

АО «НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко»

На правах рукописи

КРАПИВНЫХ ЕЛЕНА ВЛАДИМИРОВНА

**ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СИСТЕМНОГО ПОДХОДА ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ
И СОЗДАНИИ АГРЕГАТОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ ЖРД БОЛЬШИХ ТЯГ**

Специальность 05.07.05

«Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных
аппаратов»

Диссертация на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Научный руководитель:

доктор технических наук

Громыко Борис Михайлович

Химки – 2017

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1. ОБОСНОВАНИЕ НЕОБХОДИМОСТИ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И СОЗДАНИЯ АГРЕГАТОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ ЖРД С ПОМОЩЬЮ СИСТЕМНОГО ПОДХОДА.....	13
1.1. Применение, назначение и устройство агрегатов регулирования	13
1.2. Виды и принципы работы стабилизаторов давления.....	24
1.3. Влияние конструктивных параметров агрегатов регулирования на их работоспособность	30
1.4. Аналитический обзор стабилизаторов давления, применяемых в отрасли ..	31
1.5. Унифицированные СД предприятия НПО Энергомаш	32
1.6. СД двигателей 15Д285, РД181. Дроссель горючего и регулятор расхода РД191	34
1.7. Аналитический обзор патентно-информационных материалов по проектированию, испытаниям и эксплуатации агрегатов регулирования ЖРД .	35
1.8. Выводы по главе.....	38
ГЛАВА 2. РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СТАБИЛИЗАТОРОВ ДАВЛЕНИЯ ЖРД БОЛЬШИХ ТЯГ, ОСНОВАННОЙ НА СИСТЕМНОМ ПОДХОДЕ	41
2.1. Основные параметры и характеристики СД ЖРД.....	41
2.2. Общие закономерности рабочего процесса СД ЖРД	43
2.2.1. Проектирование профиля дросселирующих окон.....	43
2.2.2. Проектирование сложных профилей дросселирующих окон	48
2.2.3. Расчет пружин агрегатов регулирования	63
2.2.4. Расчет утечек через зазор в золотниковой паре СД	65
2.2.5. Определение влияние гидравлических характеристик подводящих и отводящих магистралей.....	67
2.2.6. Расчет потребной эффективной площади чувствительного элемента	68
2.3. Расчетные схемы и математическая модель СД ЖРД	69
2.4. Программа расчета СД ЖРД больших тяг	79

2.5. Методические рекомендации для проектирования СД ЖРД больших тяг ..	80
ГЛАВА 3. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТНЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ, ПОДВДЯЩИХ И ОТВОДЯЩИХ МАГИСТРАЛЕЙ СТАБИЛИЗАТОРА ДАВЛЕНИЯ ЖРД НА ИХ РАБОТОСПОСОБНОСТЬ	82
3.1. Особенности модельных испытаний стабилизаторов давления	82
3.2 Экспериментальные исследования по определению влияния гидравлических характеристик подводящих и отводящих магистралей на характеристики СД..	85
3.3. Экспериментальные исследования по определению влияния конструктивных элементов агрегатов регулирования перспективных ЖРД больших тяг на их работоспособность	96
3.3.1. Влияние эффективной площади чувствительного элемента на характеристики СД	96
3.3.2. Влияние силовой характеристики пружины на выходные параметры СД.....	98
3.3.3. Влияние профиля дросселирующих окон на характеристики агрегатов регулирования	100
3.4. Результаты испытаний новых стабилизаторов давления в составе двигателей РД181, РД191	106
3.5. Результаты расчета динамических переходных процессов в СД	107
3.6. Результаты расчетного исследования процесса стабилизации СД 15Д285 с помощью трехмерного моделирования	118
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	123
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	126
ПРИЛОЖЕНИЕ	133

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы.

Агрегаты регулирования (стабилизаторы давления, дроссели, регуляторы расхода) – это одни из основных агрегатов ЖРД. Они обеспечивают автоматическую работу двигателя (изменение режимов и прекращение работы в определенный момент времени) и являются необходимой частью любого ЖРД как с вытеснительной, так и с насосной подачей топлива.

С развитием ракетной техники возрастают требования к повышению технического уровня агрегатов гидропневмотопливных систем двигателей, в особенности к агрегатам регулирования жидкостных ракетных двигателей (ЖРД). Постоянное ужесточение эксплуатационных параметров, показателей надежности, предъявление высоких требований к быстродействию, стойкости к вибрационным нагрузкам при возможно меньших массе и габаритах, увеличение срока службы и ресурсов изделий поставили перед разработчиками современных агрегатов регулирования ЖРД ряд проблемных вопросов, связанных с совершенствованием расчетов и конструирования этих агрегатов.

Создание современных агрегатов регулирования ЖРД – это комплексная задача, заключающаяся в изучении и анализе опыта проектирования уже существующих агрегатов, а также в теоретическом и экспериментальном исследовании физических процессов, происходящих в них.

Решение этой задачи возможно лишь путем создания основанных на принципах системности (системном подходе) специальных инженерных методик по проектированию агрегатов регулирования ЖРД с помощью широкого применения САПР-программ и различных сред программирования.

Вновь создаваемые или усовершенствованные методики должны в обязательном порядке подвергаться проверке посредством эксперимента. Так, например, проверка методик проектирования агрегатов регулирования ЖРД заключается в проведении модельных испытаний агрегатов, созданных с их помощью. Модельные испытания агрегатов регулирования ЖРД состоят из следующих этапов:

- цеховая настройка, которая необходима для настройки задающих элементов агрегатов регулирования (пружин) на определенное значение усилия;

- стендовые (модельные) испытания на воде, т.е. испытания натурных образцов агрегатов на модельных режимах. В ходе этих испытаний происходит настройка агрегата на заданные выходные параметры, и снимаются его рабочие характеристики. Модельные испытания проводятся для оценки работоспособности конструкции агрегата;

- испытания на воспроизводимость рабочих характеристик. Данные испытания проводятся после испытаний на тряску и вибрацию, и испытания на выдержку агрегатов при положительных и отрицательных температурах ($\pm 50^{\circ}\text{C}$), выполняемых по определенным нормированным режимам. Цель их проведения заключается в проверке рабочей (нагрузочной) характеристики агрегата и оценке его работоспособности.

Полученные результаты модельных испытаний, подтвержденные положительными результатами испытаний агрегата регулирования в составе двигателя, являются идентификаторами, обуславливающими правильность разработанной методики и принятых конструктивных решений, использовавшихся при их создании.

Решению такой задачи и посвящена данная диссертационная работа. В ней с помощью вышеперечисленных математических инструментов, различного рода экспериментальных проверок и с использованием **системного подхода** был создан новый, единый и более оптимальный подход к проектированию такого агрегата регулирования, как одноступенчатый золотниковый стабилизатор давления (далее – СД) ЖРД больших тяг. Системный подход гарантирует более полное и целостное представление об этом агрегате, так как включает в себя теоретическое, конструктивное и экспериментальное его исследование, и позволяет изучать стабилизатор давления не только как самостоятельный элемент, но и как объект системы – двигателя.

Данный подход воплощен в методике и программе расчета СД. Они позволяют исследовать и анализировать влияние конструктивных параметров агрегата

на его рабочие характеристики, описать СД как объект, находящийся в совокупности взаимодействующих объектов, то есть во взаимосвязи с двигателем (посредством определения влияния подводящих и отводящих магистралей СД и возмущения давлений них в системе гидропитания рулевых приводов ЖРД).

Разработанный программно-математический комплекс апробирован на практике, его эффективность доказана экспериментально. Использование этого расчетного комплекса в дальнейшем упростит создание новых и модернизацию имеющихся конструкций золотниковых СД, а также будет способствовать сокращению сроков их разработки, уменьшит трудозатраты, связанные с освоением производства, повысит качество и надежность изделий.

Таким образом, использование системного подхода при проектировании и создании одноступенчатых золотниковых стабилизаторов давления ЖРД больших тяг является **актуальной темой**.

Целью данной работы является разработка методики и программы расчета одного одноступенчатого золотникового СД ЖРД больших тяг, основанных на системном подходе к его проектированию и созданию.

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

1. Провести исследование и анализ конструкций СД, а также других агрегатов регулирования ЖРД (дросселя и регулятора расхода), применяемых в отрасли, и имеющих золотниковую конструктивную схему исполнения. Указать конструктивные общности этих агрегатов.

2. Разработать расчетную схему течения рабочего тела в стабилизаторе давления с учетом подводящих и отводящих гидромагистралей к СД в системе гидропитания рулевых приводов ЖРД.

3. Разработать математическую модель расчета стабилизатора давления ЖРД, учитывающую влияние конструктивных параметров СД, гидравлических характеристик подводящих и отводящих магистралей в системе гидропитания рулевых приводов двигателя, возмущений давления в этих магистралях, утечек

компонента топлива через зазор между трущимися поверхностями золотниковой пары СД на его рабочие характеристики.

4. Разработать методические рекомендации по проектированию стабилизатора давления, которые позволят на основе принципов преемственности конструкций создавать новые конструкции СД, адаптированные под конкретные условия работы путем его модернизации (например, путем изменения, усовершенствования или улучшения конструктивных параметров основных элементов агрегата в зависимости от требований, предъявляемых к виду его рабочих характеристик).

5. Провести расчетные (включая 3D - моделирование), исследовательские и опытно-конструкторские работы по определению влияния конструктивных параметров СД (профиля дросселирующих окон, пружины, площади чувствительного элемента) и гидравлических характеристик подводящих и отводящих магистралей на его рабочие характеристики. Проанализировать полученные экспериментальные данные и сопоставить их с расчетными значениями.

6. Разработать конструкторскую документацию (КД) – чертежи и технические условия для проведения модельных испытаний агрегатов.

7. Внедрить разработанные конструкции СД в современные ЖРД (15Д285, РД191, РД181), провести оценку эффективности их внедрения на двигатель.

Объект исследования – одноступенчатые золотниковые стабилизаторы давления ЖРД больших тяг.

Предмет исследования – конструктивные параметры одноступенчатых золотниковых стабилизаторов давления и их влияние на его рабочие характеристики.

Научная новизна диссертации.

Разработаны методика и программа расчета одноступенчатого стабилизатора давления ЖРД золотникового типа, основанные на системном подходе к его проектированию. Методика и созданная на ее основе программа апробированы на практике и позволяют проводить расчеты СД с учетом особенностей его конструкции (профиля дросселирующих окон, силовой характеристики пружин, пло-

щадя чувствительного элемента и др.), утечек компонента топлива через зазор в золотниковой паре СД, влияния гидравлических характеристик подводящих и отводящих магистралей в системе гидропитания рулевых приводов двигателя, возмущений давления в этих магистралях на рабочие характеристики СД. Также с помощью данной методики и программы можно проектировать новые конструкции СД и конструкции СД, адаптированные под заданные рабочие среды с разными характеристиками агрессивности, уровнями давлений, значениями расходов, температур путем модернизации их конструкции. Новизна данной методики заключается в том, что такой подход к проектированию одноступенчатых золотниковых СД ранее не использовался.

Таким образом, была сформулирована и достигнута цель по разработке методических рекомендаций и программы проектирования стабилизаторов давления ЖРД, основанных на системном подходе.

Агрегаты, созданные на основе разработанного системного подхода, внедрены и успешно эксплуатируются на мощных ЖРД – 15Д285, РД181 и РД191, что способствует дальнейшему развитию науки и техники ракетно-космического направления.

Теоретическая и практическая значимость диссертации.

Разработанные методика и программа расчета СД, основанные на системном подходе к его проектированию, позволяют получать рабочие характеристики СД с учетом влияния конструктивных параметров агрегата, гидравлических характеристик подводящих и отводящих магистралей в системе гидропитания рулевых приводов двигателя, возмущений давления в этих магистралях, утечек компонента топлива по зазору между трущимися поверхностями подвижных соединений СД.

Программа расчета СД позволит оперативно решать вопросы, связанные со случаями его нештатной работы в составе двигателя при огневых испытаниях (например, с помощью этой программы была определена причина несоответствия величины выходного давления СД величине давления, требуемой по техническому заданию при огневых испытаниях двигателя РД191); оценить (еще до модель-

ных испытаний агрегата на стенде) влияние отступлений от конструкторской документации на выходные параметры стабилизатора, что позволит оперативно принять решение о допуске агрегата к дальнейшим работам.

Кроме того, указанная методика расчета конструктивных параметров СД частично может использоваться для расчета аналогичных конструктивных параметров дросселя и регулятора расхода (например, при расчете профилей дросселирующих окон) и наоборот, т.е. обратное утверждение здесь также справедливо при условии общности конструктивного исполнения этих агрегатов. Примерами являются модернизированные регулятор расхода для РД191 (форсированный РД191 на 10% по тяге) и дроссель горючего РД191, обеспечивающий более «пологий» вид рабочей характеристики, по сравнению со штатной (см. главу 1 рисунки 1-3). Применение указанной методики расчета СД при разработке дросселя и регулятора было частичным. Использовалась она при выборе профиля дросселирующих окон дросселя и регулятора расхода ЖРД. Обусловлено это общностью принципов действия и конструктивного исполнения объекта исследования – СД с дросселем и регулятором расхода. Более подробно данные примеры описаны в главе 2 настоящей диссертационной работы.

Проведено научное обоснование и экспериментальное подтверждение результатов диссертационной работы, где были применены различные средства совершенствования процесса создания агрегатов регулирования и СД ЖРД, в частности.

Методологической и теоретической основой исследования стал опыт, накопленный в АО «НПО Энергомаш» по разработке агрегатов регулирования для современных маршевых ЖРД, представленный в трудах Громыко Б. М., Кошелева И. М., Кириллова В.В., Карагизьяна А. Р., Бабкина В. П., Хренова И.И., Гунина А.Ф., Муравьева О.И. и др., а также опыт сторонних организаций – АО КБХА, АО «ВПК «НПО машиностроения», АО «СНТК им. Н. Д. Кузнецова», ЦИАМ им. Баранова и др. – по разработке и аналитическому исследованию агрегатов регулирования.

