{\text{ВЫХ}}$, [бар]	$P_{\text{ВЫХ}}/P_{\text{ВХ}}$	$T_{\text{ВЫХ}}$, [°С]	G , [кг/ч]	N_H , [кВт]
12000	8775	127.4	1.997	76.7	662385	18651
15000	8224	122.3	1.918	71.5	827982	21154
18000	7398	115.5	1.81	66.34	993578	22912
21000	6275	106.2	1.665	60.3	1159175	23378
23000	5408	98.6	1.545	55.14	1269573	22477
24590	4388	91.5	1.434	49.7	1357339	20520

Таблица 5.6 – Резулт. моделирования параметров нагнетателя при 8000 об/мин

Q , [м ³ /ч]	H_n , [М]	$P_{\text{ВЫХ}}$, [бар]	$P_{\text{ВЫХ}}/P_{\text{ВХ}}$	$T_{\text{ВЫХ}}$, [°С]	G , [кг/ч]	N_H , [кВт]
10840	7161	113.1	1.772	66.4	598355	13848
13550	6711	109.4	1.714	62.2	747944	15759
16260	6037	104.2	1.634	57.5	897532	16852
18970	5121	97.3	1.524	51.9	1047121	16866
20777	4413	91.4	1.433	47.3	1146866	15934
22213	3580	86.1	1.349	42.8	1226131	14406

Таблица 5.7 – Резулт. моделирования параметров нагнетателя при 7000 об/мин

Q , [м ³ /ч]	H_n , [М]	$P_{\text{ВЫХ}}$, [бар]	$P_{\text{ВЫХ}}/P_{\text{ВХ}}$	$T_{\text{ВЫХ}}$, [°С]	G , [кг/ч]	N_H , [кВт]
9485	5483	99.7	1.562	55.6	523561	9377
11856	5138	97	1.519	52.6	654437	10750
14228	4622	93.4	1.464	48.6	785368	11390
16599	3921	88.5	1.387	43.9	916245	11209
18180	3379	84.3	1.321	40.1	1003514	10430
19437	2741	80.3	1.258	36.3	1072899	9233

Таблица 5.8 – Резулт. моделирования параметров нагнетателя при 6000 об/мин

Q , [м ³ /ч]	H_n , [М]	$P_{\text{ВЫХ}}$, [бар]	$P_{\text{ВЫХ}}/P_{\text{ВХ}}$	$T_{\text{ВЫХ}}$, [°С]	G , [кг/ч]	N_H , [кВт]
8130	4028	89.9	1.395	46.1	448766	5970
10163	3775	87.2	1.366	43.9	560686	6861
12195	3396	84.7	1.328	41.1	673150	7325
14228	2881	81.3	1.275	37.3	785369	7124
15583	2482	78.4	1.229	34.3	860163	6558
16660	2014	75.6	1.186	31.4	919612	5746

Таблица 5.9 – Резулт. моделирования параметров нагнетателя при 5000 об/мин

Q , [м ³ /ч]	H_n , [М]	$P_{\text{ВЫХ}}$, [бар]	$P_{\text{ВЫХ}}/P_{\text{ВХ}}$	$T_{\text{ВЫХ}}$, [°С]	G , [кг/ч]	N_H , [кВт]
6775	2797	80.6	1.264	37.8	373972	3493
8469	2622	79.5	1.245	36.3	467479	4025
10163	2358	77.9	1.22	34.4	560985	4308
11856	2000	75.6	1.185	31.8	654437	4222
12986	1724	73.7	1.156	29.6	716812	3867
13883	1399	71.9	1.127	27.6	766325	3387

Таблица 5.10 – Резулт. моделирования параметров нагнетателя при 4000 об/мин

Q , [м ³ /ч]	H_n , [М]	$P_{\text{ВЫХ}}$, [бар]	$P_{\text{ВЫХ}}/P_{\text{ВХ}}$	$T_{\text{ВЫХ}}$, [°С]	G , [кг/ч]	N_H , [кВт]
5420	1790	74.2	1.164	30.9	299177	1809
6775	1678	73.5	1.152	30	373972	2089
8130	1509	72.5	1.137	28.8	448766	2242
9485	1280	71.2	1.116	27.1	523561	2202
10388	1103	70	1.098	25.7	573405	2028
11107	895	68.9	1.08	24.4	613093	1770

Таблица 5.11 – Резулт. моделирования параметров нагнетателя при 3680 об/мин

Q , [м ³ /ч]	H_n , [М]	$P_{\text{ВЫХ}}$, [бар]	$P_{\text{ВЫХ}}/P_{\text{ВХ}}$	$T_{\text{ВЫХ}}$, [°С]	G , [кг/ч]	N_H , [кВт]
4986	1515	72.6	1.137	29.1	275221	1413
6233	1420	71.9	1.128	28.3	344054	1634
7480	1277	71.15	1.115	27.2	412887	1755
8726	1084	70	1.098	25.8	481665	1726
9557	934	69	1.082	24.6	527535	1590
10218	758	68.1	1.068	23.8	564022	1397

Если результаты моделирования, представленные в таблицах 5.5-5.11 показать графически, то мы получим карты производительности (рисунки 5.17 - 5.20) для нагнетателя, не подверженного деградации.

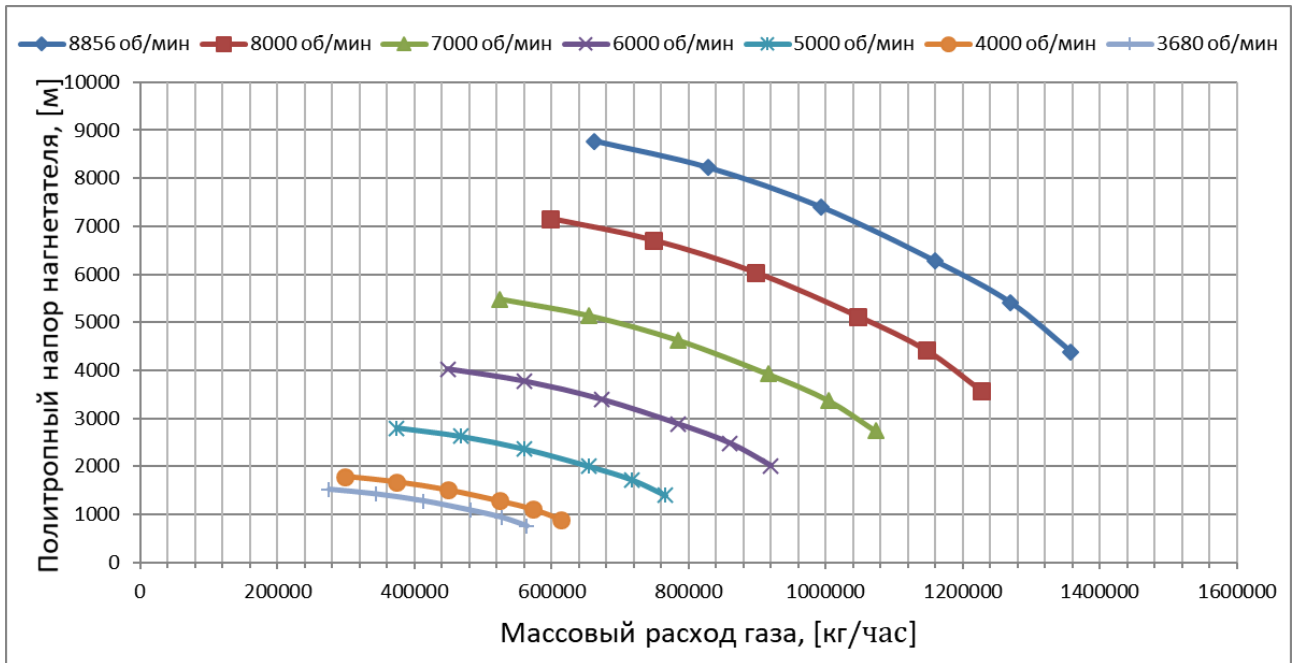


Рисунок 5.17 – Кривые производительности нагнетателя: массовый расход газа и политропный напор

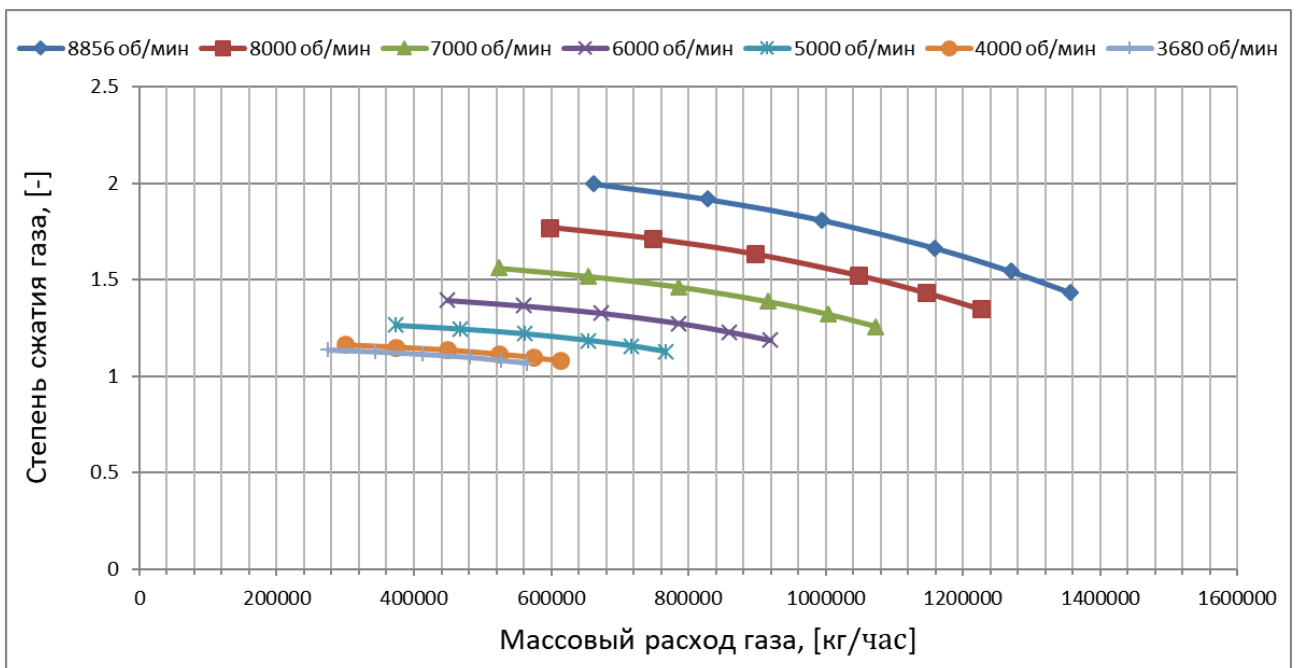


Рисунок 5.18 – Кривые производительности нагнетателя: массовый расход газа и степень сжатия