Методы исследования. При проведении данного диссертационного иссле-

дования использовались методы экспериментально-теоретического содержания: эксперимент, анализ, синтез и моделирование, а также логические методы – индукция и дедукция, которые использовались при обсуждении и анализе промежуточных результатов экспериментальной отработки СД [14].

Положения, выносимые на защиту.

Методика и программа расчета СД ЖРД больших тяг, основанная на системном подходе к его проектированию.

Методические рекомендации по проектированию СД ЖРД.

Результаты расчетных и экспериментальных исследований по определению влияния конструктивных параметров СД и гидравлических характеристик подводящих и отводящих магистралей на его рабочие характеристики.

Результаты испытаний СД, разработанных с использованием созданной методики, в составе двигателей.

Информационной базой для исследования послужили результаты собственных расчетов и проведенных экспериментов, результаты стендовых испытаний агрегатов регулирования и огневых испытаний двигателей 15Д285, РД180, РД181, РД191, РД171М, а также данные из специализированных книг, научных журналов и отчетов, материалов научных конференций, патентных исследований.

Достоверность результатов работы подтверждается:

- сходимостью проектных, расчетных и экспериментальных данных;
- применением фундаментальных исследований, а также численного моделирования при составлении методики и программы расчета стабилизатора давления;
- проведением комплекса успешных натурных испытаний разработанных стабилизаторов давления, дросселя и регулятора расхода с использованием аттестованной аппаратуры и квалифицированного персонала.

Личный вклад автора.

Сформулированы методические рекомендации по разработке СД ЖРД и разработана методика расчета одноступенчатых золотниковых СД.

Разработаны и внедрены СД на двигателях РД181, РД191 и 15Д285.

Разработана конструкторская документация на СД двигателей 15Д285, РД181 (чертежи и технические условия).

С участием автора разработаны дроссель с «пологой» характеристикой для РД191 и регулятор расхода для форсированного на 10% РД191.

Проведена экспериментальная отработка стабилизаторов давления двигателей 15Д285, РД181, РД191, дросселя РД191 и регулятора расхода двигателя РД191, форсированного на 10%.

Апробация работы.

Основные результаты диссертационного исследования докладывались и обсуждались на конференциях:

1. Цыганова (Крапивных) Е. В. Разработка системного подхода к проектированию и созданию агрегатов регулирования ЖРД больших тяг и исследования влияния конструктивных параметров на работоспособность. V Международный межотраслевой молодежный научно-технический форум «Молодежь и будущее авиации и космонавтики - 2013», 26 ноября 2013 года, павильон №75 Всероссийского выставочного центра, г. Москва, Россия.

2. Гребнев М. Ю., Громыко Б. М., Крапивных Е. В., Теленков А. А. Выбор конструктивных параметров стабилизаторов давления ЖРД, обеспечивающих постоянство давления. VI Всероссийская конференция по проблемам новых технологий, посвященная 90-летию со дня рождения академика В. П. Макеева, 14 – 16 октября 2014 года, г. Миасс Челябинской области, Россия.

3. Крапивных Е. В. Влияние гидравлических характеристик подводящих и отводящих магистралей на статические характеристики и работоспособность стабилизатора давления ЖРД. VI Межотраслевой молодежный научно-технический форум «Молодежь и будущее авиации и космонавтики», 18 – 21 ноября 2014 года, МАИ, г. Москва, Россия.

Результаты докладывались и обсуждались с общественностью и специалистами на научно-техническом совете АО «НПО Энергомаш».

Публикации.

По теме диссертации автором опубликовано 6 научных работ, 4 из которых

опубликованы в ведущих рецензируемых научных изданиях, рекомендованных ВАК (из них 1 без соавторов).

Структура и объем работы.

Диссертация состоит из введения, 3 глав, заключения, списка литературы, приложения. Она содержит 154 страниц основного текста, из которых 22 страницы приложение, 8 таблиц, 75 рисунков, список литературы, включающий 74 наименования.

Краткое содержание.

Во **введении** обоснована актуальность темы, сформулированы цели и задачи работы, отражены научная новизна и практическая ценность, приведены положения, выносимые на защиту.

В **первой главе** приведено обоснование необходимости решения задач проектирования и создания агрегатов регулирования ЖРД больших тяг с помощью системного подхода, представлен аналитический обзор патентно-информационных материалов по проектированию, испытанию и эксплуатации агрегатов регулирования ЖРД, а также дано обоснование актуальности разработки такого подхода.

Во **второй главе** описаны методические рекомендации по проектированию одноступенчатых золотниковых СД ЖРД больших тяг и математическая модель его расчета, основанные на системном подходе. Приведены методики и подходы к проектированию основных конструктивных параметров агрегатов регулирования.

В **третьей главе** представлены результаты расчетных и экспериментальных исследований по определению влияния конструктивных параметров и гидравлических характеристик подводящих и отводящих магистралей на рабочие характеристики СД, разработанного с использованием системного подхода.

Заключение содержит основные результаты и выводы диссертационной работы.

В **приложении** к диссертационной работе представлен код программы расчета СД.

ГЛАВА 1. ОБОСНОВАНИЕ НЕОБХОДИМОСТИ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И СОЗДАНИЯ АГРЕГАТОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ ЖРД С ПОМОЩЬЮ СИСТЕМНОГО ПОДХОДА

1.1. Применение, назначение и устройство агрегатов регулирования

Агрегаты регулирования ЖРД – это агрегаты, являющиеся одной из основных составных частей системы автоматики жидкостного ракетного двигателя, которые используются для поддержания и изменения параметров потока компонентов топлива. К ним относятся регуляторы (рисунок 1), дроссели (рисунок 2) и стабилизаторы давления (рисунок 3). Назначение первых – поддержание или изменение по определенному закону или программе расходов компонентов. Назначение вторых – плавное изменение местного гидравлического сопротивления на отдельных участках магистралей двигателя. Третьи предназначены одновременно для понижения уровня давления компонента, поступающего из насоса первой ступени на вход СД, и для автоматического поддержания требуемого уровня давления компонента, необходимого для стабильной работы приводов системы регулирования ЖРД (например, приводов автоматики, приводов качания камеры сгорания двигателя и др.). Устанавливаются СД в гидравлической системе питания указанных приводов (рисунок 7)[41].

На рисунках 1 – 3 представлены схемы конструктивного исполнения агрегатов регулирования: стабилизатора давления, а также дросселя и регулятора расхода, которые выполнены по одной конструктивной схеме с СД – золотниковой.

Дроссель и регулятор расхода приведены здесь в качестве примеров, демонстрирующих возможные случаи использования методик проектирования дросселирующих окон различных профилей этих агрегатов регулирования, созданных при разработке новых СД.

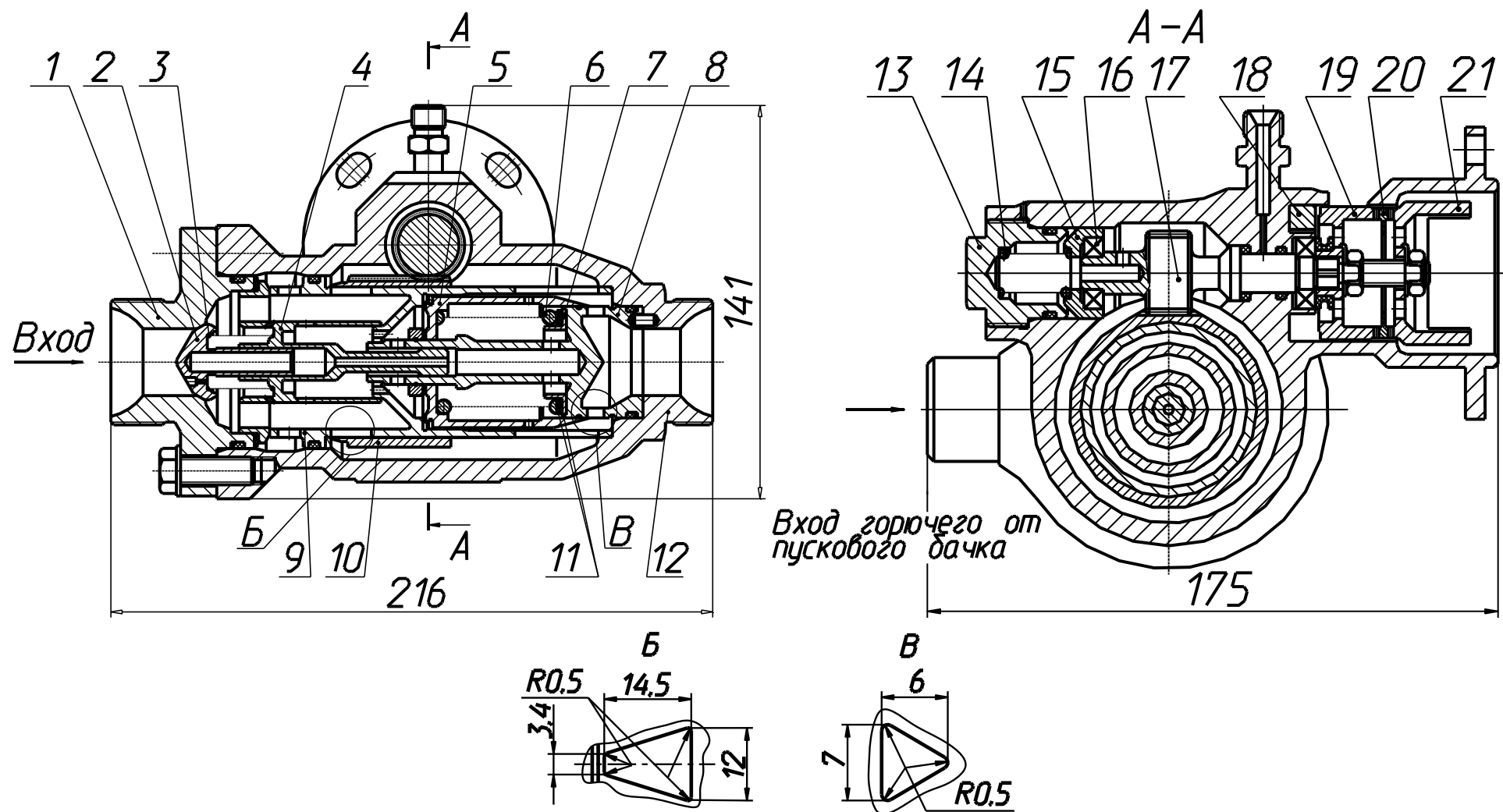


Рисунок 1 – Регулятор расхода ЖРД РД191:

1 – крышка; 2 – клапан; 3, 6, 14 – пружина; 4, 8, 9 – направляющая; 5, 10 – рейка; 6 – пружина; 7, 15 – опора; 11 – шайбы; 12 – корпус; 13 – заглушка; 16 – подшипник; 17 – валик; 18 – упор; 19 – полумуфта; 20 – проставка; 21 – переходник;
 Б – дросселирующее окно (количество окон – 6); В – стабилизирующие окна (количество окон - 9)

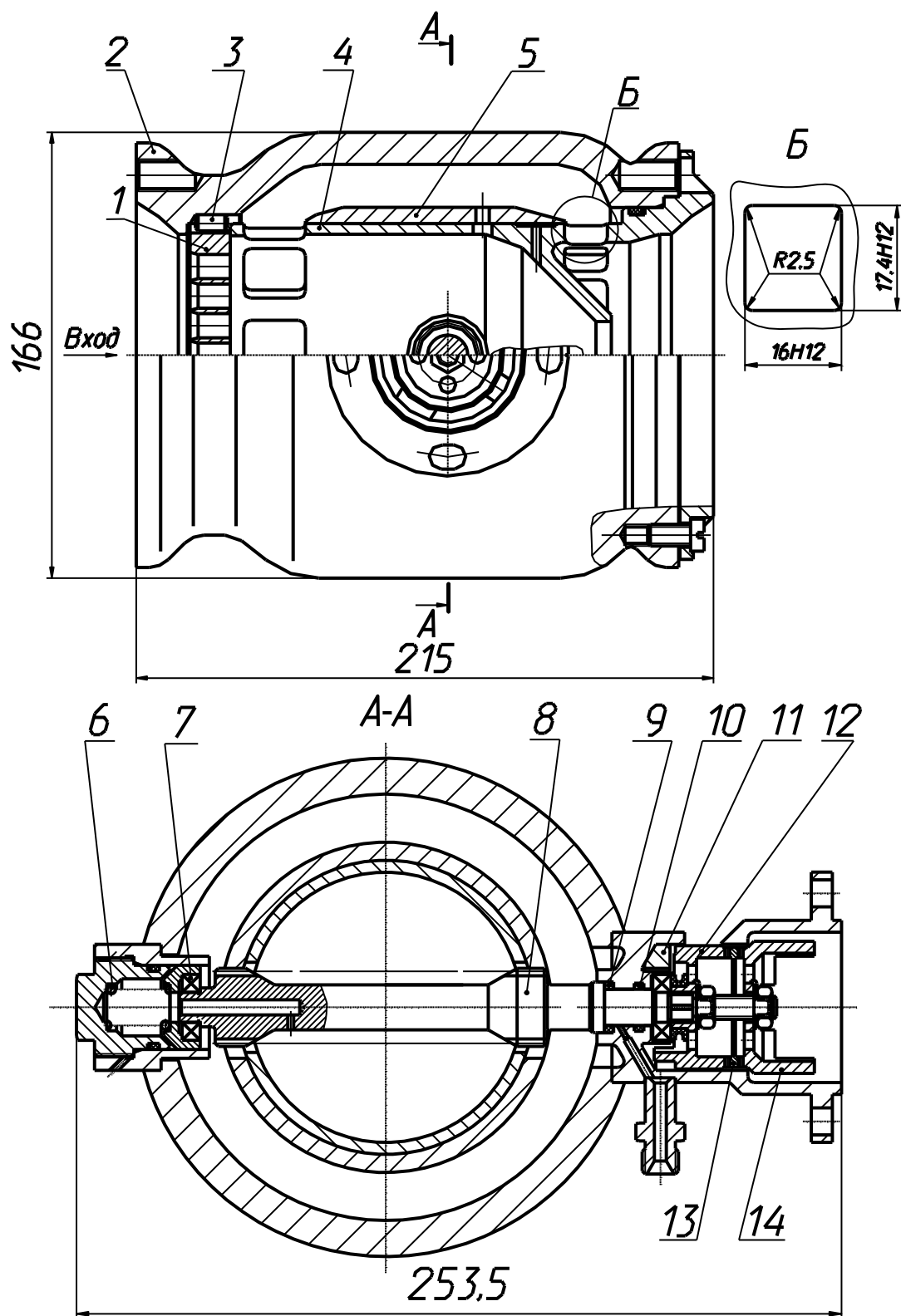


Рисунок 2 – Дроссель ЖРД РД191:

1 – спрямляющая решетка; 2 – корпус; 3 – штифт; 4 – направляющая; 5 – рейка; 6 – пружина; 7 – подшипник; 8 – валик; 9, 10 – уплотнительные кольца; 11 – упор; 12 – полумуфта; 13 – проставка; 14 – переходник; Б – дросселирующее окно (количество окон – 12)

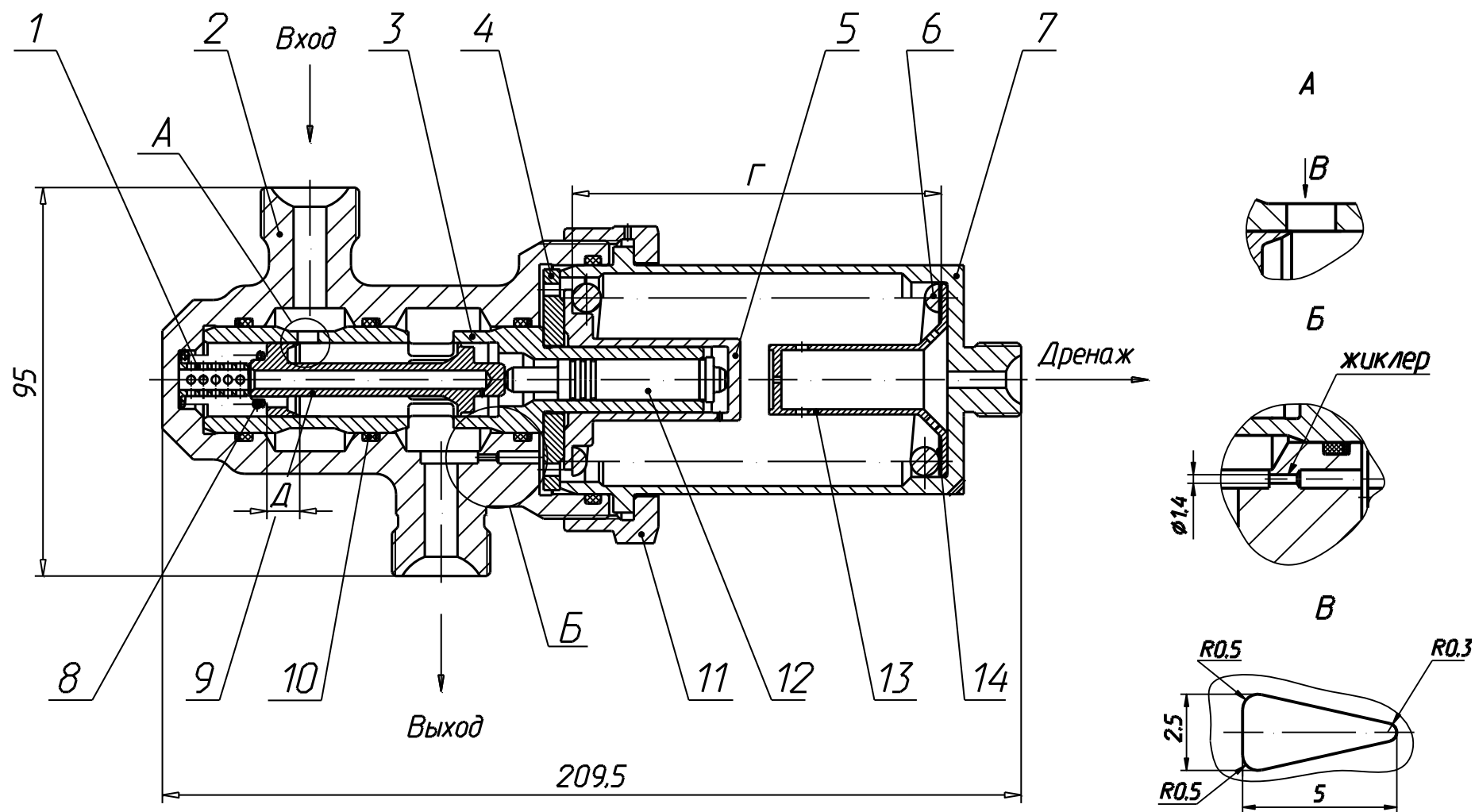


Рисунок 3 – Стабилизатор давления ЖРД:

1, 13 – упор; 2 – корпус; 3 – направляющая; 4, 5 – опора; 6, 8 – пружина; 7 – крышка; 9 – золотник; 10 – кольцо уплотнительное; 11 – гайка; 12 – поршень; 14 – шайба регулировочная; А, В – дресселирующее окно (количество окон – 3);

Б – жиклер; Д – поясок, Г – размер гнезда под пружину

На рисунках 4 – 6 представлены фотографии этих агрегатов в россыпи.



Рисунок 4 – Регулятор расхода ЖРД РД191



Рисунок 5 – Дроссель ЖРД РД191



Рисунок 6 – Стабилизатор давления ЖРД 15Д285

Наличие общности в конструктивном исполнении и принципе действия представленных агрегатов регулирования позволяет утверждать о возможности использования одних и тех же методик при проектировании их конструктивных элементов даже, несмотря на различие в функциональном назначении данных агрегатов. Примеры такого использования методик проектирования приведены далее (см. главу 2 и 3 настоящей работы).

Представленная на рисунках 3, 6 конструкция стабилизатора давления используется на современных двигателях, таких как РД180, РД181, РД191, РД285. Принцип работы этих СД следующий: в исходном положении поршень 12 с золотником 9 усилием пружины 6 через опору 5 прижат к упору 1. При поступлении компонента топлива на вход в стабилизатор, он через дросселирующие окна *В* в направляющей 3 заполняет внутреннюю полость стабилизатора и своим давлением воздействует на эффективную площадь поршня 12. Усилие, развиваемое золотником 9 с поршнем 12 от этого воздействия, преодолевает усилие пружины 6 и золотник с поршнем занимает положение, при котором наступает равновесие сил, действующих на них.

При изменении входного давления изменяется выходное давление, из-за чего нарушается указанное равновесие, и золотник с поршнем перемещаются. При перемещении золотник 9 изменяет площадь проходного сечения окон в направляющей 3 так, что давление на выходе из стабилизатора становится равным давлению настройки [40, 56].

Величина выходного давления зависит от площади поршня и усилий пружин и при гидроиспытаниях настраивается на заданное значение путем подбора толщины регулировочных шайб 14.

Для избежания разрыва контакта между деталями и ограничения перемещения пары «поршень – золотник» при резких изменениях расхода в стабилизаторы установлены дополнительная пружина 8 и опора 5.

С целью обеспечения минимального расхода через стабилизатор введен канал с жиклером (рисунок 3, *вид Б*), соединяющий полость выходного штуцера с дренажом. При работе СД на малом расходе проходная площадь дросселирующих

окон соразмерима с площадью зазора между золотником и направляющей. Поэтому для уменьшения влияния утечек через зазор на величину расхода в конструкции был предусмотрен жиклер, отводящий часть расхода, подаваемого на вход в стабилизатор, в дренаж.

Таким образом, через дросселирующие окна протекает суммарный расход к потребителю (через выходной штуцер) и в дренаж, а положение золотника обеспечивает однозначное открытие окон. Дренаж из внутренней полости крышки 7 необходим также для слива утечек рабочего тела по подвижному соединению «поршень – направляющая».

Для уменьшения гидродинамической силы рабочая кромка золотника выполняется острой с минимальным углом конуса, определенным из прочностного расчета. При работе золотник с поршнем совершает постоянные осциллирующие движения.

Для золотниковой пары используется нержавеющей сталь (например, сталь 42Х11МЗФ-Ш) повышенной твердости, что уменьшает вероятность заклинивания при попадании в зазоры твердых частиц, которые в этом случае обычно разрушаются твердыми рабочими поверхностями. При твердом материале (54...59HRC) попавшие в зазор твердые частицы загрязнителя вызывают лишь незначительные повреждения контактирующих поверхностей в виде рисок (без выступания металла) глубиной менее 1 мкм, которые не могут вызывать заклинивание золотника или поршня (тогда как при менее твердом материале твердые частицы загрязнителя могут вызывать дефекты, приводящие к отказу агрегата) [21]. С этой же целью окна в направляющей выполняют с острыми кромками. При этом величина диаметального зазора между золотником 9 и направляющей 3 (на стабилизаторах давления производства НПО Энергомаш она составляет 0,018...0,033 мм) очень важна: чем меньше зазор, тем меньшего диаметра неотфильтрованная в магистралях двигателя твердая частица способна в него попасть. Поэтому зазор дополнительно выполняет еще и защитную функцию.

Таким образом, обеспечивается длительная и надежная работа золотниковой пары.

Настройка СД (рисунок 3) это важный и трудоемкий процесс, состоящий из трех этапов:

1. Цеховая (или первоначальная) настройка – заключается в настройке пружины 6 СД на определенное усилие (рассчитанное и регламентированное КД) при определенной ее высоте (размер L , см. рисунок 3) за счет установки регулировочных шайб 14. Данная операция осуществляется с использованием специального электронного измерительного прибора с помощью эталона, в который устанавливается настраиваемая пружина.

2. Стендовая настройка – проводится после цеховой при модельных испытаниях. С помощью нее одновременно проверяется правильность сборки СД в цехе и производится настройка СД на требуемый уровень выходного давления для заданных расходов и диапазона входных давлений.

3. Поднастройка СД – проводится в том случае, если уровень выходного давления, полученный при минимальном расходе во время стендовой настройки, не соответствует заданному значению. Тогда, исходя из разницы величин измеренного и требуемого выходного давления определяется толщина регулировочных шайб 14, которую необходимо снять или добавить для получения требуемого уровня выходного давления. После чего СД возвращается в цех для частичной переборки, при которой снимается крышка 7, и устанавливается либо убирается необходимое количество регулировочных шайб 14.

Более подробно процесс стендовой настройки СД при модельных испытаниях описан в главе 3 настоящей диссертационной работы.

Регулировка усилия пружины с помощью шайб обеспечивает высокую надежность работы стабилизаторов при больших динамических нагрузках, воздействующих на конструкцию в процессе эксплуатации в составе двигателя. Применение других способов регулировки СД (например, с помощью регулировочного винта, изображенного на рисунках 9б и 10) может привести к сбою его настройки и, как следствие, отказу агрегата, так как заведомо никакой существующий способ контровки не обладает высокой надежностью.

Агрегаты регулирования ЖРД выделяются быстродействием, высоким уровнем точности поддержания параметров и при этом должны работать в условиях химически активных сред, большого перепада температур, высоких давлений, возникающих при работе двигателя в составе ракет-носителей.

Так, например, стабилизаторы давления, разработанные в АО «НПО Энергомаш», с диаметром проходного сечения от 8 до 18 мм, использующиеся в составе двигателей больших тяг, таких как РД171М, РД180, РД191, РД181, 15Д285 и имеющие массу до 2 кг при максимальном длиновом размере 210 мм, выполнены по *одноступенчатой* золотниковой схеме и функционируют при подаче на вход давления до 650 кгс/см^2 , обеспечивая постоянство выходного давления от 60 до 270 кгс/см^2 , выдерживают перепад давления (разница между входным и выходным давлением) на золотниковой паре до 600 кгс/см^2 в диапазоне заданных расходов от 0,09 до 4 кг/с.

Такое конструктивное исполнение стабилизатора является оригинальным решением и позволило, за счет простоты его конструкции сочетающейся с минимальными габаритами, обеспечить высокий уровень надежности агрегата. Несмотря на то, что режимы работы СД являются кавитационными, следов воздействия кавитации в проточной части агрегата не возникает.

В качестве примера мощного ЖРД на рисунке 7 приведена принципиальная пневмогидравлическая схема двигателя РД181, в которой обозначены места расположения дросселя, стабилизатора давления и регулятора расхода. На рисунке 7 они выделены зеленым цветом.

Несмотря на то, что у данных агрегатов разное функциональное назначение, схема конструктивного исполнения их дросселирующей части одна – золотниковая. Выбрана она ввиду того, что агрегаты регулирования ЖРД больших тяг работают в условиях очень высоких давлений – порядка $\sim 600 \dots 900 \text{ кгс/см}^2$.