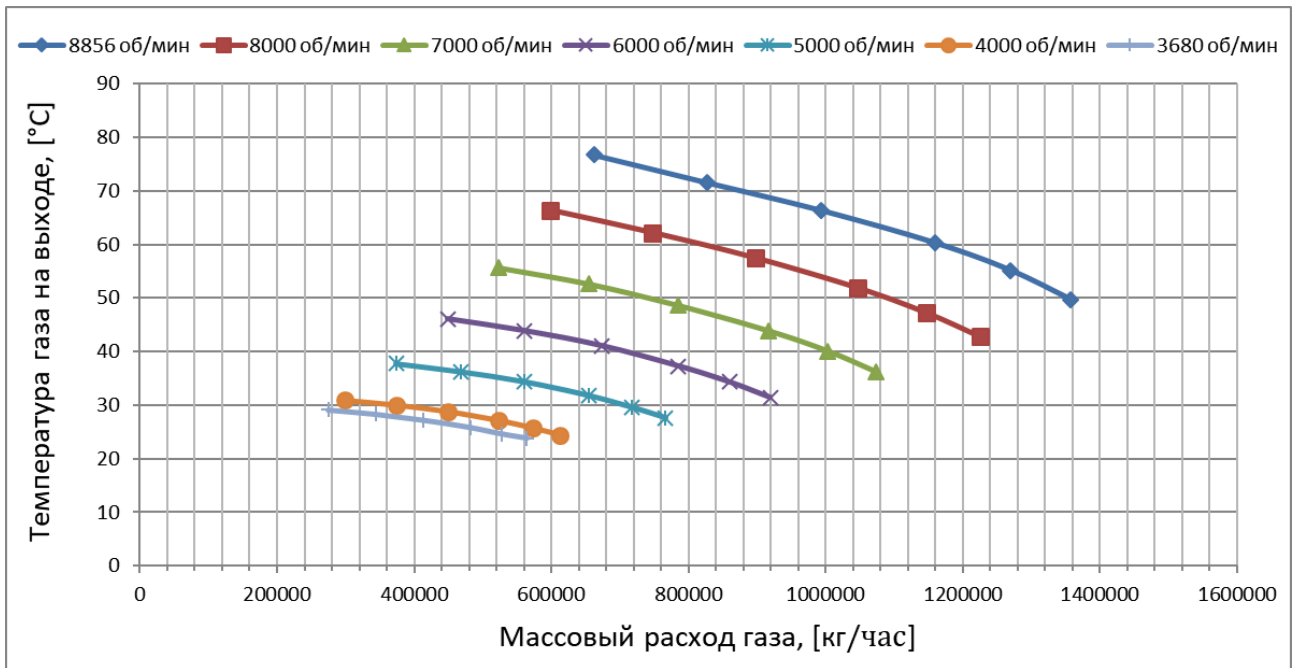


Рисунок 5.19 – Кривые производительности нагнетателя: массовый расход газа и температура газа на выходе

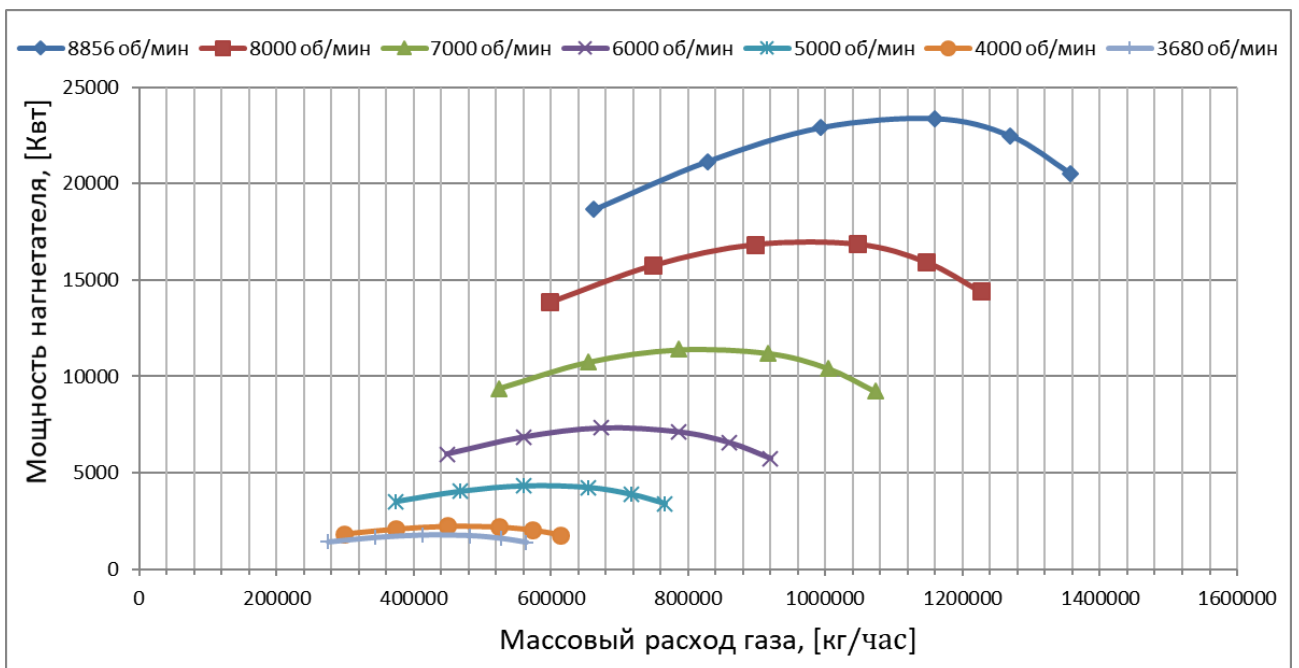


Рисунок 5.20 – Кривые производительности нагнетателя: массовый расход газа и мощность

5.5.2 Получение карт производительности для деградированного нагнетателя на основе априорного анализа

В предыдущей главе были получены эталонные (не деградированные) кривые производительности нагнетателя, в этой же главе речь пойдёт о разработке карт производительности для деградированного нагнетателя. С

деградацией нагнетателя, кривые производительности сдвигаются вниз. Сдвиг этих кривых оказывает влияние на снижение выходных показателей производительности нагнетателя, таких как степень сжатия, эффективность, массовый расход газа. К примеру, согласно паспортным характеристикам рассматриваемого нагнетателя, представленным в таблице 5.1, при входном давлении 6380 кПа, объемном расходе 12473 м³/час и скорости 7465 об/мин нагнетатель способен сжимать газ до 9910 кПа. Но если с течением времени произойдет деградация данного нагнетателя, то для того, чтобы при тех же входных условиях сжимать газ до 9910 кПа, нагнетателю потребуется большая скорость, т.е. она будет выше чем паспортная (7465 об/мин), это в свою очередь будет способствовать более высоким затратам в экономическом смысле. Помимо потерь в экономическом плане, деградация также может повлиять на ограничения с технологической точки зрения. У каждого нагнетателя имеется максимально допустимая скорость (обычно на 5-10% выше чем номинальная), и если для того, чтобы сжимать газ до требуемых значений требуется большая скорость, то не исключена вероятность того, что может произойти остановка нагнетателя по системе защиты от высокой скорости. Ввиду этого, ставится цель провести априорный анализ на основе разработанной системы моделирования, для того, чтобы показать на картах производительности области деградации нагнетателя.

В качестве критерия деградации была выбрана степень сжатия нагнетателя, которая напрямую связана с давлением газа на выходе. Нахождение деградированной карты проводилось по следующей методике:

Алгоритм 5.2 – Методика определения карты производительности нагнетателя с деградацией

Шаг 1. Получение стационарных параметров нагнетателя (давление, температура газа на входе/выходе компрессора, компонентный состав газа и т.д.), а также паспортных характеристик нагнетателя (кривые производительности, антипомпажная кривая). В работе использовались данные из таблиц 5.1-5.3, кривые производительности даны в ПРИЛОЖЕНИИ Б.

Шаг 2. Моделирование режимов работы газоперекачивающего агрегата на основе системы моделирования, описание которой приводится в разделах 2-4 настоящей диссертации. Результатами моделирования будут данные, характеризующие начальное (эталонное) состояние нагнетателя, не подверженного деградации (таблицы 5.5-5.11 и рисунки 5.17 - 5.20).

Шаг 3. Имитация деградации нагнетателя путём уменьшения выходного давления газа на 10%. На основе разработанной системы моделирования нахождение скорости $N_{\text{дегр.}}$, соответствующей полученному давлению, для каждой из точек линий производительности нагнетателя.

Шаг 4. Определить значения политропного напора деградированного нагнетателя в каждой из точек линий производительности нагнетателя:

$$H_{\text{дегр.}} = H_{\text{эталон.}} \cdot \left(\frac{N_{\text{дегр.}}}{N_{\text{эталон.}}} \right)^2, \quad (5.9)$$

где $H_{n,дегр.}$ – политропный напор деградированного нагнетателя, [м]; $H_{n,эталон.}$ – эталонное значение политропного напора, [м]; $N_{дегр.}$ – скорость нагнетателя с деградацией, [об/мин]; $N_{эталон.}$ – эталонное значение скорости нагнетателя, [об/мин].

Шаг 5. Определить значение скорости $N_{акт.}$, которая требуется нагнетателю с деградацией для достижения степени сжатия эталонного нагнетателя в каждой из точек линий производительности:

$$N_{акт.} = \left(\frac{N_{этал.}}{N_{дегр.}} \right)^2, \quad (5.10)$$

Шаг 6. Определить значение политропного напора и мощности, требуемое нагнетателю с деградацией для достижения степени сжатия эталонного нагнетателя в каждой из точек линий производительности:

$$H_{акт.} = H_{эталон.} \cdot \left(\frac{N_{акт.}}{N_{эталон.}} \right)^2, \quad (5.11)$$

$$Мощн._{акт.} = Мощн._{эталон.} \cdot \left(\frac{N_{акт.}}{N_{эталон.}} \right)^3, \quad (5.12)$$

Шаг 7. На основе полученных кривых производительности для деградированного и актуального состояний нагнетателя провести анализ того, как деградация повлияет на систему защиты по превышению скорости нагнетателя, а также на антипомпажную систему.

В таблицах 5.12-5.18 показаны полученные значения деградированного нагнетателя, а также значения скорости и политропного напора необходимые для достижения деградированным нагнетателем эталонных значений выходного давления.

Таблица 5.12 – Деград. и актуал. параметры нагнетателя при 8856 об/мин

$Q,$ [м ³ /ч]	$P_{вых},$ [бар]	$N_{дгр.},$ [об/мин]	$H_{дгр.},$ [м]	$N_{акт.},$ [об/мин]	$H_{акт.},$ [м]	Мощн., [кВт]
12000	114.7	8180	7487	9588	10286	23668
15000	110.1	8192	7037	9574	9612	26726
18000	104.0	8233	6394	9526	8560	28517
21000	95.6	8286	5494	9465	7169	28542
23000	88.7	8334	4789	9411	6107	26971
24590	82.4	8354	3904	9388	4931	24446

Таблица 5.13 – Деград. и актуал. параметры нагнетателя при 8000 об/мин

Q , [м ³ /ч]	$P_{\text{вых}}$, [бар]	$N_{\text{дгр.}}$, [об/мин]	$H_{\text{дгр.}}$, [м]	$N_{\text{акт.}}$, [об/мин]	$H_{\text{акт.}}$, [м]	Мощн., [кВт]
10840	101.8	7260	5897	8815	8695	18529
13550	98.5	7264	5533	8811	8140	21051
16260	93.8	7322	5057	8741	7207	21980
18970	87.6	7388	4367	8663	6004	21414
20777	82.3	7443	3820	8599	5098	19786
22213	77.5	7462	3115	8577	4115	17752

Таблица 5.14 – Деград. и актуал. параметры нагнетателя при 7000 об/мин

Q , [м ³ /ч]	$P_{\text{вых}}$, [бар]	$N_{\text{дгр.}}$, [об/мин]	$H_{\text{дгр.}}$, [м]	$N_{\text{акт.}}$, [об/мин]	$H_{\text{акт.}}$, [м]	Мощн., [кВт]
9485	89.7	6177	4269	7933	7041	13647
11856	87.3	6197	4027	7907	6556	15494
14228	84.1	6243	3676	7849	5811	16056
16599	79.7	6315	3191	7759	4817	15267
18180	75.9	6373	2801	7689	4076	13821
19437	72.3	6371	2271	7691	3309	12247

Таблица 5.15 – Деград. и актуал. параметры нагнетателя при 6000 об/мин

Q , [м ³ /ч]	$P_{\text{вых}}$, [бар]	$N_{\text{дгр.}}$, [об/мин]	$H_{\text{дгр.}}$, [м]	$N_{\text{акт.}}$, [об/мин]	$H_{\text{акт.}}$, [м]	Мощн., [кВт]
8130	80.9	5144	2961	6998	5480	9474
10163	78.5	5076	2702	7092	5275	11331
12195	76.2	5128	2480	7020	4649	11733
14228	73.2	5208	2170	6912	3823	10893
15583	70.6	5263	1910	6840	3226	9717
16660	68.0	5250	1542	6857	2631	8577

Таблица 5.16 – Деград. и актуал. параметры нагнетателя при 5000 об/мин

Q , [м ³ /ч]	$P_{\text{вых}}$, [бар]	$N_{\text{дгр.}}$, [об/мин]	$H_{\text{дгр.}}$, [м]	$N_{\text{акт.}}$, [об/мин]	$H_{\text{акт.}}$, [м]	Мощн., [кВт]
6775	72.5	3836	1646	6517	4752	7735
8469	71.6	3888	1585	6430	4336	8560
10163	70.1	3966	1484	6304	3748	8632
11856	68.0	4060	1319	6158	3034	7886
12986	66.3	4089	1153	6114	2578	7070
13883	64.7	4069	926	6144	2112	6284

Таблица 5.17 – Деград. и актуал. параметры нагнетателя при 4000 об/мин

Q , [м ³ /ч]	$P_{\text{вых}}$, [бар]	$N_{\text{дгр.}}$, [об/мин]	$H_{\text{дгр.}}$, [м]	$N_{\text{акт.}}$, [об/мин]	$H_{\text{акт.}}$, [м]	Мощн., [кВт]
5420	66.8	2458	676	6509	4741	7796
6775	66.2	2552	683	6270	4122	8044
8130	65.3	2670	672	5993	3387	7538
9485	64.1	2744	602	5831	2720	6821
10388	63.0	2718	509	5887	2390	6464
11107	62.0	2650	393	6038	2039	6087

Таблица 5.18 – Деград. и актуал. параметры нагнетателя при 3680 об/мин

Q , [м ³ /ч]	$P_{\text{вых}}$, [бар]	$N_{\text{дгр.}}$, [об/мин]	$H_{\text{дгр.}}$, [м]	$N_{\text{акт.}}$, [об/мин]	$H_{\text{акт.}}$, [м]	Мощн., [кВт]
4986	65.3	1965	432	6892	5314	9281
6233	64.7	2065	447	6558	4510	9248
7480	64.0	2183	450	6204	3630	8407
8726	63.0	2202	388	6150	3026	8056
9557	62.1	2123	311	6379	2806	8281
10218	61.3	1967	216	6885	2652	9148

На основе данных из таблиц 5.12-5.18, построены кривые производительности нагнетателя (рисунки 5.21-5.22).

По результатам моделирования на рисунке 5.21 представлена карта производительности, где для каждой из паспортных скоростей показаны эталонная (в черном цвете) и деградированная (в красном цвете) кривые. По данной карте видно, что при деградации кривые производительности сдвинулись ниже. Сдвиг кривых производительности ниже означает, что нагнетатель при данных скоростях работы будет сжимать газ менее эффективнее, а для того чтобы сжимать газ до требуемых паспортом нагнетателя значениям потребуется большее значение скорости, соответственно больше внутренней мощности нагнетателя, топливного газа или электроэнергии и затрат с экономической точки зрения. Если провести прямую по крайним левым точкам каждой из деградированных кривых, то получим помпажную линию ограничения, которая также совершила сдвиг правее, в отличие от эталонной кривой линии помпажного ограничения (крайние левые точки кривых в черном цвете). Это означает, что помпаж для нагнетателя с деградацией может наступить при больших значениях объемного расхода, это в свою очередь чревато рисками аварийного останова газоперекачивающего агрегата из-за высокой вибрации, которая является явным показателем того, что нагнетатель находится в помпажном режиме работы.

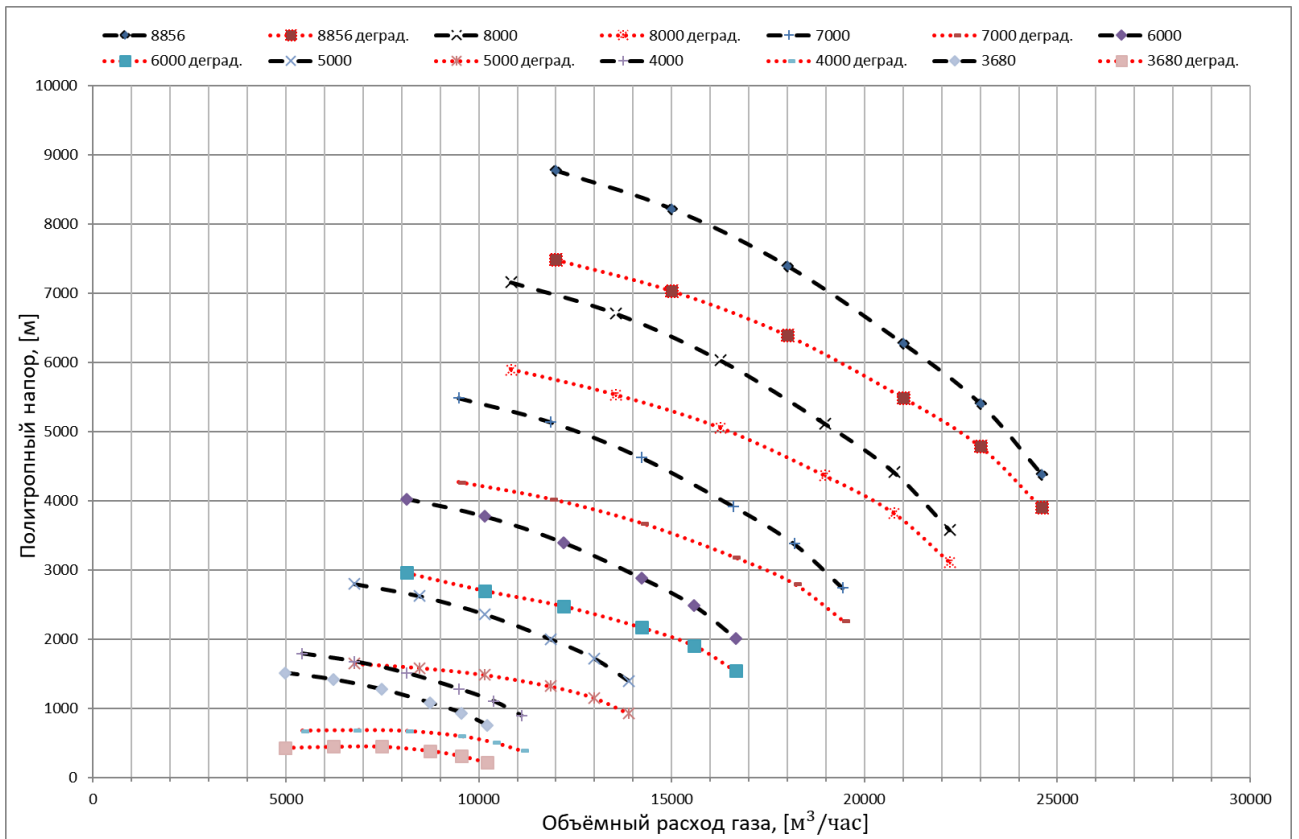


Рисунок 5.21 – Эталонные и деградированные линии производительности

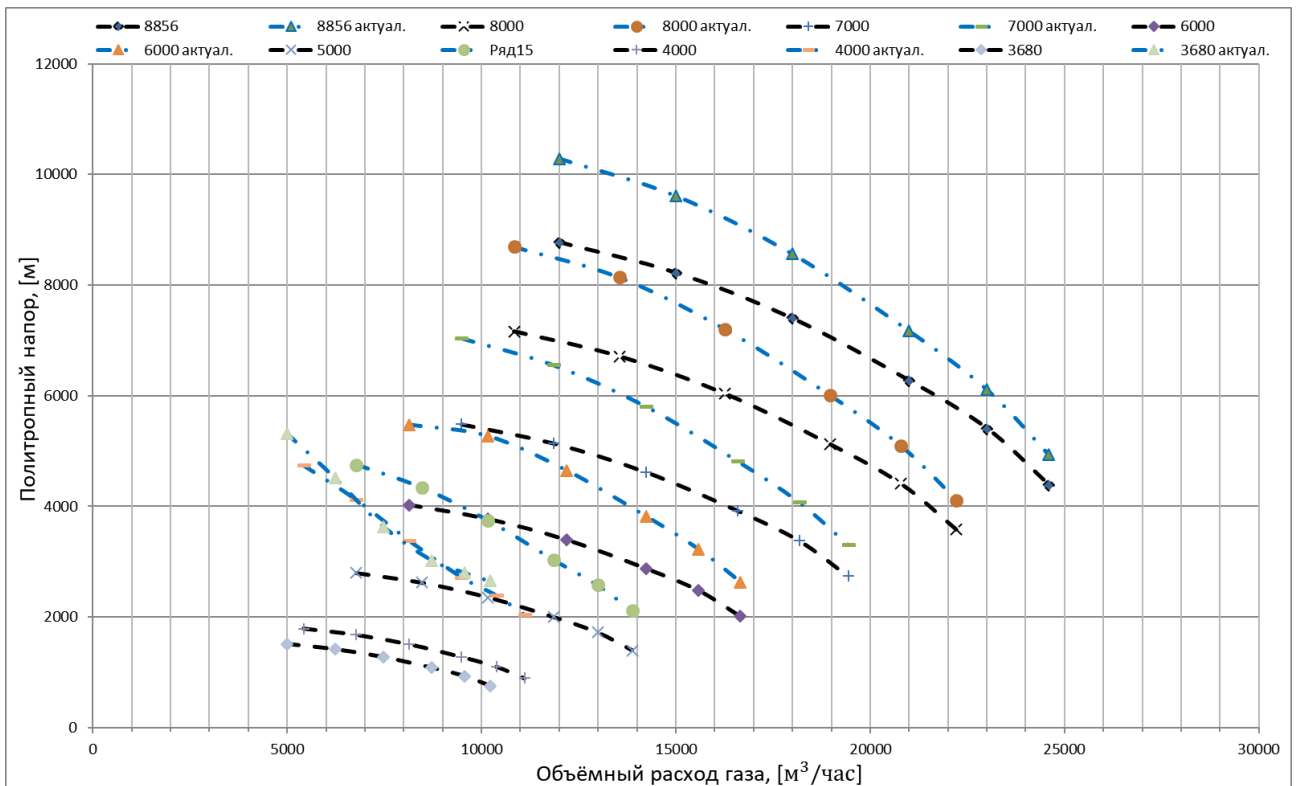


Рисунок 5.22 – Эталонные и актуальные линии производительности нагнетателя

Также на основе разработанного пакета моделирования получены очертания актуальных кривых производительности, по которым будет работать деградированный нагнетатель, для того чтобы сжимать газа до значений эталонного нагнетателя. Данные кривые показаны на рисунке 5.22. На данном рисунке кривые в черном цвете – это эталонные кривые нагнетателя, а кривые в синем цвете – это кривые, по которым будет работать нагнетатель с деградацией для достижения эталонных уставок по степени сжатия газа. Актуальные кривые нагнетателя с деградацией располагаются выше чем эталонные кривые, это означает, что для нагнетателя с деградацией, чтобы достичь эталонных уставок по степени сжатия требуются более высокие скорости чем для эталонного нагнетателя, это в свою очередь может привести к тому, что произойдет аварийный останов нагнетателя по высокой скорости. В качестве примера рассмотрим значения в таблице 5.12. Для того чтобы достичь выходного давления в 114.7 бар, при входном объемном расходе газа 12000 м³/ч, эталонному нагнетателю требуется скорость в 8856 об/мин, тогда как нагнетателю с деградацией необходимо работать на 9588 об/мин, а это на 8.26% процента больше, и если уставка по защите от высокой скорости составляет 5%, то в этом случае нагнетатель будет аварийно остановлен логикой управления.