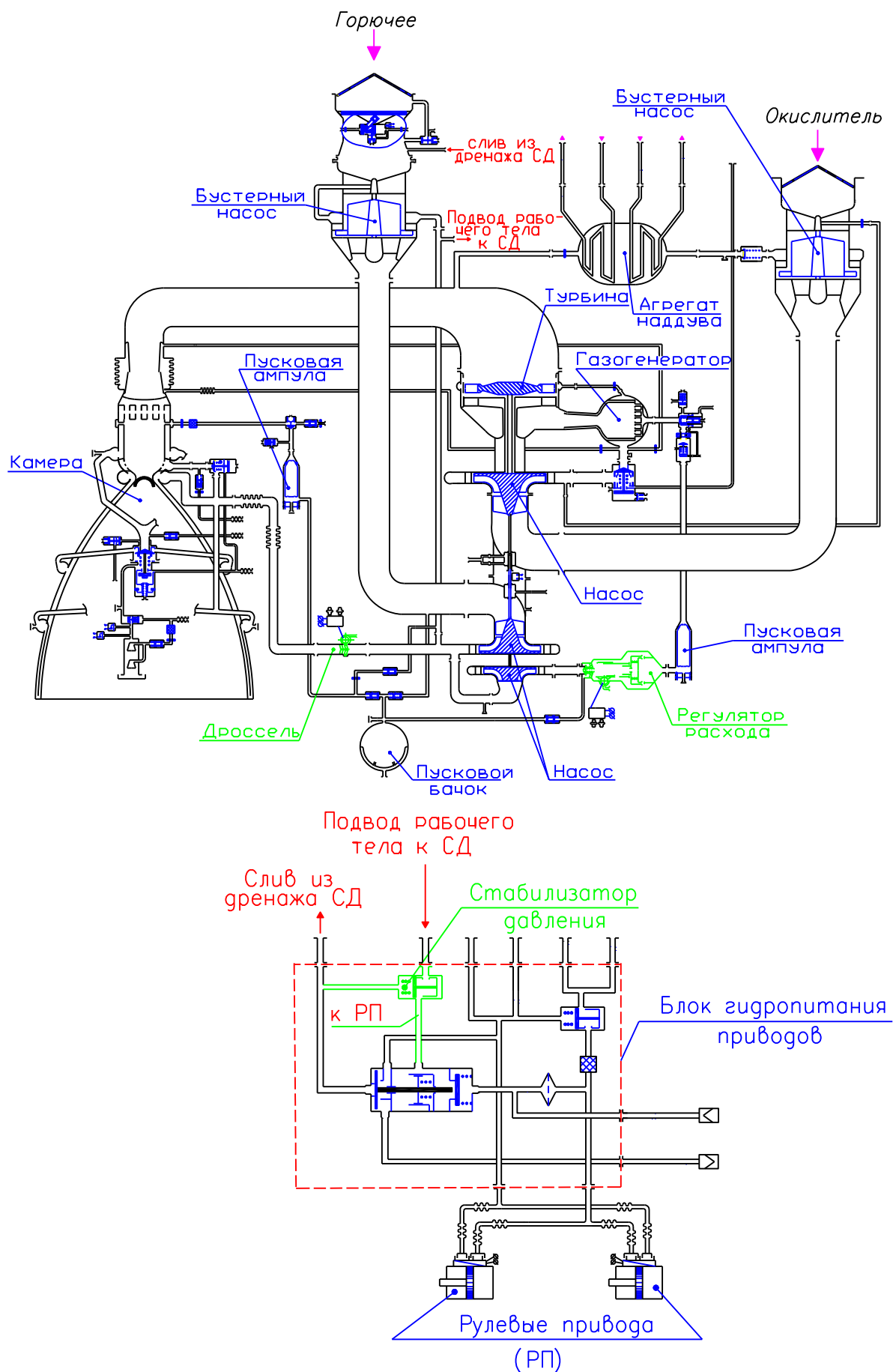


Рисунок 7 – Принципиальная пневмогидравлическая схема двигателя РД181 и место в ней блока гидроснабжения рулевых приводов

Поэтому к этим агрегатам предъявляются повышенные требования по прочности, что в свою очередь может привести к увеличению габаритно-массовых характеристик самого агрегата. Использование золотниковой схемы в таких условиях позволяет проектировать агрегаты небольших размеров. Помимо этого, золотниковая схема имеет и другие преимущества, среди которых:

- золотниковая пара обладает небольшим трением, так как оно зависит только от скорости перемещения золотника и вязкости рабочего тела;
- золотники уравновешены от осевых статических сил давления рабочего тела;
- возможность изменения профиля дросселирующего окна, что позволяет получать необходимый вид рабочей характеристики, что очень важно при проектировании агрегатов регулирования.

Более подробно возможные схемы конструктивного исполнения СД описаны в литературе [1 – 3, 6 – 14, 22, 26, 31, 32, 35, 37 – 40, 44, 45, 49 – 53, 56, 54, 62].

Для диагностики работы стабилизатора давления в составе двигателя в процессе контрольно-технологических испытаний и при летных испытаниях производится непрерывная запись давлений на входе и выходе из СД, а также в дренажном трубопроводе. На рисунке 8, в качестве примера, приведена типовая запись давлений на входе СД – параметр ДГПН-1 и после него – параметр ДГДРП при его работе в составе двигателя РД180.

Представленные на этом рисунке участки 1, 2, 3 – это участки с качанием камер сгорания (КС). На этих участках происходит «перекладка» привода из одного положения в другое по сигналу системы управления, в результате чего происходит отклонение КС в требуемое положение. Падение давления на этих участках характеризуется резким увеличением расхода через СД. Участок 4 – это участок, на котором стабилизатор перестает выполнять свои функции, ввиду падения входного давления до нерасчетных значений, и работает как шайба с постоянным гидросопротивлением.

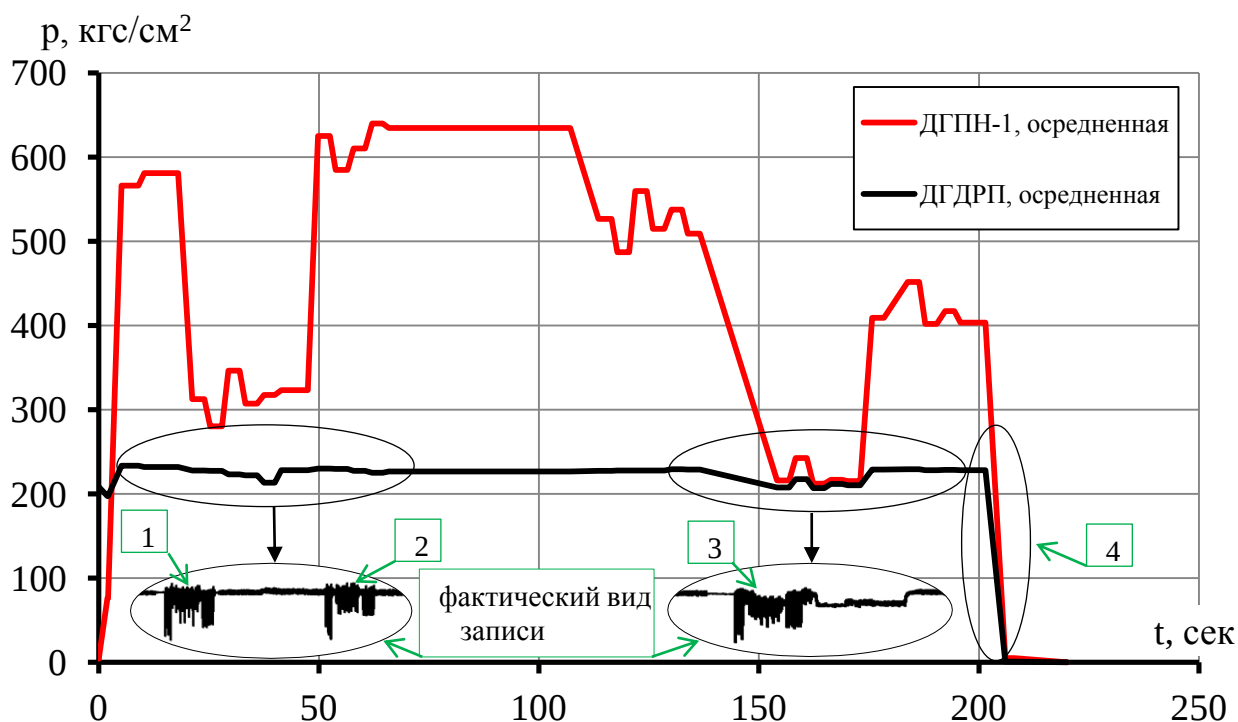


Рисунок 8 – Типовая запись входных и выходных давлений СД РД180:
 ДГПН-1 – давление горючего после насоса первой ступени; ДГДРП – давление горючего до рулевых приводов

1.2. Виды и принципы работы стабилизаторов давления

Стабилизаторы давления по конструктивному исполнению бывают следующих видов:

- мембранные (рисунок 9);
- золотниковые (рисунок 10);
- клапанного типа (рисунок 10).

Назначение всех этих видов СД – понижать уровень давления компонента и одновременно поддерживать его на требуемом уровне.

Принципиальное их отличие заключается в конструктивном исполнении чувствительного элемента. В стабилизаторах золотникового типа чувствительным элементом является золотник. А в стабилизаторах мембранного и клапанного типа – мембрана и клапан, соответственно.

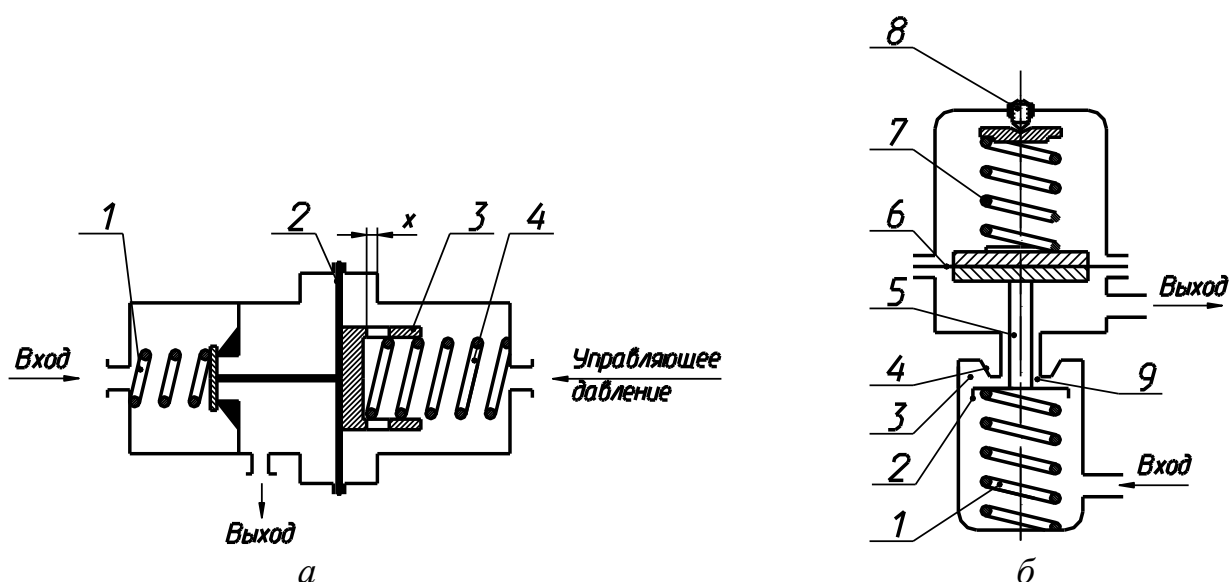


Рисунок 9 – Конструктивные схемы мембранных стабилизаторов давления [14]:

а – прямого действия: 1, 4 – пружина, 2 – мембрана; 3 – седло;
б – непрямого действия: 1 – пружина, 2 – клапан, 3 – полость высокого давления, 4 – седло клапана, 5 – шток, 6 – мембрана, 7 – основная пружина; 8 – регулирующий винт, 9 – дросселирующее отверстие

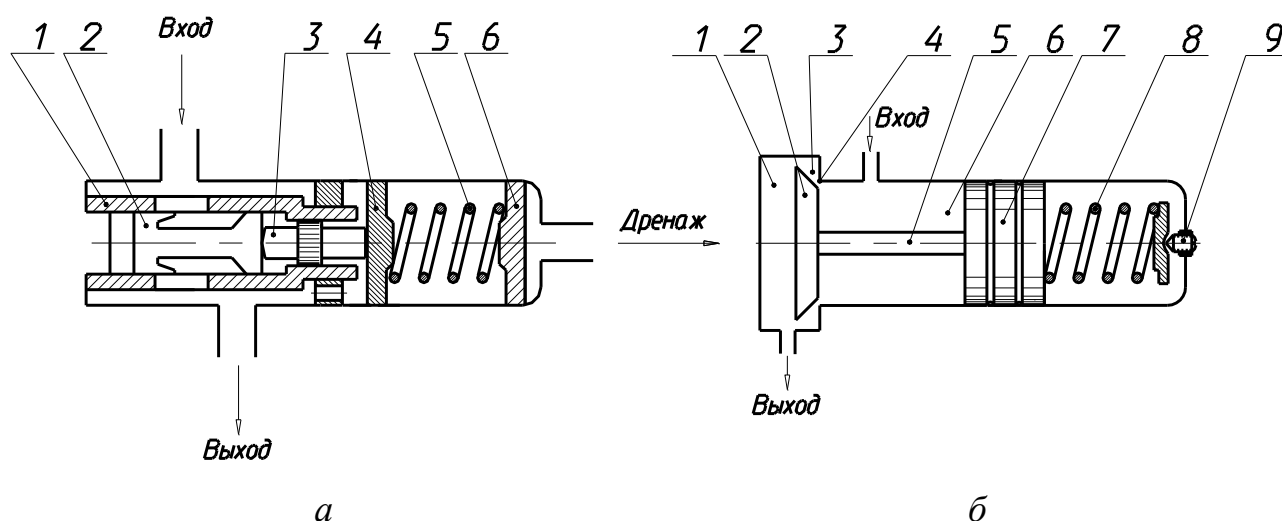


Рисунок 10 – Конструктивная схема СД золотникового и клапанного типа [43, 45]:

а – золотникового типа: 1 – направляющая; 2 – золотник; 3 – поршень;
 4, 6 – упор; 5 – пружина;
б – клапанного типа: 1 – полость низкого давления; 2 – клапан; 3 – дросселирующее отверстие; 4 – седло клапана; 5 – шток; 6 – полость высокого давления; 7 – поршень; 8 – основная пружина; 9 – регулирующий винт

По принципу действия эти агрегаты могут быть прямого и непрямого действия: в первом случае регулирующий орган перемещается непосредственно чув-

ствительным элементом, с которым он жестко связан (рисунки 9а, 10); во втором случае чувствительный элемент управляет подачей компонента к регулирующему органу (рисунок 9б).

На рисунках 9, 10 представлены конструктивные схемы указанных видов СД. Принципы работы каждого вида СД подробно описаны далее. При этом на примере мембранных СД описаны принципы работы СД прямого и непрямого действия.

Принцип работы стабилизаторов давления прямого действия мембранного типа (рисунок 9а) следующий: на номинальном режиме силы от действия перепада давления на мембране 2 на эффективную площадь мембраны, перепада давлений на стабилизаторе на площадь седла 3 и усилия пружин 1, 4 уравновешены. При этом между заслонкой и седлом 3 устанавливается номинальная дросселирующая щель x , которой соответствует номинальный расход рабочего тела и значению перепада давления на мембране 2, равное нулю. Если по команде системы поддержания давления или из-за разброса характеристик ТНА изменится перепад давлений на стабилизаторе или расход рабочего тела, баланс сил на подвижных элементах стабилизатора нарушится. Это приведет к перемещению мембраны, изменению дросселирующей щели и расхода и к изменению давления на выходе из стабилизатора. Процесс будет продолжаться до тех пор, пока давление на выходе из стабилизатора не станет равным давлению в управляющей полости [14, 45].

Принцип работы стабилизаторов давления непрямого действия мембранного типа (рисунок 9б): когда СД не работает пружина 7 находится в свободном состоянии. Компонент высокого давления поступает в полость высокого давления 3; сила давления компонента и сила действия пружины 1 прижимают клапан 2 к седлу 4, не допуская прохода компонента через клапан. При сжатии основной пружины 7 – СД регулирующим винтом 8 возникает усилие, которое через шток 5 передается на клапан 2.

Пружина поджимается до того момента, пока сила давления ее станет больше суммарной силы пружины 1, давления компонента в полости высокого

давления, прижимающего клапан 2 к седлу 4, и давления газа в полости низкого давления на рабочую поверхность мембраны. При этом клапан 2 открывается, компонент проходит через дросселирующее сечение 9, давление его падает и компонент поступает в полость низкого давления, откуда через выходное отверстие поступает в место назначения [45].

Принцип работы стабилизаторов давления прямого действия золотникового типа, выполненного по конструктивной схеме, представленной на рисунке 10а, был подробно описан в предыдущем параграфе данной работы.

Принцип работы стабилизаторов клапанного типа (рисунок 10б) заключается в том, что в случае превышения давления в полости 1 сверх заданного и установленного путем соответствующей затяжки пружины 8 сила на клапан 2, действующая вверх, возрастет, при этом клапан 2 поднимется и дросселирующее отверстие уменьшится, что вызовет понижение давления на выходе до заданной величины. В случае понижения давления в полости 1 клапан 2 будет опускаться, дросселирующее отверстие 3 увеличиваться и давление снова повысится до заданного [45].

Кроме того, следует отметить, что по своему функциональному назначению к стабилизаторам давления близки корректоры и редукторы ЖРД, которые представлены на рисунках 11 и 12. Они также предназначены для понижения и автоматического поддержания постоянства давления компонента. По схемам конструктивного исполнения корректоры и редукторы идентичны конструктивным схемам исполнения СД, а также являются примерами использования вышеуказанных конструктивных схем СД. Рабочим телом для них может быть как жидкость, так и газ. Соответственно, в зависимости от физического состояния используемого рабочего тела, конструктивное исполнение агрегата, даже при использовании одной и той же конструктивной схемы может несколько видоизменяться.

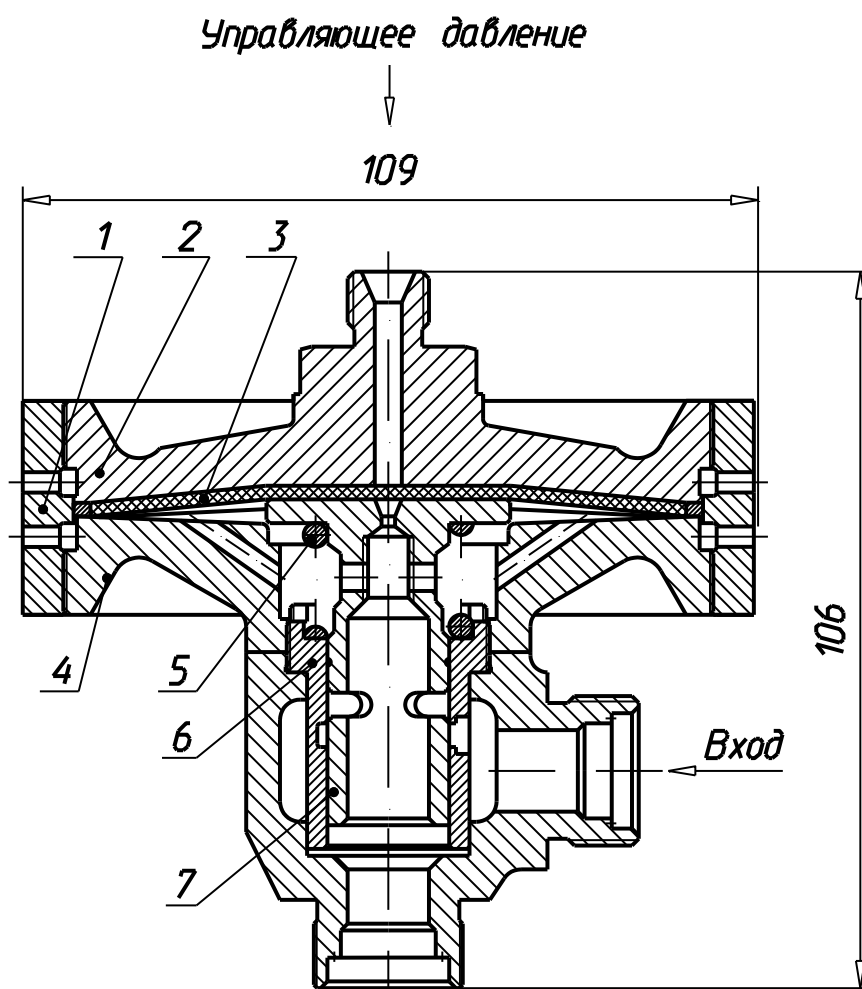


Рисунок 11 – Корректор ЖРД:

1 – гайка; 2 – крышка; 3 – резиновая прокладка между металлическими мембранами; 4 – корпус; 5 – пружина; 6 – гильза; 7 – золотник

Например, редуктор давления РД301, который изображен на рисунке 12, используется для продувки камеры сгорания, а не для питания агрегатов автоматики или системы питания приводов, как исследуемый СД.

Рабочим телом редуктора давления РД301 является газ – гелий. Но, не смотря на это, они имеют одно и то же функциональное назначение – понижение и автоматическое поддержание давление компонента. Конструктивное исполнение редуктора РД301 и СД аналогично, и основано на использовании одного и того же дросселирующего элемента – золотниковой пары, которая обеспечивает выполнение их функционального предназначения.

Единственным отличием этого редуктора давления от исследуемого СД является наличие в его конструкции обратного клапана (рисунок 12, позиции 7, 11,

12), необходимого для автоматического его закрытия, шарика 12, который исключает возникновение дополнительных напряжений в пружине 14 и улучшает, тем самым, точность настройки редуктора, и демпфера 1, который используется для гашения вибраций в агрегате.

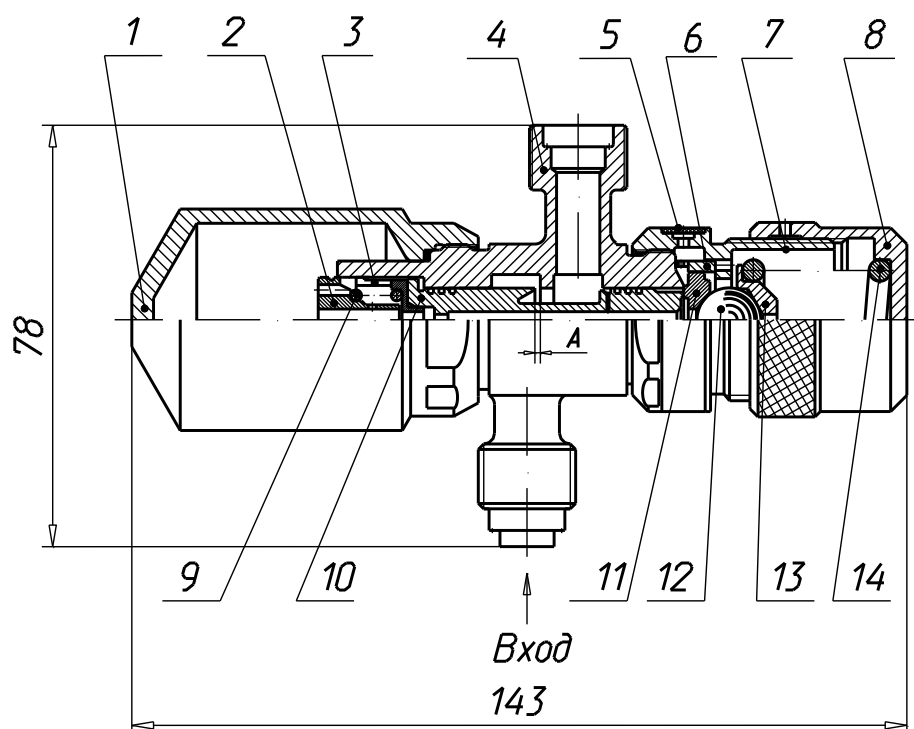


Рисунок 12 – Редуктор давления РД301:

1 – демпфер; 2, 3 – втулка; 4 – корпус; 5 – кольцо резиновое; 6 – проставка;
7 – стакан; 8 – фиксатор; 9, 14 – пружина; 10 – золотник; 11 – седло; 12 – шарик;
13 – опора, А – дросселирующее отверстие

Данный агрегат можно адаптировать и для работы на жидком компоненте, исключив из конструкции демпфер 1.

Близки по конструкции к СД и стабилизаторы расхода (СР), которые предназначены для поддержания постоянства расхода компонента (а не давления, как в СД) в гидравлических системах синхронного перемещения исполнительных органов различного назначения летательных аппаратов. Конструктивная схема СР представлена на рисунке 13.

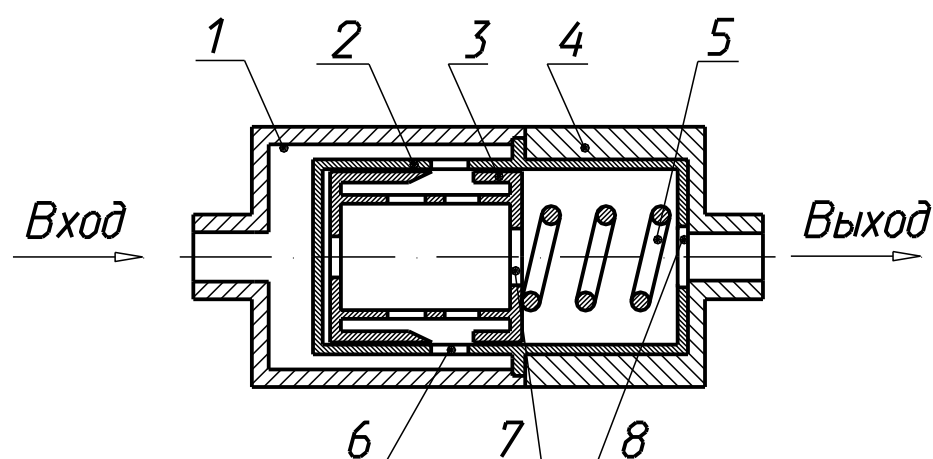


Рисунок 13 – Конструктивная схема СП [51]:

1 – штуцер входа; 2 – корпус; 3 – золотник; 4 – штуцер выхода; 5 – пружина;
6 – золотниковый дроссель; 7 – выходной дроссель; 8 – дроссель штуцера выхода

1.3. Влияние конструктивных параметров агрегатов регулирования на их работоспособность

При разработке агрегатов регулирования следует уделять большое внимание проектированию их основных конструктивных элементов, так как именно они определяют вид рабочей характеристики и от них зависит работоспособность агрегата в заданном диапазоне давлений и расходов.

К основным конструктивным параметрам стабилизаторов давления и элементам двигателя, влияющим на его рабочие характеристики, относятся:

- профиль и габаритные размеры дросселирующего окна,
- эффективная площадь чувствительного элемента,
- геометрические размеры и силовая характеристика пружины,
- гидравлические характеристики подводящих и отводящих магистралей.

Так, например, увеличение площади стабилизирующих окон регулятора расхода двигателя РД191 (рисунок 1) на 19% (см. главу 3 настоящей работы) позволило обеспечить форсирование двигателя РД191 на 10% по тяге. А изменение прямоугольных дросселирующих окон на профилированные у дросселя горючего РД191 (рисунок 2) с целью обеспечения более «пологого» вида его характеристики позволило исключить влияние погрешности алгоритма настройки на работу

двигателя, связанной со значительной кривизной его характеристики, которая реализуется на дросселе с прямоугольными окнами в случаях его работы при соотношении компонентов, близким к верхнему пределу эксплуатационного диапазона.

При этом следует отметить, что требуемый вид характеристик агрегатов был достигнут только за счет изменения геометрии их дросселирующих окон, в остальном же конструкции дросселя и регулятора расхода были полностью сохранены.

Кроме того, информация, полученная о влиянии каждого конструктивного параметра на работу стабилизатора, а также дросселя и регулятора расхода в дальнейшем существенно облегчат их проектирование и создание.