Ввиду того, что при деградации нагнетателя потребляется больше мощности для компримирования до требуемых значений, в свою очередь это сказывается на экономических затратах. Согласно статистическим данным [90, с. 7], представленным в таблице 5.19, годовые затраты энергии на один газовый компрессор представляют собой внушительные цифры в денежном эквиваленте.

Таблица 5.19 – Годовые затраты на электроэнергию на один компрессор

Мощность привода, Мвт	Потребляемая энергия, Квт/час	Затраты в год, \$
1	8760000	438000
5	43800000	2190000
25	219000000	10950000

Оптимизация режимов работы газоперекачивающего агрегата является эффективным методом снижения энергетических затрат. Для решения данной задачи необходимо определить наиболее эффективные режимы работы ГПА. Известно, что минимизация режимов работы с избыточной рециркуляцией газа повышает надёжность работы, а также сокращение потерь энергии на рециркуляцию приводит к повышению эффективности газового компрессора [90, с. 6].

Оценка эффективности работы ГПА проводится на основе сопоставления действительных режимов работы с оптимальными режимами работы на основе выбранного критерия оптимизации. В настоящее время существуют различные критерии оптимизации режимов работы ГПА, каковыми являются: суммарная

мощность ГПА, политропный КПД процесса сжатия, затраты электрической энергии и топливного газа в процессе компримирования [91, с. 87] и т.д. Поэтому своевременное обнаружение степени падения эффективности ГПА и его последующее устранение позволит управлять технологическим процессом в более безопасных и экономически выгодных условиях.

Выводы по пятому разделу

В пятом разделе предложена методика и алгоритм диагностики деградации осевого компрессора газотурбинной установки для случая газотурбинных компрессорных агрегатов природного газа. Приводится описание принципа работы газотурбинного двигателя, являющимся одним из основных двигателей на современных КС. Описана классификация газотурбинных двигателей, основные виды неисправностей и методы по диагностированию данных неисправностей. Описан метод и алгоритм определения деградации осевого компрессора турбины, основанный на расчете мощности центробежного компрессора, определении удельного расхода топливного газа и модели, основанной на методах машинного обучения, которая определяет зависимость удельного расхода топливного газа от параметров газовой турбины. Выполнен расчет параметров мощности и КПД вала центробежного газового компрессора. Показан подход к оценке производительности ГПА на основе модели прогнозирования машинного обучения. Адекватность модели подсистемы диагностики проверена на эксплуатационных параметрах. На основе разработанного пакета моделирования описание которого приводится в разделах 2-4, разработана методика нахождения карты производительности центробежного нагнетателя со степенью деградации, определены основные риски, связанные с деградацией. По результатам данного раздела опубликованы работы [92 – 97].

Полученные результаты могут быть использованы при синтезе подсистемы диагностики газоперекачивающего агрегата как составной части в общей структуре системы управления технологическим процессом компримирования природного газа.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Краткие выводы по результатам диссертационных исследований. В данной работе описана методика и основные алгоритмы для моделирования системы управления режимами работы центробежного газового компрессора и сопутствующего оборудования с дальнейшей реализацией в разработанном программном пакете; была проведена серия испытаний для проверки адекватности представленных алгоритмов и расчётов. В разработанном приложении реализованы функции онлайн-мониторинга данных, анализа данных, архивирования данных, настройки/изменения входных данных, возможность управления режимами работы газового компрессора в автоматическом и ручном режимах. В рамках исследования получены следующие результаты:

1) исследован технологический процесс компримирования природного газа на современных компрессорных станциях как объекта управления. Приведен обзор методов и средств систем моделирования, обоснована актуальность темы исследования (раздел 1.5);

2) разработана среда для моделирования математической модели объекта управления. Приводится подробное описание синтеза моделей газового компрессора, клапана, охладителя, газо-жидкостного сепаратора, трубы, двигателя. Разработана методика формирования объемного расхода природного газа (раздел 2.4) для выбранной последовательности элементов схемы компримирования газа, показаны аналитические зависимости между параметрами процесса (раздел 2.3), алгоритм расчета выходных параметров компрессора (раздел 2.5);

3) описан процесс моделирования системы управления компримированием природного газа на примере одноступенчатого газового компрессора (раздел 4). Произведена проверка адекватности модели управления в стационарном и динамических режимах работы ГПА: запуск компрессора (раздел 4.2), работа на номинальных оборотах (раздел 4.3), останов газового компрессора (раздел 4.4). Описана последовательность тестирования антипомпажного регулятора (раздел 4.5). Проведено сравнение результатов в разработанном ПО и коммерческом ПО для моделирования технологических процессов Aspen Hysys, результаты показали сходство в динамических и на номинальных режимах;

4) предложена методика и алгоритм диагностики деградации осевого компрессора газотурбинной установки для случая газотурбинных компрессорных агрегатов природного газа (раздел 5.4). Описан метод и алгоритм определения деградации осевого компрессора турбины, основанный на расчете внутренней мощности центробежного компрессора и удельного расхода топливного газа;

5) на основе разработанного пакета моделирования, описание которого приводится в разделах 2-4, разработана методика нахождения карты производительности центробежного нагнетателя со степенью деградации, определены основные риски, связанные с деградацией (раздел 5.5).

Оценка полноты решения поставленных задач. Поставленные перед диссертантом задачи были решены:

- выполнен анализ и выявлены технологические проблемы моделирования системы управления режимами работы ГПА;
- разработаны математические модели узлов системы, используемых в технологическом процессе компримирования природного газа, таких как, газовый компрессор, газо-жидкостный сепаратор, охладитель, клапан, узлы сбора/разделения потоков;
- разработана структура моделирования системы управления (раздел 2.2) и внедрена стратегия антипомпажного регулирования для газового компрессора (раздел 3.2);
- вычислены основные параметры газа в каждой точке схемы и решены задачи распределения потока газа и аналитические зависимости между параметрами процесса компримирования газа;
- разработаны библиотечные элементы модели в виде отдельных модульных блоков. Разработанные модели внедрены в единый программный пакет и разработано приложение для моделирования режимов работы газоперекачивающего агрегата;
- внедрена логика автоматического и ручного управления работой газового компрессора, проверена адекватность работы алгоритмов;
- исследованы режимы работы ГПА и разработана методика и алгоритмы прогнозирования степени деградации осевого компрессора и методика построения карт производительности для нагнетателя с определённой степенью деградации.

Рекомендации и исходные данные по конкретному использованию результатов.

Практическая значимость разработанного программного пакета заключается в следующем:

- в его возможной реализации в качестве модуля в общей системе управления ГПА для оперативного выявления отклонений между текущими и эталонными параметрами ГПА. Также данный программный пакет может быть использован в качестве тренажёра для моделирования различных режимов работы ГПА;
- методика определения степени ухудшения эффективности ГПА, связанной с деградацией осевого компрессора ГТД, может быть использована при синтезе подсистемы диагностики газоперекачивающего агрегата как составной части в общей структуре системы управления технологическим процессом компримирования природного газа;
- предложенная методика определения карт производительности для нагнетателя с определённой степенью деградации может быть использована при эксплуатации ГПА с многолетним ресурсом наработки для оценки состояния ГПА и имеющихся рисков работы.

Оценка экономической эффективности технологии. На основании проведенных испытаний, разработанная система моделирования дает

адекватные результаты, при различных режимах работы и параметрах. Представленные расчеты показывают практическую значимость полученных результатов. Моделирование и анализ режимов работы ГПА позволит уменьшить непредвиденные остановки ГПА, тем самым увеличивая общую эффективность.

Предложенная методика и алгоритм диагностики деградации осевого компрессора газотурбинной установки для случая газотурбинных компрессорных агрегатов природного газа, позволит прогнозировать снижение эффективности и проводить своевременную промывку лопаток компрессора. Как описывалось в диссертационной работе, загрязненные лопатки осевого компрессора приводят к потере до 4% от общей мощности ГПА, вследствие чего своевременная промывка лопаток компрессора несет общую экономическую выгоду. Предложенная методика определения карт производительности ГПА позволяет определить текущее состояние ГПА и примерную величину отклонения показателей эффективности от паспортных значений, на основе чего можно делать вывод о степени ухудшения состояния ГПА.

Оценка научного уровня выполненной работы в сравнении с лучшими достижениями в данной области. На основании выполненных исследований получены следующие новые результаты:

- выполнен анализ работы газоперекачивающего агрегата и разработаны структура и алгоритмы среды моделирования системы управления основным оборудованием ГПА на основе аналитических зависимостей между входами и выходами устройств и выполнения массового и объемного балансов газового потока на основе уравнения состояния Редлиха-Квонга;

- разработана методика расчёта выходных параметров центробежного нагнетателя на основе аналитических зависимостей входных и выходных параметров нагнетателя и использования заданных кривых производительности и эффективности. При определении объемного расхода на входе в систему компримирования газа использована методика поиска минимальной пропускной способности элементов схемы, выраженной массовым расходом;

- выполнен анализ падения эффективности газоперекачивающего агрегата из-за засорения лопаток осевого компрессора газотурбинного двигателя и предложен метод для прогнозирования степени деградации и определения времени промывки осевого компрессора ГТД;

- на основе использования разработанного пакета моделирования, предложена методика нахождения карты производительности центробежного нагнетателя со степенью деградации, показаны основные риски, связанные с деградацией.

Таким образом, полученные в ходе выполнения диссертационной работы результаты подтверждены публикациями и апробированы в материалах и сборниках международных научно-практических конференций (ПРИЛОЖЕНИЯ В–Е), что обосновывает достоверность полученных результатов, их научную и практическую значимость, которая подтверждается актом передачи алгоритмов (ПРИЛОЖЕНИЕ Д).

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 British Petroleum BP Statistical Review of World Energy 2018 // Statistical Review of World Energy. - 2018. - P. 1–56.
- 2 Environment – Energy-related emissions data & environmental analyses. Independent Statistics and Analysis. <http://www.eia.doe.gov/environment.html>. 10.10.2019.
- 3 C. Borraz-Sanchez Optimization methods for pipeline transportation of natural gas: University of Bergen. - Norway, 2010.
- 4 Газовые магистрали Казахстана - маршруты геоэкономического развития. <http://www.kaztransgas.kz/index.php/ru/press-tsentr/publikatsii/960-gazovye-magistrali-kazakhstan-marshruty-geoekonomicheskogo-razvitiya>. 10.10.2019.
- 5 G. A. van Zee Control System Design for a Centrifugal Compressor Using Dynamic Simulation // IFAC Proceedings Volumes. - 2017. - Vol. 20, № 5. - P. 363–368.
- 6 K. H. Fasol, H. P. Jörgl Principles of model building and identification // Automatica. - 1980. - Vol. 16, № 5. - P. 505–518.
- 7 J. T. Gravdahl Modeling and Control of Surge and Rotating Stall in Compressors: thesis ... Dr.ing.:98-6-W.: Norwegian University of Science and Technology, 1998. -154 p.
- 8 Федоров Ю.Н. Порядок создания, модернизации и сопровождения АСУТП. – Москва: Инфра-Инженерия, 2011. – 596 с.
- 9 M. Karimi Simulator Comparison: Joint seminar on CO_2 absorption fundamentals.: Norwegian University of Science and Technology, 2009. -19 p.
- 10 P. Aaslid Modelling of Variable Speed Centrifugal Compressors for Anti-Surge Control: thesis ... Ms. Sc. In Engineering Cybernetics: Norwegian University of Science and Technology, 2009. -99 p.
- 11 R. Z. Ríos-Mercado, C. Borraz-Sánchez Optimization problems in natural gas transportation systems: A state-of-the-art review // Applied Energy. - 2015. - Vol. 147, No. April 2015. - P. 536–555.
- 12 V. V. Koyyalamudi, Q. H. Nagpurwala Stall Margin Improvement in a Centrifugal Compressor through Inducer Casing Treatment // International Journal of Rotating Machinery. - 2016. - Vol. 2016 P. 1–19.
- 13 H.-K. Li, X.-F. Wang, J.-G. Yang, P.-F. Zhao, Y. Liu The effect of impeller–diffuser interactions on diffuser performance in a centrifugal compressor // Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. - 2016. - Vol. 10, № 1. - P. 565–577.
- 14 M. Ebrahimi, Q. Huang, X. He, X. Zheng Effects of variable diffuser vanes on performance of a centrifugal compressor with pressure ratio of 8.0 // Energies. - 2017. - Vol. 10, № 5. – P. 1-15.
- 15 S. Budinis, N. F. Thornhill Supercritical fluid recycle for surge control of CO_2 centrifugal compressors // Computers and Chemical Engineering. - 2016. - Vol. 91 P. 329–342.

- 16 A. Marsan, I. Trébinjac, S. Moreau, S. Coste Active Flow Control in a Radial Vaned Diffuser for Surge Margin Improvement: A Multislot Suction Strategy // *International Journal of Rotating Machinery*. - 2017. - Vol. 2017 P. 1–12.
- 17 R. Matas, T. Syka, O. Luňáček Numerical and experimental modelling of the centrifugal compressor stage – setting the model of impellers with 2D blades // *EPJ Web of Conferences*. - 2017. - Vol. 143 P. 02073.
- 18 K. Jones, A. Cortinovis, M. Mercangoez, H. J. Ferreau Distributed Model Predictive Control of Centrifugal Compressor Systems // *IFAC-PapersOnLine*. - 2017. - Vol. 50, № 1. - P. 10796–10801.
- 19 H. Imani, M. R. Jahed-Motlagh, K. Salahshoor, A. Ramezani, A. Moarefianpur Robust decentralized model predictive control approach for a multi-compressor system surge instability including piping acoustic // *Cogent Engineering*. - 2018. - Vol. 5, № 1. - P. 1–14.
- 20 W. Du, Y. Li, L. Li, G. Lorenzini A quasi-one-dimensional model for the centrifugal compressors performance simulations // *International Journal of Heat and Technology*. - 2018. - Vol. 36, № 2. - P. 391–396.
- 21 N. Tengesdal, T. T. Kristoffersen, C. Holden Applied Nonlinear Compressor Control with Gain Scheduling and State Estimation // *IFAC-PapersOnLine*. - 2018. - Vol. 51, № 8. - P. 151–157.
- 22 C. Hansen Dynamic Simulation of Compressor Control Systems: Aalborg University Esbjerg, 2008.
- 23 J. Liedman Dynamic simulation of a centrifugal compressor system: Chalmers University of Technology, 2013.
- 24 L. Carlui, P. Aguilera Subsea Wet Gas Compressor Dynamics: Norwegian University of Science and Technology, 2013.
- 25 A. Sedliak, T. Žáčik Optimization of the gas transport in pipeline systems // *Tatra Mountains Mathematical Publications*. - 2016. - Vol. 66, № 1. - P. 103–120.
- 26 D. De Wolf, Y. Smeers The Gas Transmission Problem Solved by an Extension of the Simplex Algorithm // *Management Science*. - 2003. - Vol. 46, № 11. - P. 1454–1465.
- 27 C. Blum, G. R. Raidl A Hybrid Meta-heuristic Approach for Natural Gas Pipeline Network Optimization // presented at the “Lecture Notes in Computer Science” 2016. № August 2005. - .
- 28 P. J. Wong, R. E. Larson Optimization of tree-structured natural-gas transmission networks // *Journal of Mathematical Analysis and Applications*. - 1968. - Vol. 24, № 3. - P. 613–626.
- 29 A. Kartashev, A. Martynov, O. Mashkov Numerical and experimental studies of a turbocharger centrifugal compressor for combustion engine boost // *International Review of Aerospace Engineering*. - 2018. - Vol. 11, № 1. - P. 27–38.
- 30 N. A. Solovyov, A. F. Valeev, A. O. Salikhov Automated system for substantiation of commercial production recovery from water-flooded gas wells // *International Review of Automatic Control*. - 2018. - Vol. 11, № 3. - P. 107–112.

- 31 D. F. U. Putra, O. Penangsang, A. Soeprijanto Non-intrusive load monitoring design using K-means clustering extreme learning machine // International Review on Modelling and Simulations. - 2018. - Vol. 11, № 4. - P. 215–220.
- 32 F. A. Pamuji, H. Miyauchi Maximum power point tracking of multi-input inverter for connected hybrid PV/Wind power system considering voltage limitation in grid // International Review on Modelling and Simulations. - 2018. - Vol. 11, № 3. - P. 143–150.
- 33 H. Dehnavifard, G. Radman, M. Kalyan Design and comparison of high-speed induction machine and high-speed interior permanent magnet machine // International Review on Modelling and Simulations. - 2018. - Vol. 11, № 3. - P. 151–157.
- 34 R. A. Stanley, W. R. Bohannon Dynamic Simulation of Centrifugal Compressor Systems // Proceedings of the sixth Turbomachinery Symposium. - 1977. - P. 123–132.
- 35 K. K. Botros, P. J. Campbell, D. B. Mah Dynamic Simulation of Compressor Station Operation Including Centrifugal Compressor and Gas Turbine // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. - 2008. - Vol. 113, № 2. - P. 300.
- 36 A. Hafaifa, B. Rachid, G. Mouloud Modelling of surge phenomena in a centrifugal compressor: Experimental analysis for control // Systems Science and Control Engineering. - 2014. - Vol. 2, № 1. - P. 632–641.
- 37 P. K. Veldandi, V. Ramesh Kumar, C. Sailu Anti surge control design for variable speed compressor using dynamic simulation // International Journal of Applied Engineering Research. - 2017. - Vol. 12, No. Special Issue 1. - P. 636–640.
- 38 C. J. Backi, J. T. Gravdahl, S. Skogestad Robust control of a two-state Greitzer compressor model by state-feedback linearization // presented at the “2016 IEEE Conference on Control Applications, CCA 2016” 2016. P. 1226–1231.
- 39 M. A. Asadzadeh, F. Shabani Centrifugal compressor active surge controller design based on fuzzy type II // presented at the “2nd IEEE Texas Power and Energy Conference, TPEC 2018” 2018. Vol. 2018-February P. 1–6.
- 40 A. Garcia-Hernandez, A. Alvarado Centrifugal compressors transient surge analysis: When do you need a hot gas bypass line? // presented at the “Pipeline Simulation Interest Group Annual Meeting, PSIG 2018” 2018.
- 41 M. Doenni, L. Grutesen Design optimization of anti surge control valves on turbocompressors // presented at the “Abu Dhabi International Petroleum Exhibition and Conference, ADIPEC 2016” 2016. Vol. 2016-January.
- 42 B. Taylor RBI Centrifugal Compressors // Presentation of the API Spring Refining meeting. – Denver, USA: Dresser-Rand, 2009.
- 43 O. Redlich, J. N. S. Kwong On the thermodynamics of solutions. V. An equation of state. Fugacities of gaseous solutions // Chemical Reviews. - 1949. - Vol. 44, № 1. - P. 233–244.
- 44 K. H. Lüdtke Process Centrifugal Compressors: Basics, Function, Operation, Design, Application. Springer, 2004.
- 45 Royce N. Brown Fan Laws, the Use and Limits in Predicting Centrifugal Compressor Off Design Performance // Proceedings of the “Twentieth

Turbomachinery Symposium”. – Texas, USA: Texas A&M University, 1991. – P. 91-100.

46 ISA–75.01–1985 Flow Equations for Sizing Control Valves, № October. - . 1995.

47 D. G. F. James Welty, Gregory L. Rorrer Fundamentals of Momentum, Heat and Mass Transfer. John Wiley and Sons Ltd, 2014.

48 J. A. Ferguson Gas Flow in Long Pipelines // Chemical Engineer-ing. - 2002. - Vol. 56, № 11. - P. 112–135.

49 C. F. Colebrook Turbulent flow in pipes, with particular reference to the transition region between the smooth and rough pipe laws // Journal of the Institution of Civil Engineers. - 1939. - Vol. 11, № 4. - P. 133–156.

50 N. Minorsky. Directional Stability of Automatically Steered Bodies // Journal of the American Society for Naval Engineers. - 1922. - Vol. 34, № 2. - P. 280–309.

51 N.A. Batayev, T.T. Shuvatov, A.B. Onbayev Gas transportation by motor driven gas compression unit // Proceedings of The 16th International Scientific Conference “Information Technologies and Management”. – Riga, Latvia: ISMA University, 2018. – P. 83-84.

52 N. Batayev, T. Shuvatov, A. Kuzyrgaliyev, R. Krikbayev Modeling and research of gas transportation unit operation modes // International Review of Mechanical Engineering. - 2019. - Vol. 13, № 4. - P. 224-234.

53 Батаев Н.А., Шуватов Т.Т., Кузыргалиев А.Р. Моделирование режимов работы газотурбинной компрессорной установки // Вестник КазННТУ. - 2018. - Т. 6, № 130. – С. 227-234.

54 C. Snickars Antisurge Write-up for PCL 502 Compressors, 2013.

55 Батаев Н.А., Сулейменов Б.А., Ахметов Д.Ф. Антипомпажное регулирование компрессорной установки // Вестник КазННТУ. – 2019. – Т. 4, № 134. – С. 193-198.

56 Н. А. Батаев, А. Р. Кузыргалиев Моделирование режимов работы газоперекачивающего агрегата // Вестник КБТУ. - 2019. - Т. 16, № 3. - С. 39-45.

57 N. Batayev Forecasting and Diagnostic of Gas Turbine Driven Gas Compression Unit Parameters // Materials of the IV International Scientific-Practical Conference “Integration of the Scientific Community to the Global Challenges of Our Time”. – Sapporo, Japan: Regional Academy of Management, 2019. – P. 186–191.

58 T. Engelberth, D. Krawczyk, A. Verl Model-based method for condition monitoring and diagnosis of compressors // Procedia CIRP. - 2018. - Vol. 72 P. 1321–1326.

59 M. Gera Advanced Compressor Cleaning System for Siemens Gas Turbines // Siemens AG, Energy Service Division. - 2010. – P. 1-12.

60 E. Mohammadi, M. Montazeri-Gh A fuzzy-based gas turbine fault detection and identification system for full and part-load performance deterioration // Aerospace Science and Technology. - 2015. - Vol. 46 P. 82–93.

61 Y. Lei, N. Li, L. Guo, N. Li, T. Yan, J. Lin Machinery health prognostics: A systematic review from data acquisition to RUL prediction // Mechanical Systems and Signal Processing. - 2018. - Vol. 104 P. 799–834.