1.4. Аналитический обзор стабилизаторов давления, применяемых в отрасли

Основными предприятиями-разработчиками стабилизаторов давления ЖРД (в том числе редукторов, корректоров и стабилизаторов расхода) являются НПО Энергомаш им. акад. В.П. Глушко, Химки, Россия; Конструкторское бюро химавтоматики, Воронеж, Россия; РКК Энергия имени С.П. Королева, Королев, Россия; ГП Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля, Днепропетровск, Украина.

Анализ разработок стабилизаторов этих предприятий показал, что все стабилизаторы спроектированы по известным и вышеназванным конструктивным схемам (золотникового, мембранного и клапанного типа), при этом каких-либо особо оригинальных технических решений не выявлено.

Но из конструктивных особенностей следует отметить:

– то, что в основном при проектировании стабилизаторов использовались две из трех принципиальные конструктивные схемы: золотниковая или мембранная. Схемы СД клапанного типа применяются редко. Причина в том, что стабилизатор – это быстродействующее устройство (время переключения порядка тысячных долей секунды), и скорость потока рабочего тела, проходящего через него очень высока (~ 50 м/с), поэтому при закрытии клапана такого стабилизатора воз-

никает гидроудар, приводящий к акустическим колебаниям в магистралях двигателя. Такие явления снижают ресурс работы гидроагрегатов и магистралей, а в отдельных случаях могут приводить к их разрушениям;

- оригинальную конструкцию редуктора давления двигателя РД301 (11Д14), предназначенного для продувки КС, которая включает в себя демпфер для гашения вибраций и предохранительный клапан, обеспечивающий автоматическое закрытие редуктора (рисунке 12);

- использование дополнительной пружины и опоры для избежания разрыва контакта деталей и ограничения перемещения поршня при резких изменениях расхода (рисунок 3).

Далее приведена таблица 1, содержащая основные технические параметры стабилизаторов давления, рассмотренных при анализе.

Таблица 1 – Основные технические параметры проанализированных СД

Тип СД	$p_{вх}$, кгс/см ²	$\Delta p_{СД}$, кгс/см ²	Расход, л/с	Рабочее тело
Мембранный стабилизатор давления прямого действия ЖРД	117,3...157	25,5...31,6	0,115...0,153	амил, гептил
Редуктор давления РД301	220	185	-	гелий
Стабилизатор расхода золотникового типа	-	51...357	0,7 ...0,9	авиационное масло
Корректор мембранного типа	30...160	30...160	1,05...2,6	гептил

1.5. Унифицированные СД предприятия НПО Энергомаш

В настоящее время НПО Энергомаш разработан целый ряд стабилизаторов давления различных типоразмеров выполненных на базе одной унифицированной конструктивной схемы, которая представлена на рисунке 3. Их рабочие параметры – величины входного ($p_{вх}$) и выходного ($p_{вых}$) давлений, расход через СД (G), перепад на СД (Δp_{max}), а также виды используемых профилей дросселирующих окон сведены в таблицах 2 и 3. Эти агрегаты используется на всех двигателях производства НПО Энергомаш – 15Д285, РД171М, РД180, РД181, РД191.

Унифицированные стабилизаторы давления – это пример рациональной разработки [69], она позволяет разрабатывать универсальные, надежные конструкции, и главное сохраняет преемственность конструкции. В этих стабилизаторах давления унифицированы практически все детали: опоры, упор, золотник, направляющая, корпус. Основное отличие их заключается в профиле, количестве и площади дросселирующих окон, площади чувствительного элемента – поршня, размере штуцеров и силовой характеристике пружины.

Таблица 2 – Параметры СД двигателей

№ п/п	Назначение	Устанавливается на двигатель	$P_{вх}$, кгс/см ²	$P_{вых}$, кгс/см ²	G , л/с	Δp_{max} , кгс/см ²
1	Для питания приводов автоматики	РД171М, РД180	130...660	63±5	0,066...0,58	600
2	Для питания приводов качания КС	РД180	250...660	210 ⁺²⁰ ₋₅₀	0,246...5,5	500
3	Для питания приводов качания КС и приводов рулей крена РН Ангара	РД191	270...660	230 ⁺²⁰ ₋₂₀	0,092...4,05	450
4	Для питания приводов качания КС	РД181	250...665	250 ⁺²⁵	0,135...1,57	415
5	Для питания приводов качания двигателя	15Д285	300...380	200±20	0,045...0,89	200

Таблица 3 – Профили дросселирующих окон СД

Двигатель	Параметр	Форма окон, их количество и размеры (мм)	Площадь одного окна, мм ²	Суммарная площадь окон, мм ²
РД191, РД181, РД180			22,35...31,83	134,1...191
15Д285, РД180, РД171М			6,358...7,8	19,1...23,4

1.6. СД двигателей 15Д285, РД181. Дроссель горючего и регулятор расхода РД191

С целью сохранения принципов конструктивной преемственности и повышения эффективности разработки проектирование стабилизаторов давления для современных двигателей 15Д285 и РД181 происходило с максимальным заимствованием конструкторских решений, зарекомендовавших себя на СД двигателей РД171М, РД180, РД191. Автором в процессе разработки СД для двигателей 15Д285 и РД181, было проведено большое количество инженерных расчетов по определению их основных конструктивных параметров (геометрии и силовой характеристики пружин, профиля дросселирующих окон и др.), которые в конечном итоге и позволили создать агрегаты отвечающие требованиям технического задания (ТЗ). Прототипами для этих стабилизаторов стали СД двигателей РД180 и РД191. Оба вновь разработанные СД удачно прошли экспериментальную отработку (каждый на трех натурных образцах). При этом на СД двигателя 15Д285 дополнительно проводились эксперименты по определению влияния гидравлических характеристик подводящих и отводящих магистралей на их рабочие характеристики.

На рисунках 6 и 14 представлены фотографии изготовленных по разработанной автором конструкторской документации СД, устанавливаемых на двигателях 15Д285 и РД181.



Рисунок 14 – Фотография деталей СД двигателя РД181

Опыт, полученный автором при проектировании СД, был использован в работах по проектированию и созданию дросселя горючего РД191 с «пологой» характеристикой, доработке стабилизатора давления двигателя РД191 и разработке регулятора расхода для форсированного на 10% по тяге двигателя РД191.

Результаты этих работ отражены в данном диссертационном исследовании, носят положительный характер, имеют практическую значимость и могут применяться при проектировании новых и модернизации (модификации) уже известных дросселей, регуляторов и стабилизаторов давления.

1.7. Аналитический обзор патентно-информационных материалов по проектированию, испытаниям и эксплуатации агрегатов регулирования ЖРД

Аналитический обзор патентно-информационных материалов по проектированию, испытанию и эксплуатации агрегатов регулирования ЖРД показал, что в настоящее время имеется достаточное количество информации по теоретическим основам проектирования как агрегатов регулирования в целом [12, 14, 19 – 21, 24 – 26, 33 – 41, 43, 45, 46 – 48, 51, 54, 56, 58, 61, 68], так и их основных конструктивных элементов [19, 22, 23].

Особенно широко в технической литературе описаны решения проблем, связанных с проектированием и анализом статических и динамических характеристик регуляторов расхода ЖРД различных конструктивных исполнений. Представлены математические модели для определения параметров конструкции регулятора расхода, а также математические модели взаимодействия между регулятором и двигателем. Имеется достаточно большое количество экспериментальных данных по автономным испытаниям регуляторов расхода [26, 34, 38, 39, 58], но при этом отсутствует информация об испытаниях регулятора в составе двигателя.

Сведения по проектированию дросселей также достаточно обширны [19, 22, 23], но большая их часть содержится в непубликуемых технических отчетах недоступных для широкой аудитории (тоже касается и сведений о различного рода испытаниях этих агрегатов).

Следует отметить, что в технической литературе понятие «стабилизатор давления» встречается очень редко, обычно вместо него используют такое понятие как «редуктор давления».

Литературы по проектированию и расчету золотниковых одноступенчатых гидравлических стабилизаторов давления очень мало, и сведения, представленные в ней, касаются в основном рабочих органов СД – золотниковых пар [22, 23]. Какой-либо информации о результатах испытаний, отработке или экспериментальных исследований этого агрегата регулирования нет ни в одном из проанализированных автором источников.

Исключение составляют стабилизаторы давления мембранного типа. По данным агрегатам имеется достаточное количество информации. В литературных источниках представлены сведения по проектированию, конструктивному исполнению и расчету этих агрегатов, как газовых, так и гидравлических. А также имеется информация об опыте отработки гидравлического стабилизатора давления мембранного типа и представлена математическая модель динамики этого агрегата [14, 45].

Очень скудно представлен материал по агрегатам регулирования в зарубежной технической литературе, как по проектированию, так и по испытаниям. В основном он несет в себе лишь общие сведения об этих агрегатах [12, 61, 68].

При разработке стабилизатора давления золотникового типа (рисунок 3) были проведены патентные исследования по теме: «Конструктивные особенности распределительных устройств золотникового типа и их применение в агрегатах регулирования ЖРД». В ходе данного исследования рассматривались материалы не только российской патентной литературы, но и зарубежной (в основном США), отображающие многообразие конструктивных исполнений золотниковых пар и устройств различного назначения, в которых они применяются. Золотниковые пары используются не только в стабилизаторах давления, но и в дросселях, и в регуляторах расхода [1 – 3, 6 – 10, 13, 31, 32, 49, 50, 52, 53, 54].

Отмечается, что в конструкциях стабилизаторов давления разработки предприятия НПО Энергомаш заложен ряд конструктивных решений, предусмотрен-

ных в некоторых зарубежных патентах и патентах других российских предприятий отрасли:

- использование золотников с острой кромкой с целью уменьшения гидродинамической силы [50];

- использование дополнительной пружины для избежания разрыва контакта деталей и ограничения перемещения золотника [9] и т.п.

Далее приведено несколько наиболее интересных патентов по конструктивному исполнению золотниковых пар:

- отличительной особенностью регулятора расхода, представленного на рисунке 15, является то, что кольцевой канал между внутренней поверхностью гильзы и поверхностью золотника между опорами сообщен с внутренней полостью золотника системой отверстий круглого сечения, часть из которых расположена напротив каждого из окон гильзы. Технический результат - обеспечение точности управления расходом рабочей жидкости в широком диапазоне изменений перепадов давлений на регуляторе (от 50 до 350 кгс/см²) в зависимости от нагрузок на исполнительные органы.

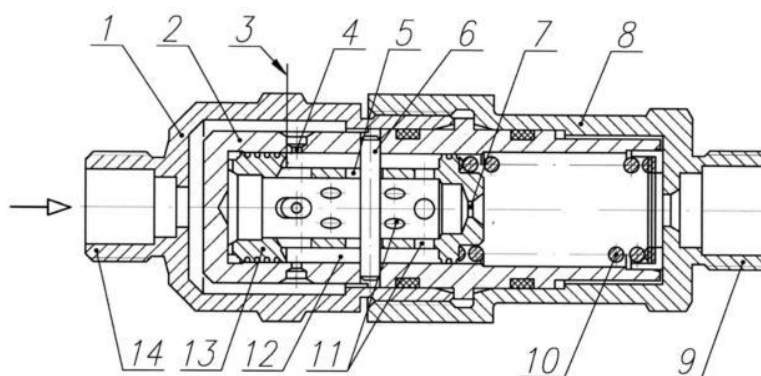


Рисунок 15 – Регулятор расхода (патент №RU 2548613 C1):

1 – разъемный корпус; 2 – гильза; 3 – острая кромка золотника; 4 – окна; 5 – пазы; 6 – стержень; 7 – калиброванный дроссель; 8 – разъемный корпус; 9 – штуцер выхода; 10 – пружина; 11 – отверстия круглого сечения; 12 – кольцевой канал; 13 – золотник; 14 – штуцер входа

- отличительной особенностью дросселя, представленного на рисунке 16, является то, что он позволяет устранить эксплуатационный недостаток, связанный с ограничением возможности по обеспечению пологих градиентов гидравли-

ческой характеристики, получаемых за счет профилирования окон стакана.

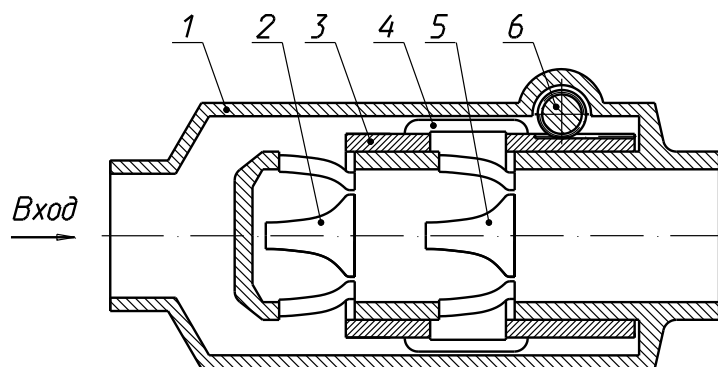


Рисунок 16 – Управляемый дроссель (патент №RU 2139464 С1):

- 1 – корпус; 2 – профилированные окна (первый ряд); 3 – рейка; 4 – перемычка;
5 – профилированные окна (второй ряд); 6 – валик привода

1.8. Выводы по главе

Разработка стабилизатора давления ЖРД больших тяг – это сложная и комплексная задача, требующая учета большого количества факторов, оказывающих влияние на его рабочие характеристики и работоспособность, а также решения большого количества технических и технологических проблем, возникающих при проектировании, создании и конструировании этого агрегата. Из обзора конструкций, приведенных в данной главе можно отметить следующее:

- СД, выполненные по одноступенчатой золотниковой схеме, обладают достаточной надежностью (ввиду относительной простоты их конструктивного исполнения), работоспособны при высоких перепадах рабочего давления (до 600 кгс/см^2), имеют малые габариты и массу. Их недостатком является трудоемкая настройка на необходимую величину выходного давления путем частичной переборки агрегата и подбора толщины регулировочных шайб, который компенсируется точностью и надежностью работы;

- наличие конструктивных и функциональных аналогов СД, которыми являются редукторы давления, корректоры и СР (рисунки 11, 12, 13). Например, редуктор давления (рисунок 12) по своему конструктивному исполнению и функциональному назначению – это тот же СД, но дополненный обратным клапаном и

демпфером, которые необходимы для автоматического закрытия редуктора и гашения вибраций в агрегате, соответственно.