- 62 M. Tahan, E. Tsoutsanis, M. Muhammad, Z. A. Abdul Karim Performance-based health monitoring, diagnostics and prognostics for condition-based maintenance of gas turbines: A review // *Applied Energy*. - 2017. - Vol. 198 P. 122–144.
- 63 L. Pattanayak Thermodynamic modeling and exergy analysis of gas turbine cycle for different boundary conditions // *International Journal of Power Electronics and Drive Systems*. - 2015. - Vol. 6, № 2. - P. 205–215.
- 64 N. Mahmud, N. A. Wahab Fouling prediction using neural network model for membrane bioreactor system // *Indonesian Journal of Electrical Engineering and Computer Science*. - 2017. - Vol. 6, № 1. - P. 200–206.
- 65 S. K. Mishra, S. C. Swain, L. N. Tripathy Fault detection & classification in UPFC integrated transmission line using DWT // *International Journal of Power Electronics and Drive Systems*. - 2017. - Vol. 8, № 4. - P. 1793–1803.
- 66 K. Bhaskar, S. Sendilvelan, L. R. Sassykova Effect of premix and exhaust gas recirculation on the emission characteristics of biodiesel fueled engine // *News of the National Academy of Sciences of the Republic of Kazakhstan, Series of Geology and Technical Sciences*. - 2018. - Vol. 2, № 428. - P. 2019.
- 67 O. V. Zhirnova, B. A. Suleimenov, A. Z. Toigozhinova, W. T. Wojcik Construction of mathematical model the combustion of biogas to reduce greenhouse gas emissions // *News of the National Academy of Sciences of the Republic of Kazakhstan, Series of Geology and Technical Sciences*. - 2017. - Vol. 1, № 421. - P. 177–185.
- 68 O. V Zhirnova et al. Diagnosis of combustion process biogas and gas power plants to reduce greenhouse gas emissions // *News of the National Academy of Sciences of the Republic of Kazakhstan, Series of Geology and Technical Sciences*. - 2016. - Vol. 6, № 420. - P. 123–135.
- 69 M. Z. Sogut, E. Yalcin, T. H. Karakoc Assessment of degradation effects for an aircraft engine considering exergy analysis // *Energy*. - 2017. - Vol. 140 P. 1417–1426.
- 70 D. P. Xenos, G. M. Kopanos, M. Cicciotti, N. F. Thornhill Operational optimization of networks of compressors considering condition-based maintenance // *Computers and Chemical Engineering*. - 2016. - Vol. 84 P. 117–131.
- 71 D. W. Kang, T. S. Kim Model-based performance diagnostics of heavy-duty gas turbines using compressor map adaptation // *Applied Energy*. - 2018. - Vol. 212, № September 2017. - P. 1345–1359.
- 72 F. Safiyullah, S. A. Sulaiman, M. Y. Naz, M. S. Jasmani, S. M. A. Ghazali Prediction on performance degradation and maintenance of centrifugal gas compressors using genetic programming // *Energy*. - 2018. - Vol. 158 P. 485–494.
- 73 J. R. Laguna-Camacho et al. A study of the wear damage on gas turbine blades // *Engineering Failure Analysis*. - 2016. - Vol. 61 P. 88–99.
- 74 E. L. Ntantis, P. N. Botsaris Diagnostic methods for an aircraft engine performance // *Journal of Engineering Science and Technology Review*. - 2015. - Vol. 8, № 4. - P. 64–72.

75 W. Al-Busaidi, P. Pilidis Modelling of the non-reactive deposits impact on centrifugal compressor aerothermo dynamic performance // Engineering Failure Analysis. - 2016. - Vol. 60 P. 57–85.

76 P. T. D. Rompas, J. D. I. Manongko A Numerical Modeling for Study Marine Current in the Manado Bay, North Sulawesi // TELKOMNIKA (Telecommunication Computing Electronics and Control). - 2018. - Vol. 16, № 1. - P. 18.

77 N. N. M. Nistah, K. H. Lim, L. Gopal, F. B. I. Alnaimi Coal-fired boiler fault prediction using artificial neural networks // International Journal of Electrical and Computer Engineering. - 2018. - Vol. 8, № 4. - P. 2486–2493.

78 M. N. Khoshrodi, M. Jannati, T. Sutikno A review of wind speed estimation for wind turbine systems based on Kalman filter technique // International Journal of Electrical and Computer Engineering. - 2016. - Vol. 6, № 4. - P. 1406–1411.

79 D. W. Kang, T. S. Kim Model-based performance diagnostics of heavy-duty gas turbines using compressor map adaptation // Applied Energy. - 2018. - Vol. 212, № December 2017. - P. 1345–1359.

80 R. Kurz, K. Brun Fouling Mechanisms in Axial Compressors // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. - 2012. - Vol. 134, № 3. - P. 032401.

81 B. Maiwada, N. I. Mu 'az, S. Ibrahim, S. M. Musa Impacts of Compressor Fouling On the Performance of Gas Turbine // International Journal of Engineering Science and Computing. - 2016. - Vol. 6, № 3. - P. 2118–2125.

82 X. Jiang, C. Foster Remote Thermal Performance Monitoring and Diagnostics - Turning Data into Knowledge // Proceedings of the ASME 2013 Power Conference. - 2013. - № 1. - P. 1–7.

83 B. W. George Vachtsevanos, Frank L. Lewis, Michael Roemer, Andrew Hess Intelligent Fault Diagnosis and Prognosis for Engineering Systems. 2006.

84 I. K. Fodor A survey of dimension reduction techniques // Library. - 2002. - Vol. 18, № 1. - P. 1–18.

85 L. O. Borguet S., Dewallef P. On-line transient engine diagnostics in a Kalman filtering framework // presented at the “ASME Turbo Expo” 2005.

86 Всероссийский научно-исследовательский институт природных газов и газовых технологий. Методические указания по проведению теплотехнических и газодинамических расчетов при испытаниях газотурбинных газоперекачивающих агрегатов: утв. 1 мая 1999 года, № ПР 51-31323949-43-99 // ОАО "Газпром". – 1999, май – 1.

87 Всероссийский научно-исследовательский институт природных газов и газовых технологий. Методика определения норм расхода и нормативной потребности в природном газе на собственные технологические нужды магистрального транспорта газа РД 153-39.0-112-2001: утв. 26 декабря 2001 года, № 373 // Министерство энергетики Российской Федерации – 2001, декабрь – 26.

88 Всероссийский научно-исследовательский институт природных газов и газовых технологий. Методика оценки энергоэффективности газотранспортных объектов и систем: утв. 12 марта 2007 года, № 39 // ОАО "Газпром". – 2007, ноябрь – 15.

89 R. Salamat Performance modeling of degraded compressors and fault diagnostics // Proceedings of the “SPE Production and Operations Symposium”. – Doha, Qatar: Society of Petroleum Engineers, 2012. - P. 172–191.

90 Compressor Controls Corporation Современные системы автоматического регулирования (САР) турбокомпрессорных агрегатов // Обучающий курс. 2011.- 164 с.

91 Калинин А.Ф., Кичатов В.В., Торопов А.Ю. Оценка эффективности работы систем компримирования компрессорных станций // Труды Российского Государственного Университета им. И.М. Губкина. – 2009. – № 4 (257). – С. 85-95.

92 Батаев Н.А. Техническое обслуживание по состоянию для газотурбинных двигателей // материалы I Международной научно-практической интернет конференции «Global Science and Innovations 2018». – Астана: Общественное движение «Бобек», 2018. – С. 38–43.

93 N. Batayev Prediction of Gas Turbine Parameters based on Machine Learning Regression Methods // Proceedings of The 6th International Virtual Conference on Advanced Scientific Results. – Zilina, Slovak Republic: EDIS, Publishing Institution of the University of Zilina, 2018. - P. 217–221.

94 N. Batayev Gas turbine fault classification based on machine learning supervised techniques // Proceedings of the 14th International Conference on Electronics Computer and Computation. – Almaty: IEEE, 2019. - P. 3–7.

95 N. Batayev, D. Akhmetov, B. Suleimenov Machine learning approach for gas turbine parameters forecasting // Proceedings of The 16th International Scientific Conference “Information Technologies and Management”. – Riga, Latvia: ISMA University, 2018. – P. 85-86.

96 Н. А. Батаев, Б. А. Сулейменов, Д. Ф. Ахметов Прогнозирование и диагностика параметров газотурбинной установки // Вестник КазНУ. - 2019. - Т. 4, № 134. - С. 198–203.

97 N. Batayev Axial compressor fouling detection for gas turbine driven gas compression unit // Indonesian Journal of Electrical Engineering and Computer Science. - 2019. - Vol. 15, № 3. - P. 1257–1263.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Вычисление параметров компрессора

```

Public Sub Second_Step() 'CALCULATION
    Dim Pvihoda, M1, M2, Pkr1, Tkr1, Pkr2, Tkr2, w, H_Hig, Z_ci, m_t, R_1, R_2, d_1,
    d_2, k, k_div_km1, n_div_nm1, Log_x1, Log_x2, Max_Flow, Max_Flow_Cur, Max_Head, Min_Flow,
    Min_Head, Max_Flow_eff, Min_Flow_eff As Double
    Dim H_in, Cp_in, k_in, H_out, Cp_out, k_out As Double

    Min_Flow = 1000000000000
    Min_Head = 1000000000000
    Min_Flow_eff = 1000000000000
    n = Speed
    Dim ArrFlow_cur() As Double = New Double(UBound(ArrFlow)) {}
    Dim ArrPdtoPs_cur() As Double = New Double(UBound(ArrPdtoPs)) {}
    Dim ArrEfficiency_cur() As Double = New Double(UBound(ArrEfficiency)) {}

    'sorting array
    Dim i1, tmp_Q, tmp_Hn, tmp_Eff As Long
    Dim t As Boolean
    t = True
    Do While t
        t = False
        For i1 = 0 To UBound(ArrFlow) - 1
            If ArrFlow(i1) > ArrFlow(i1 + 1) Then
                tmp_Q = ArrFlow(i1)
                tmp_Hn = ArrPdtoPs(i1)
                tmp_Eff = ArrEfficiency(i1)

                ArrFlow(i1) = ArrFlow(i1 + 1)
                ArrPdtoPs(i1) = ArrPdtoPs(i1 + 1)
                ArrEfficiency(i1) = ArrEfficiency(i1 + 1)

                ArrFlow(i1 + 1) = tmp_Q
                ArrPdtoPs(i1 + 1) = tmp_Hn
                ArrEfficiency(i1 + 1) = tmp_Eff
                t = True
            End If
        Next i1
    Loop

    '*****CALCULATION OF INLET GAS DENSITY, [kg/m3]*****'
    Library.CriticalPT(ArrInputGasWeights, ArrInputGasComposition, R0, Pkr1, Tkr1, w,
M1)
    R_1 = 8.31451 / M1 '//Gas constant for natural gas [kJ/(kg*K)]
    d_1 = M1 / 28.96 '//relative density of the natural gas by air [-]
    pvx = Pvhod / Pkr1 '//reduced to normal conditions input pressure value [-]
    tvx = Tvhod / Tkr1 '//reduced to normal conditions input temperature value [-]
    Library.Z_Factor_Red1_Kwong(Pvhod, Tvhod, Pkr1, Tkr1, w, H_Hig, zvx) '//Z, [-]
    Library.CalculateRange(10, 0.2, zvx, zvx)
    pvx1 = (100 * Pvhod) / (zvx * Tvhod * R_1) '//Gas density at the inlet [kg/m^3]
    Library.CalculateRange(100000, 0.001, pvx1, pvx1)

    '*****CALCULATION OF e(compressibility), a(efficiency)*****
    Dim i_max, i_min As Integer
    For i = 0 To UBound(ArrFlow)
        ArrFlow_cur(i) = (n / n0) * (ArrFlow(i))
        Library.CalculateRange(ArrFlow(i), (1 / 5.5) * (ArrFlow(i)), ArrFlow_cur(i),
ArrFlow_cur(i))
        ArrPdtoPs_cur(i) = ((n / n0) ^ 2) * (ArrPdtoPs(i))
        Library.CalculateRange(ArrPdtoPs(i), (1 / 30.25) * (ArrPdtoPs(i)),
ArrPdtoPs_cur(i), ArrPdtoPs_cur(i))
    
```

```

ArrEfficiency_cur(i) = (ArrEfficiency(i))
If ArrFlow_cur(i) > Max_Flow_Cur Then
    Max_Flow_Cur = ArrFlow_cur(i)
    i_max = i
End If
If ArrFlow(i) > Max_Flow Then
    Max_Flow = ArrFlow(i)
End If
If ArrFlow(i) < Min_Flow_eff Then
    Min_Flow_eff = ArrFlow(i)
End If
If ArrFlow_cur(i) < Min_Flow Then
    Min_Flow = ArrFlow_cur(i)
    i_min = i
End If
If ArrPdtoPs_cur(i) > Max_Head Then
    Max_Head = ArrPdtoPs_cur(i)
End If
If ArrPdtoPs_cur(i) < Min_Head Then
    Min_Head = ArrPdtoPs_cur(i)
End If

Next

Library.Polynoms(ArrFlow_cur, ArrPdtoPs, ArrFlowHeadPolynom)
Library.Polynoms(ArrFlow, ArrEfficiency, ArrFlowEffPolynom)

Q1 = (ArrInputParameters(2))    '//Inlet gas flow, [m3/h]
Library.CalculateRange(1000000000000, 0.001, Q1, Q1)

Dim eff As Double
If n > 0 Then
    If Q1 >= Min_Flow And Q1 <= Max_Flow_Cur Then
        If Q1 > 0 And n >= 1 Then
            e0_cur2 = ((n / n0) ^ 2) * (ArrFlowHeadPolynom(3) * ((Q1) ^ 3) +
ArrFlowHeadPolynom(2) * ((Q1) ^ 2) + ArrFlowHeadPolynom(1) * Q1 + ArrFlowHeadPolynom(0))
'//reduced compression ratio
            End If
            ElseIf Q1 < Min_Flow Then
                Library.EXTRAPOLATION(ArrFlow_cur(i_min + 1), ArrPdtoPs_cur(i_min + 1),
ArrFlow_cur(i_min), ArrPdtoPs_cur(i_min), Q1, e0_cur2)
            ElseIf Q1 > Max_Flow_Cur Then
                Library.EXTRAPOLATION(ArrFlow_cur(i_max - 1), ArrPdtoPs_cur(i_max - 1),
ArrFlow_cur(i_max), ArrPdtoPs_cur(i_max), Q1, e0_cur2)
            End If

            If Q1 <= Max_Flow And Q1 >= Min_Flow_eff Then
                eff = ((ArrFlowEffPolynom(3) * ((Q1) ^ 3) + ArrFlowEffPolynom(2) * ((Q1) ^
2) + ArrFlowEffPolynom(1) * Q1 + ArrFlowEffPolynom(0))) 'reduced compression ratio
            ElseIf Q1 > Max_Flow Then
                Library.EXTRAPOLATION(ArrFlow(i_max - 1), ArrEfficiency_cur(i_max - 1),
ArrFlow(i_max), ArrEfficiency_cur(i_max), Q1, eff)
            ElseIf Q1 < Min_Flow_eff Then
                Library.EXTRAPOLATION(ArrFlow(i_min + 1), ArrEfficiency_cur(i_min + 1),
ArrFlow(i_min), ArrEfficiency_cur(i_min), Q1, eff)
            End If
        Else
            e0_cur2 = 0.01
            eff = 50
        End If

        e0_cur = e0_cur2
        a = eff / 100
    End If