По исследованию специальной технической литературы отмечается достаточное изложение теоретических основ проектирования некоторых конструктивных элементов СД золотникового типа, и практически отсутствие методик их расчета в статической и динамической постановках. Информационные материалы по испытаниям и эксплуатации одноступенчатых золотниковых стабилизаторов давления ЖРД больших тяг автором также найдены не были.

Учитывая большую трудоемкость проведения расчета СД, автором была разработана программа по его расчету с учетом влияния конструктивных параметров, гидравлических параметров подводящих и отводящих магистралей агрегата в гидравлической системе питания рулевых приводов двигателя и возникающих в них акустических волн.

Проведенный аналитический обзор патентно-информационных материалов по проектированию, испытаниям и эксплуатации агрегатов регулирования ЖРД показал, что создание работоспособных, надежных, быстродействующих, много-разовых СД для ЖРД больших тяг является **актуальной задачей**.

Учитывая большую трудоемкость работ по разработке стабилизаторов давления ЖРД больших тяг, включающих проведение комплекса конструкторских и дорогостоящих экспериментальных работ, высокие требования к параметрам и надежности, предъявляемым к СД, автор считает обоснованным использование системного подхода при создании этих агрегатов.

В данном случае системный подход должен включать:

- использование методических рекомендаций, разработанных для проектирования СД;
- применение методики и программы расчета стабилизатора;
- проведение исследований разработанной конструкции СД с применением трехмерного моделирования и программы по его расчету в статической и динамической постановке с учетом гидравлических параметров подводящих и отводящих магистралей агрегата и возникающих в них акустических волн;

- профилирование дросселирующих окон СД с помощью аналитического и математического моделирования течения жидкости в трехмерной постановке;
- проведение модельных испытаний СД в условиях максимально приближенных к условиям работы в составе ЖРД;
- испытания в составе двигателя.

ГЛАВА 2. РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СТАБИЛИЗАТОРОВ ДАВЛЕНИЯ ЖРД БОЛЬШИХ ТЯГ, ОСНОВАННОЙ НА СИСТЕМНОМ ПОДХОДЕ

Для разработки методики по проектированию СД ЖРД, основанной на системном подходе, автору требовалось решить нескольких самостоятельных задач. Прежде всего, на основании опыта проектирования аналогичных систем необходимо было выбрать принципиальную конструктивную схему СД, которая рассматривалась бы в первом приближении как основа для вновь разрабатываемой конструкции стабилизатора давления. Далее необходимо было провести ряд расчетов по определению геометрических размеров основных конструктивных параметров СД, а также математически и экспериментально оценить влияние конструктивных параметров СД и гидравлических характеристик подводящих и отводящих магистралей на его рабочие характеристики и работоспособность.

Указанные задачи автором были успешно решены. Их решение представлено в виде математической модели расчета СД, учитывающей его работу в системе гидропитания рулевых приводов качания камеры сгорания двигателя, и в виде методических рекомендаций по его проектированию.

Далее изложены общие положения, принципы и особенности проектирования основных конструктивных параметров СД, выполненных по одноступенчатой золотниковой схеме.

2.1. Основные параметры и характеристики СД ЖРД

Основными техническими параметрами стабилизатора давления, определяющими его габариты и конструктивное исполнение, являются значения давления на входе и выходе из СД, а также диапазон расходов, на которых он должен работать.

Стабилизатор давления, как уже упоминалось ранее (см. главу 1 данной диссертационной работы), не только уменьшает давление рабочего тела посту-

пающее к нему на вход из насоса горючего первой ступени до необходимой величины, но и является регулятором, сохраняющим давление на выходе постоянным при изменении давления на входе в заданном диапазоне. Как большинство регуляторов, он работает с некоторой погрешностью, т. е. при изменении давления на входе в СД незначительно изменяется и давление на выходе из него (возникает так называемый статизм). Это связано с ростом рабочего усилия пружины при открытии дросселирующего окна (рисунок 17). Величина этого изменения, как показывает статистика испытаний СД-прототипов (основывающаяся на опыте НПО Энергомаш), составляет примерно до 5 кгс/см^2 , и является незначительной по сравнению с величинами рабочих давлений агрегата.

На рисунке 17 в качестве примера приведена типовая характеристика СД для конструкции, изображенной на рисунке 3. Характеристика стабилизатора давления представляет собой зависимость выходного давления ($p_{\text{вых}}$) от входного ($p_{\text{вх}}$) при различных расходах (G). Она условно делится на две области: *рабочую*, представленную линейным участком, расположенным под небольшим углом к оси абсцисс, который определяет ранее описанный статизм СД, и *нерабочую*, характеризующуюся резким падением выходного давления из-за полностью открытых дросселирующих окон в направляющей (регулирование выходного давления в этот момент не происходит).

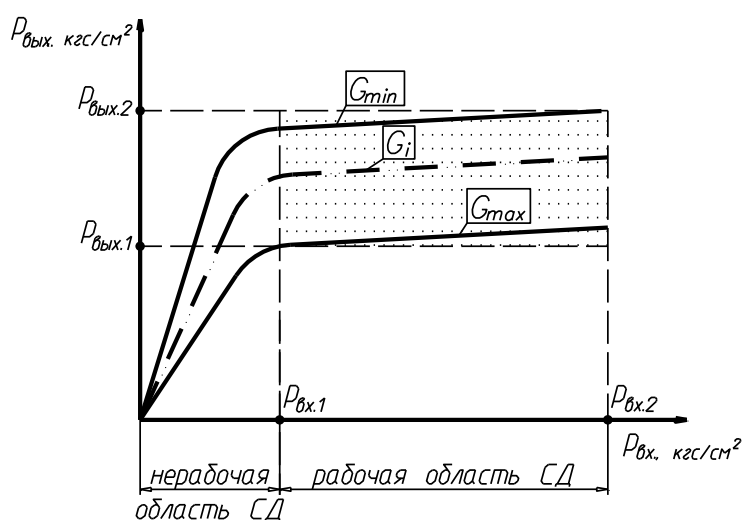


Рисунок 17 – Типовая характеристика СД при различных расходах

Как правило, на практике при модельных гидроиспытаниях СД снимается лишь та часть его характеристики, которая расположена в рабочей области, так как она содержит в себе достаточно информации необходимой для оценки работоспособности этого агрегата. Происходит это следующим образом: при заданных расходах рабочего тела (обычно – вода) поочередно на вход СД подается два значения давления, соответствующих крайним значениям заданного по ТЗ диапазона (рисунок 18, «рабочая область СД»), при которых и замеряются значения давления на выходе из СД. В результате получаются четыре точки, по две для каждого расхода, которые затем соединяются прямой линией. Таким образом, получаются рабочие характеристики СД, имеющие вид двух параллельных прямых, которые представлены рисунке 18. Этих характеристик достаточно для определения соответствия СД требованиям ТЗ и его работоспособности.

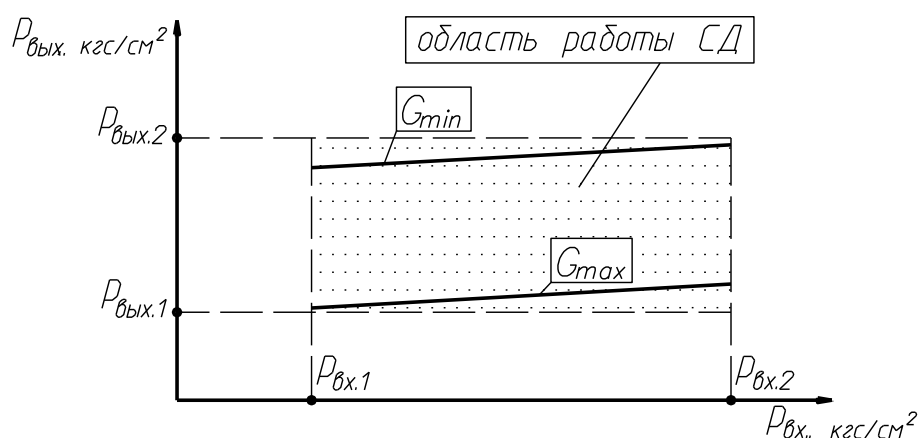


Рисунок 18 – Рабочие характеристики СД, снимаемые при модельных испытаниях на гидравлическом стенде

2.2. Общие закономерности рабочего процесса СД ЖРД

2.2.1. Проектирование профиля дросселирующих окон

Наиболее важным конструктивным элементом, определяющим величину понижения давления на выходе из СД, является дросселирующее окно, потому что именно в нем происходит дросселирование компонента.

Сущность дросселирования, как физического процесса заключается в том, что в дросселирующем окне за счет снижения давления компонент приобретает

большую скорость, и энергия давления превращается в кинетическую энергию компонента. Попадая в полость низкого давления, компонент тормозится; при этом кинетическая энергия его теряется на трение в многочисленных завихрениях, сопровождающих торможение компонента. Поэтому при таком торможении компонента давление его не восстанавливается. Величина понижения давления при дросселировании определяется размером окна [45]. А профилирование этих окон позволяет обеспечить работоспособность (требуемый вид рабочей характеристики) СД в заданном диапазоне расходов.

Разработка профиля дросселирующих окон СД велась аналитическим образом исходя из требований технического задания на этот агрегат, основная часть которых приведена в таблице 2 (это рабочий диапазон входных давлений и расходов компонента, величина выходного давления, которую должен поддерживать СД).

Далее приведена методика проектирования дросселирующих окон, которая использовалась автором при проектировании СД двигателей 15Д285 и РД181.

В процессе проектирования этого конструктивного элемента были определены число и форма окон, а также их геометрические размеры исходя из требуемой площади проходного сечения окон.

Формула для определения требуемой площади проходного сечения дросселирующих окон СД $F_{\text{общ.ок.}}, \text{ м}^2$ приведена ниже [21, 24, 41]:

$$F_{\text{общ.ок.}} = \frac{G_{\text{общ.}}}{\mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}}, \quad (1)$$

где μ – коэффициент расхода рабочего тела;

ρ – плотность рабочего тела, кг/м^3 ;

Δp – перепад давлений на стабилизаторе, Н/м^2 :

$$\Delta p = p_1 - p_2, \quad (2)$$

где p_1 – давление на входе в стабилизатор, Н/м^2 ;

p_2 – давление на выходе из стабилизатора, H/m^2 ;

$G_{общ.}$ – общий расход рабочего тела, m^3/c :

$$G_{общ.} = G_{p.т.} + G_{жикл.}, \quad (3)$$

где $G_{p.т.}$ – расход рабочего тела через дросселирующие окна, m^3/c ;

$G_{жикл.}$ – расход рабочего тела через жиклер, m^3/c [70]:

$$G_{жикл.} = F_{жикл.} \mu_{кав.} \sqrt{\frac{2 \cdot p_2}{\rho}}, \quad (4)$$

где $F_{жикл.}$ – площадь поперечного сечения жиклера, m^2 :

$\mu_{кав.}$ – коэффициент расхода рабочего тела через жиклер (с учетом кавитации).

Так же следует отметить, что при определении потребной площади дросселирующих окон с помощью формулы (1) необходимо учитывать допуск на перепад давления на стабилизаторе.

Исходя из значений полученных площадей, были выбраны профили дросселирующих окон для СД двигателя 15Д285 – треугольный, а для СД двигателя РД181 – пятиугольный (рисунок 19). Выбор таких профилей обоснован диапазоном рабочих расходов этих СД.

Как видно из таблицы 2, в которой приведены все основные параметры этих агрегатов, величина минимальных расходов компонента у них составляет 0,045 и 0,135 л/с. Поэтому выбранные профили окон у обоих СД имеют сужающуюся часть, которая и обеспечивает их работу на таких малых расходах.

Соответственно, для обеспечения прохождения максимальных расходов, дросселирующие окна должны обладать запасом по пропускной способности. Так как расход через СД РД181 в два раза больше чем через СД 15Д285 (см. таблицу 3), то поэтому и площадь основания профиля его дросселирующих окон больше и окно имеет прямоугольную форму (такая форма окон позволяет расположить их в пределах требуемого диаметра цилиндрической поверхности направляющей).

Размеры выбранных профилей окон определялись по следующим зависимостям:

1) для треугольной формы окна закон изменения площади $F_{\text{треуг.}}$, м^2 от осевого перемещения золотника имеет вид (рисунок 19а):

$$\text{при } x \leq 0: F_{\text{треуг.}} = \frac{1}{2} \cdot a \cdot c; \quad (5)$$

$$\text{при } x > 0 \text{ и } x \leq c: F_{\text{треуг.}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{a}{c} \cdot (c - x)^2; \quad (6)$$

2) для пятиугольной формы окна закон изменения площади $F_{\text{пнт.}}$, м^2 от осевого перемещения золотника имеет вид (рисунок 19б):

$$\text{при } x \leq 0: F_{\text{пнт.}} = \frac{1}{2} \cdot a \cdot (b + c); \quad (7)$$

$$\text{при } x > 0 \text{ и } x \leq b: F_{\text{пнт.}} = \frac{1}{2} \cdot a \cdot (b + c - 2x); \quad (8)$$

$$\text{при } x > b \text{ и } x \leq c: F_{\text{пнт.}} = \frac{1}{2} \cdot a \cdot \frac{(c - x)^2}{(c - b)}. \quad (9)$$

На рисунке 19 представлены расчетные схемы дросселирующих окон, поясняющие использованные в формулах (5) – (9) обозначения.