```

```

Library.Cp_to_Cv_Enthalpy(ArrInputGasWeights, ArrInputGasComposition, Pvhod, (Tvhod
- 273.15), zvx, H_Hig, H_in, Cp_in, k_in) ' isentropic exponent
k = k_in
k_div_km1 = k / (k - 1)           'k/(k-1)
n_div_nm1 = k_div_km1 * a         'n/(n-1), where n - Polytropic exponent

'*****CALCULATION OF Pvih(Disc. Press.), Tvih(Disc. Temper.)*****/
Dim Pvihoda_cur As Double = 0
If (n >= 1) And (a > 0) Then
    Pvihoda = Pvhod * (1 + e0_cur / (zvx * R_1 * Tvhod * n_div_nm1 * 100)) ^
n_div_nm1 'Discharge Pressure, bar

    Tvihoda = Tvhod*(1+((((Pvihoda/Pvhod)^((k-1)/k))-1)/a)) 'Disc.temp., K

    'n-compressor speed (rev/min), n0-compressor rated speed(rev/min), e0-
compression ratio, a-polytropic index
Else
    Tvihoda = Tvhod
    Pvihoda = Pvhod
End If
Pvihoda_prev = Pvihoda

'*****CALCULATION OF DISCHARGE GAS DENSITY, [kg/m3]*****'
Library.CriticalPT(ArrInputGasWeights, ArrInputGasComposition, R0, Pkr2, Tkr2, w,
M2)
R_2 = 8.31451 / M2           '//Gas constant for natural gas [kJ/(kg*K)]
d_2 = M2 / 28.96            '//relative density of the natural gas by air [-]
pvx = Pvihoda / Pkr2        '//reduced to normal conditions input pressure value [-]
tvx = Tvihoda / Tkr2        '//reduced to normal conditions input temperature value [-]
Library.Z_Factor_Red1_Kwong(Pvihoda, Tvihoda, Pkr2, Tkr2, w, H_Hig, zviz) '//Z_vih
Library.CalculateRange(10, 0.2, zviz, zviz)
pvix1 = (100 * Pvihoda) / (zviz * Tvihoda * R_2) '//Gas density, [kg/m^3]
Library.CalculateRange(10000, 0.0001, pvix1, pvix1)

'*****CALCULATION OF DISCHARGE VOLUMETRIC FLOW*****
Q2 = Q1 * pvx1 / pvix1 'discharge volumetric flow, m3/h
Hn = e0_cur / 100 '//polytropic head -----EDITED
Dim Compr_Cap_cur As Double
Compr_Cap_cur = ArrSpecParamsIn(3) * (n / n0) ^ 0.5
Compr_Capacity = Rev_Capacity(0)
CompCap_prev = Compr_Capacity
Ni = (Q1 * pvx1 / 3600) * (Hn * 100) * 9.8 / a / 1000 'compressor power, kWt
Call CalculateRange(10000000000, 1, hs, Q1)
If Speed > 0 Then
    torque = 9550 * Ni / Speed           'motor torque
End If

'*****CONFIGURATION OF OUTPUT VARIABLE*****
Array.Copy(ArrInputParameters, ArrOutputParameters, 30)
ArrOutputParameters(0) = Pvihoda
Call CalculateRange(100000000000, 0.0001, ArrOutputParameters(0),
ArrOutputParameters(0))
ArrOutputParameters(1) = Tvihoda - 273.15
Call CalculateRange(1000000000000, 0.0001, ArrOutputParameters(2), Q2)
ArrOutputParameters(3) = Pvhod
ArrOutputParameters(4) = Tvhod - 273.15
ArrOutputParameters(5) = n / 1000
ArrOutputParameters(6) = Q2

If ArrInputParameters(22) > Compr_Capacity Then
    ArrOutputParameters(22) = Compr_Capacity 'compressor capacity
End If
ArrInputParameters(5) = Speed
ArrInputParameters(6) = Q1

```

```

ArrInputParameters(4) = Tvihoda - 273.15
ArrInputParameters(21) = n0
ArrInputParameters(24) = Hn
ArrInputParameters(19) = ArrOutputParameters(0)
Q2_prev = Q2
OutputGas_Weights = ArrInputGasWeights
OutputGas_Composition = ArrInputGasComposition

'Input parameters to FacePlate
ArrInputParameters_toFP(0) = ArrInputParameters(0)
ArrInputParameters_toFP(1) = ArrInputParameters(1)
ArrInputParameters_toFP(2) = Q1
ArrInputParameters_toFP(3) = Q1 * pvx1
ArrInputParameters_toFP(4) = pvx1
ArrInputParameters_toFP(5) = M1
ArrInputParameters_toFP(6) = Pkr1
ArrInputParameters_toFP(7) = Tkr1
ArrInputParameters_toFP(8) = zvx
ArrInputParameters_toFP(9) = R_1
ArrInputParameters_toFP(10) = d_1

ArrInputParameters_toFP(11) = Ni
ArrInputParameters_toFP(12) = Hn * 100
ArrInputParameters_toFP(13) = torque
ArrInputParameters_toFP(14) = n

'Output parameters to FacePlate
ArrOutputParameters_toFP(0) = ArrOutputParameters(0)
ArrOutputParameters_toFP(1) = ArrOutputParameters(1)
ArrOutputParameters_toFP(2) = Q2
ArrOutputParameters_toFP(3) = Q2 * pvix1
ArrOutputParameters_toFP(4) = pvix1
ArrOutputParameters_toFP(5) = M2
ArrOutputParameters_toFP(6) = Pkr2
ArrOutputParameters_toFP(7) = Tkr2
ArrOutputParameters_toFP(8) = zvix
ArrOutputParameters_toFP(9) = R_2
ArrOutputParameters_toFP(10) = d_2

If Double.IsNaN(Ni) = True Then
    Ni = 0.0001
End If
If Double.IsNaN(Hn) Then
    Hn = 0.0001
End If
If Double.IsNaN(torque) Or torque = 0 Then
    torque = 0.0001
End If
If Double.IsNaN(n) Or n = 0 Then
    n = 0.0001
End If
If Double.IsNaN(a) Or a = 0 Then
    a = 0.0001
End If
ArrOutputParameters_toFP(11) = Ni
ArrOutputParameters_toFP(12) = Hn * 100
ArrOutputParameters_toFP(13) = torque
ArrOutputParameters_toFP(14) = n

'Spec params
ArrSpecParams(0) = Hn * 100
ArrSpecParams(1) = Compr_Capacity / pvx1
ArrSpecParams(2) = Compr_Capacity
ArrSpecParams(3) = Ni

```

```

If Pvhod > 0 Then
    ArrSpecParams(4) = Pvihoda / Pvhod
End If
ArrSpecParams(5) = a * 100 'efficiency

Dim str As String
str = str & Me.Name & vbNewLine
str = str & " In- Out" & vbNewLine
str = str & "P,[bar]=" & Math.Round(ArrInputParameters(0), 2) & "- " &
Math.Round(ArrOutputParameters(0), 2) & vbNewLine
str = str & "T,[C]=" & Math.Round(ArrInputParameters(1), 2) & "- " &
Math.Round(ArrOutputParameters(1), 2) & vbNewLine
str = str & "F,[m3/h]=" & Math.Round(Q1, 2) & "- " & Math.Round(Q2, 2) & vbNewLine
str = str & "F,[kg/h]=" & Math.Round(Q1 * pvx1, 2) & "- " & Math.Round(Q2 * pvix1, 2)
& vbNewLine
str = str & "Cap,[kg/h]=" & Math.Round(Rev_Capacity(0), 2) & vbNewLine
str = str & "Cap_direct,[kg/h]=" & Math.Round(ArrOutputParameters(22), 2) &
vbNewLine

If ToolShow = False Then
    ToolTip1.SetToolTip(PictureBox1, str)
Else
    ToolTip1.Show(str, PictureBox1)
End If

M1 = Nothing
M2 = Nothing
Z_ci = Nothing

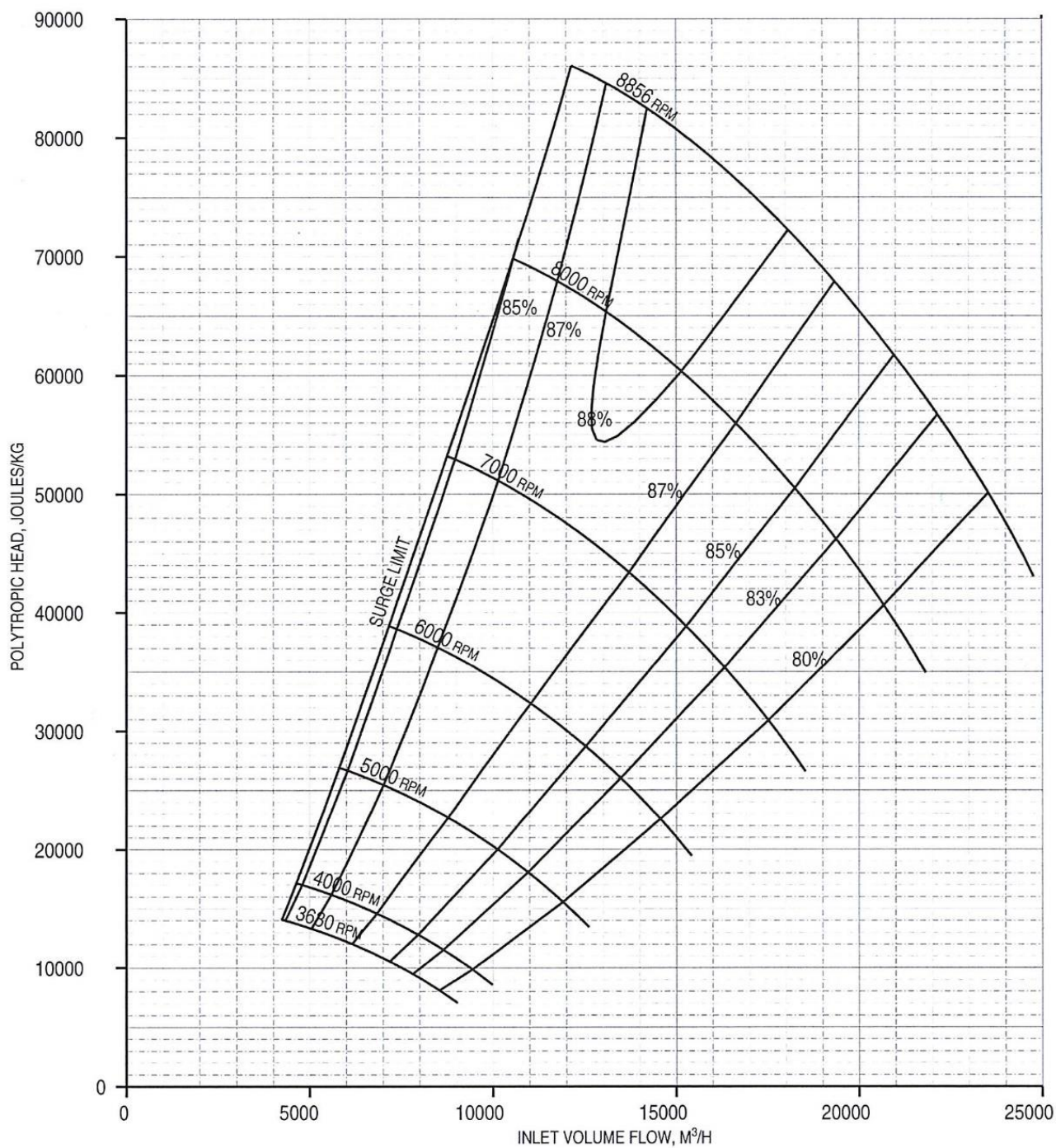
R0 = Nothing
Tvihoda = Nothing
Tvhod = Nothing
Pvhod = Nothing
Pvihoda = Nothing
Q1 = Nothing

Call RefreshFacePlate()
End Sub

```

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Линии производительности компрессора



Обозначения на схеме:

- *RPM – об/мин;
- *SURGE LIMIT – линия помпажного ограничения (граница помпажа);
- *SURGE CONTROL LINE – линия контроля помпажа;
- *INLET VOLUME FLOW – объёмный расход газа, [м³/час];
- *POLYTROPIC HEAD – политропный напор, [м].

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Справка о наличии статей в базе Scopus

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ
БҒЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ
ҒЫЛЫМ КОМИТЕТІ
«ҰЛТТЫҚ МЕМЛЕКЕТТІК ҒЫЛЫМИ-
ТЕХНИКАЛЫҚ САРАПТАМА ОРТАЛЫҒЫ»
АКЦИОНЕРЛІК ҚОҒАМЫ



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
КОМИТЕТ НАУКИ
АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ЦЕНТР ГОСУДАРСТВЕННОЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЕРТИЗЫ»

050026, Қазақстан Республикасы
Алматы қ., Бөгенбай батыр көш., 221
Тел.: +7 (727) 378-05-09
Email: info@ncste.kz http://www.ncste.kz
dir@inti.kz

050026, Республика Казахстан
г. Алматы, ул. Бөгенбай батыра, 221
Тел.: +7 (727) 378-05-09
Email: info@ncste.kz http://www.ncste.kz
dir@inti.kz

Исх №: 6605/10-05
« 04 » 11 2019

Казахский национальный
исследовательский университет им. К.И. Сатпаева
технический

На № 05-16/4735
от 25.10.2019 г.

АО «Национальный центр государственной научно-технической экспертизы» предоставляет информацию о наличии публикаций докторанта PhD **Батаева Нурлана Айбулатовича** в научных изданиях, входящих в международную базу данных **Scopus** (Elsevier).

1. «**International Review of Mechanical Engineering**» (Italy), ISSN 1970-8734, входит в **Scopus** с 2009 года по настоящее время. Предметная область – **инженерия: механическая инженерия.**

2. «**14th International Conference on Electronics Computer and Computation, ICECCO 2018**» (United States), ISBN 978-172810132-3, входит в **Scopus** с 2013 года по настоящее время. Предметная область – **компьютерные науки; инженерия; медицина; социальные науки.**

Статьи **Батаева Н.А.:**

1. **Batayev N., Shuvatov T., Kuzyrgaliyev A., Krikbayev R.** Modeling and research of gas transportation unit operation modes // **International Review of Mechanical Engineering.** – 2019. – V. 13. - Iss. 4. – P. 224-234.

Статья **выявлена** в базе **Scopus**. В момент ее опубликования 2019 году «**International Review of Mechanical Engineering**» за 2018 г. имел **CiteScore** равный **0,60**, **перцентиль по механической инженерии – 32.**

3. **Batayev N.** Gas turbine fault classification based on machine learning supervised techniques // **14th International Conference on Electronics Computer and Computation, ICECCO 2018.** – 2019. – Article number 8634719.

Публикация **выявлена** в базе **Scopus**.

Вице-президент

Ж. Сабитов

Буркитбаев Ж.
8 (727) 378-05-13

Блаж сориралық немірсіз жарамсыз болып табылады. Жауап қайтарарда міндетті түрде біздің № және күні мерзіміңізге керек. Біздің біз серіктесіңізді қолдаймыз. При ответе обязательно ссылаться на наш № и дату.

008980



050026, Қазақстан Республикасы
Алматы қ., Бөгенбай батыр көш., 221
Тел.: +7 (727) 378-05-09
Email: info@ncste.kz http://www.ncste.kz
dir@inti.kz

050026, Республика Казахстан
г. Алматы, ул. Бөгенбай батыра, 221
Тел.: +7 (727) 378-05-09
Email: info@ncste.kz http://www.ncste.kz
dir@inti.kz

Исх №: 8814/10-05
« 08 » 11 2019.

**Казахский национальный
исследовательский технический
университет им. К.И. Сатпаева**

На № 05-16/4936
от 01.11.2019 г.

АО «Национальный центр государственной научно-технической экспертизы» предоставляет информацию о наличии публикации докторанта PhD **Батаева Нурлана Айбулатовича** в журнале «**Indonesian Journal of Electrical Engineering and Computer Science**» (Indonesia), ISSN 2502-4752, входящем в международную базу данных **Scopus** с 2016 года по настоящее время. Предметная область – инженерия: электроника; компьютерные науки: компьютерные сети и коммуникации; информационные системы; обработка сигналов; аппаратное обеспечение и архитектура; математика: контроль и оптимизация.

Статья **Батаева Н.А.:**

Batayev N. Axial compressor fouling detection for gas turbine driven gas compression unit // Indonesian Journal of Electrical Engineering and Computer Science. – 2019. - V. 15. – Iss. 3. - P. 1257-1263.

Статья выявлена в базе **Scopus**. В момент ее опубликования в 2019 году журнал «**Indonesian Journal of Electrical Engineering and Computer Science**» имел CiteScore за 2018 год равный **0,97**, процентиль по электронике – **43**; по компьютерным сетям и коммуникациям – **37**; по контролю и оптимизации – **37**; по информационным системам – **34**; по обработке сигналов – **31**; по аппаратному обеспечению и архитектуре – **28**.

Вице-президент

Буркитбаев Ж.
8 (727) 378-08-35

Ж. Сабитов

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Справка об исследованиях в период стажировки



Alem International Co., Ltd.

1-1-601, Kita 16, Higashi 4, Higashi-ku, Sapporo 065-0016, Japan

Tel, Fax : +81 11 753 1040, e-mail: sapalmaty@gmail.com

СПРАВКА

**о выполнении научно-экспериментальных работ диссертационного исследования
докторанта 3-го года обучения НИИТ Satbayev University
специальности 6D070200 – «Автоматизация и управление»
Батаева Нурлана Айбулатовича
по теме «Моделирование и исследование режимов работы
газоперекачивающего агрегата»**

Данная справка подтверждает, что в период прохождения зарубежной научно-исследовательской стажировки в период с 19 июня 2018г. по 13 июля 2018г. в городе Саппоро (Япония) докторантом Батаевым Н.А. проведены следующие научно-экспериментальные работы по теме диссертационного исследования:

1. Разработка моделей основных элементов процесса компримирования природного газа компрессорной станцией, апробация алгоритмов формирования объемного расхода газа и расчета массового и объемного балансов для выбранной последовательности элементов в режиме моделирования среды.

2. Системный анализ причин ухудшения эффективности газоперекачивающего агрегата (ГПА). Апробация метода определения деградации осевого компрессора турбины, основанного на расчете мощности центробежного компрессора, определении удельного расхода топливного газа и модели, основанной на методах машинного обучения, которая определяет зависимость удельного расхода топливного газа от параметров газовой турбины. Выполнен расчет параметров мощности и КПД вала центробежного газового компрессора.

3. Исследование методов машинного обучения и создание моделей для прогнозирования параметров ГПА и выявления аномалий в трендах. На основе имеющихся параметров работы ГПА, построение регрессионной модели для прогнозирования целевого параметра. Проверка соответствия реальных значений целевого параметра прогнозным значениям.

По результатам зарубежной научно-исследовательской стажировки проведен ряд испытаний различных режимов работы ГПА, показывающих корректность предложенных алгоритмов и расчета параметров. Были исследованы вопросы прогнозирования параметров ГПА на основе методов машинного обучения. Также были исследованы основные причины ухудшения технического состояния и снижения эффективности ГПА, разработан алгоритм для определения степени деградации ГПА.

Зарубежный научный консультант,
кандидат технических наук, Dr. Eng



Ахметов Д.Ф.

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Акт передачи алгоритмов



пр. Райымбек, 348А
Бизнес-центр «Zeinet»
г. Алматы, 050061
Республика Казахстан

Тел.: +7 727 321-21-61
Факс: +7 727 321-21-61 #424
E-mail: info@zeinetsse.com
www.zeinetsse.com

Акт

Передачи алгоритмов расчета параметров газа и программного обеспечения для моделирования режимов работы газоперекачивающего агрегата

Мы, нижеподписавшиеся, составили настоящий акт о том, что разработанные алгоритм формирования объемного расхода газа «VoIFF», композитный алгоритм расчета массового баланса газа «CoMBaC» и созданное на их основе программное обеспечение «Compressor Surge Loop Simulator», прошли испытания и показали удовлетворительные для практического применения результаты.

Настоящие алгоритмы и программное обеспечение переданы в ТОО «Zeinet & SSE», для дальнейшего использования при моделировании различных режимов работы газоперекачивающего агрегата и технологического процесса компримирования природного газа.

Настоящий Акт составлен в 2 (двух) экземплярах, по одному экземпляру для каждой из сторон.

От Satbayev University

Докторант PhD,
Автоматизация и управление



Батаев Н.А.

« _____ » _____ 2019 года

От ТОО «Zeinet & SSE»

Президент компании
ТОО «Zeinet & SSE»





Джанзаков Б.Б.

« _____ » _____ 2019 года

Зав. кафедрой АиУ,

Докт. техн. наук,



Сулейменов Б.А.

« _____ » _____ 2019 года





DTSI CERTIFICATE

5TH INTERNATIONAL CONFERENCE "DIGITAL TECHNOLOGIES IN SCIENCE AND INDUSTRY - 2019"
(DTSI-2019) DEDICATED TO THE 10TH ANNIVERSARY OF THE INTERNATIONAL INFORMATION TECHNOLOGY UNIVERSITY

BEST PAPER AWARD

FIRST PLACE

Presented to

N.A. Batayev, A.R. Kuzuzgaliyev

Acting rector of JSC "IITU"
Doctor of Engineering, professor



Raisa Uskenbaeva

Raisa Uskenbaeva

Almaty, 2019