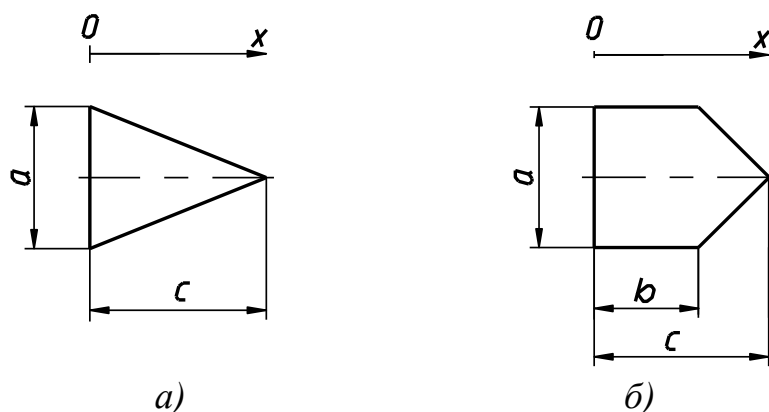


Рисунок 19 – Расчетные схемы дросселирующих окон СД:

а) – треугольное; б) – пятиугольное; x – направление движение золотника

Исходя из конструктивных соображений, связанных с удобством технологического изготовления, выбранные профили дросселирующих окон были доработаны. Конечный их вид представлен на рисунке 3 и таблице 3.

Подбор профиля окна позволяет, не изменяя конструкции агрегата изменить

его рабочие характеристики, что наглядно характеризует приведенный пример проектирования дросселирующих окон для СД двигателей 15Д285 и РД181.

Проектирование дросселирующих окон – это сложный и многоитерационный процесс, проходящий несколько этапов. На рисунке 20 представлен алгоритм, подробно описывающий все этапы проектирования этих окон.

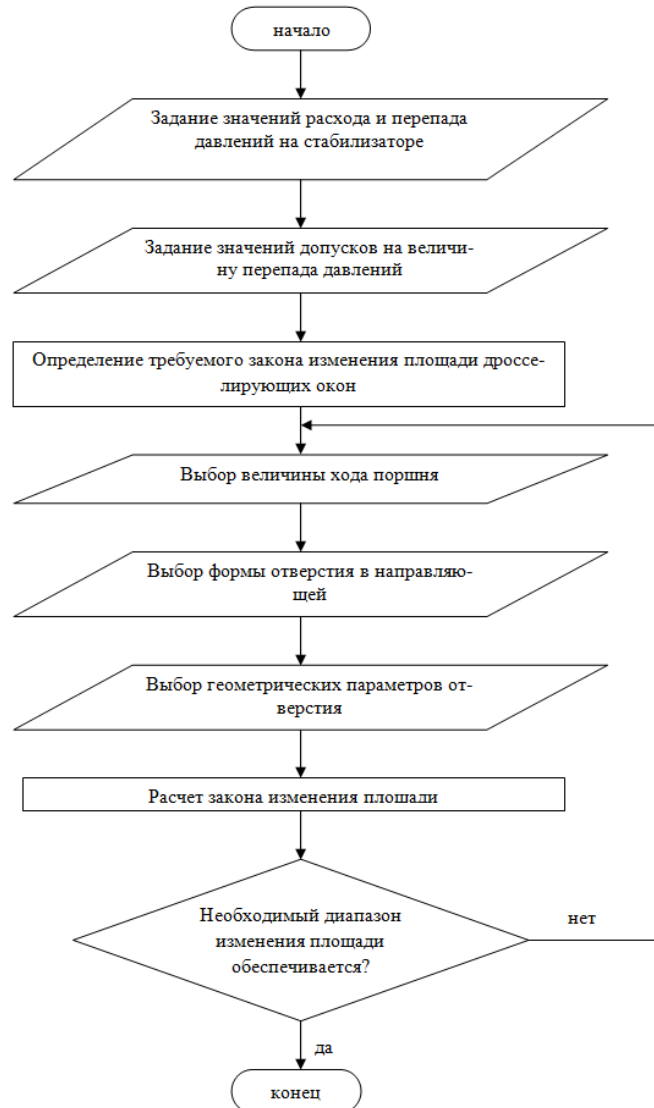


Рисунок 20 – Алгоритм проектирования дросселирующих окон

Приведенная методика расчета профиля дросселирующих окон может использоваться при проектировании не только СД, но и дросселей, и регуляторов расхода. Кроме того, имеется большое количество других вариантов профилей окон, которые могут быть применены при разработке новых агрегатов регулирования. Они могут иметь вид как простой геометрической фигуры – прямоугольника, трапеции и т.п. (например, как на дросселе и регуляторе расхода двигателя

РД191, рисунки 1, 2), так и сложный, описываемый, например, экспоненциальной кривой. Более подробно другие варианты профилей окон простой геометрии и методика их расчета представлены в [39].

Методика и варианты проектирования некоторых профилей сложной геометрии представлены далее на примере дросселя РД191. На рисунке 21 приведен вид этих профилей, доработанных исходя из конструктивных и технологических соображений.

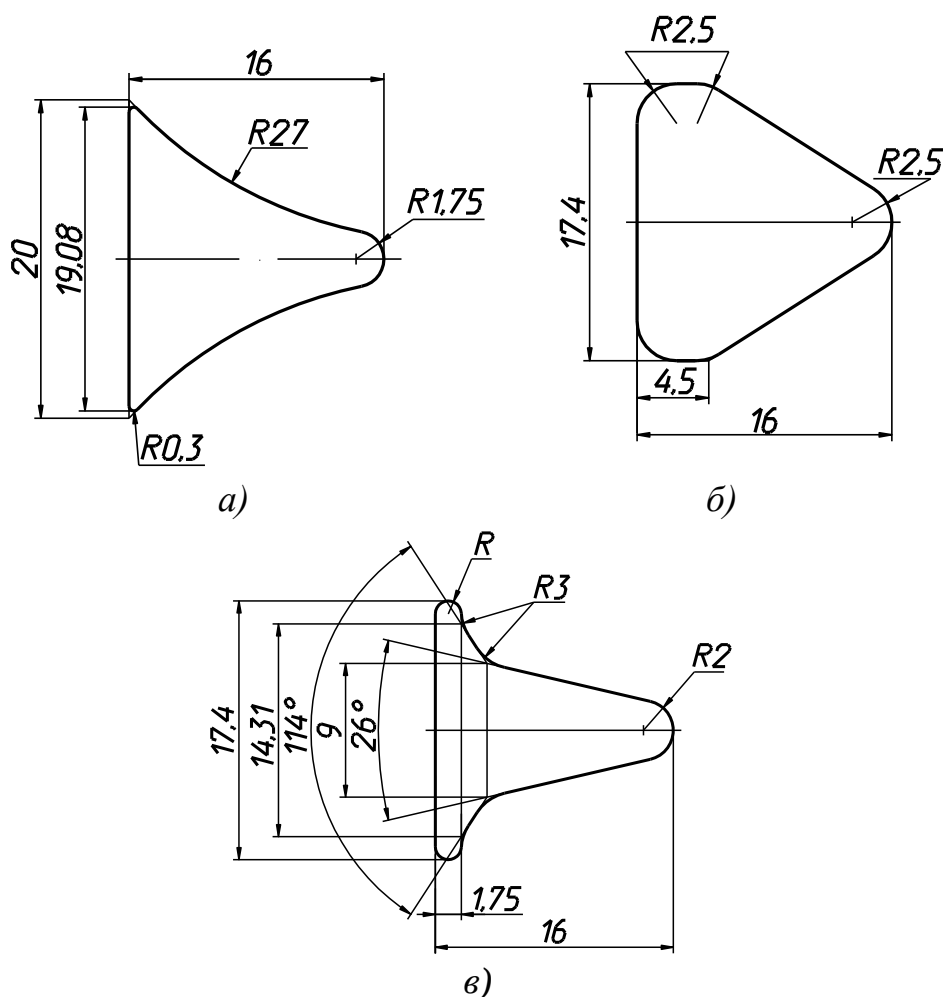


Рисунок 21 – Варианты исполнения профиля окна в направляющей дросселя горючего РД191:

а) – профиль №1, б) – профиль №3, в) – профиль №2

2.2.2. Проектирование сложных профилей дросселирующих окон

Проектирование сложных профилей дросселирующих окон дросселя горючего двигателя РД191 велось с помощью аналитического моделирования и трех-

мерного моделирования течения жидкости. Цель этой работы заключалась изменении имеющейся характеристики дросселя на более «пологую» (или равнопроцентную характеристику), которая позволит уменьшить величину ошибки алгоритма настройки за счет обеспечения пропорционального приращения пропускной способности профилированных дросселирующих окон по ходу рейки ее текущему значению.

Необходимость в этом возникла после одного из огневых испытаний двигателя РД191, в ходе которого было выявлено, что при соотношении компонентов топлива близким к верхнему пределу эксплуатационного диапазона, алгоритм настройки не обеспечивает требуемой точности при имеющемся (прямоугольном) профиле дросселирующих окон. Ошибка настройки в этом случае выводит соотношение компонентов топлива за пределы гарантированного диапазона. Причина неточности алгоритма настройки – невозможность учета им дополнительной погрешности, связанной со значительной кривизной характеристики дросселя. Это причина и привела к необходимости изменения прямоугольных дросселирующих окон данного агрегата на профилированные.

После проведения ряда расчетов, в которых автор принимал непосредственное участие, было предложено три профилированных варианта дросселирующих окон для дросселя РД191 отличных от исходного (прямоугольного) профиля (рисунки 1, 21).

Далее подробно изложены использовавшие методики проектирования дросселирующих окон, а также приведены результаты, полученные при аналитическом и трехмерном расчете.

Особенности дросселя двигателя РД191

Двигатель РД191 – это двигатель с глубоким дросселированием по тяге, которое является причиной увеличения диапазона регулирования перепада давления на дросселе. В таблице 4 приведены расчетные диапазоны регулирования перепада давления на дросселе при различных режимах работы двигателя.

Таблица 4 – Диапазоны регулирования дросселя РД191

Режим работы двигателя по тяге $R/R_{ном}$	Диапазон регулирования по перепаду Δp , кгс/см ²
1,05*	216,9 ... 300,3
1,0	58,4 ... 273,9
0,75	52,5 ... 271,6
0,5	102,1 ... 385,5
0,38	104,1 ... 427,6
0,3	101 ... 474,7

* Режим, реализуемый при испытании двигателя с соотношением компонентов $K_M = K_{M ном} + 10\%$

На рисунке 22 приведена гидравлическая характеристика дросселя – зависимость перепада давления на дросселе Δp при номинальном расходе от угла поворота задающего вала α . Величина перепада на дросселе определяется по данным проливок на модельных режимах с последующим приведением к номинальному значению расхода.

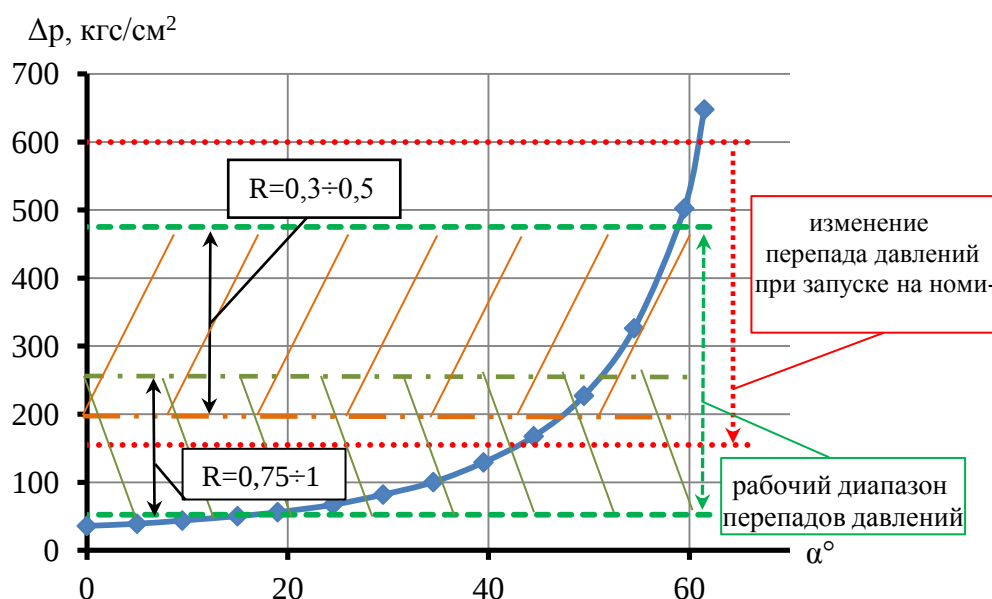


Рисунок 22 – Гидравлическая характеристика дросселя двигателя РД191

Перед запуском дроссель установлен в положение, при котором прямоугольные дросселирующие окна практически закрыты, расход горючего идет только через центральное отверстие (рисунок 2). При этом перепад на дросселе составляет 600 кгс/см². В процессе выхода на режим приведенный перепад снижается до ~150 кгс/см² (рисунок 22) за время равное ~0,9 сек.

Необходимый темп снижения давления обеспечивается крутизной характеристики.

На рисунке 22 отмечены: изменение перепада давлений при запуске на номинальном режиме запуска двигателя, рабочий диапазон перепадов давлений и диапазоны давлений, соответствующие определенному режиму. Как видно из рисунка рабочий диапазон перепадов давлений и диапазон изменения перепада давлений при запуске на номинальном режиме запуска двигателя перекрываются.

Имеющийся сегодня дроссель обеспечивает нужный темп изменения перепада давления при запуске за счет быстрого открытия окон прямоугольного профиля.

На рисунке 23 представлена статистика модельных испытаний дросселей РД191 (с прямоугольными дросселирующими окнами), проведенных на гидравлическом стенде в количестве восьми штук, из которой очевидными становятся еще несколько особенностей этого агрегата:

- небольшой разброс характеристик дросселей из-за постоянного градиента изменения площади окон при перекладке;
- значительную «крутизну» его характеристик в диапазоне перепадов $\sim$ от 100 до 400 кгс/см².

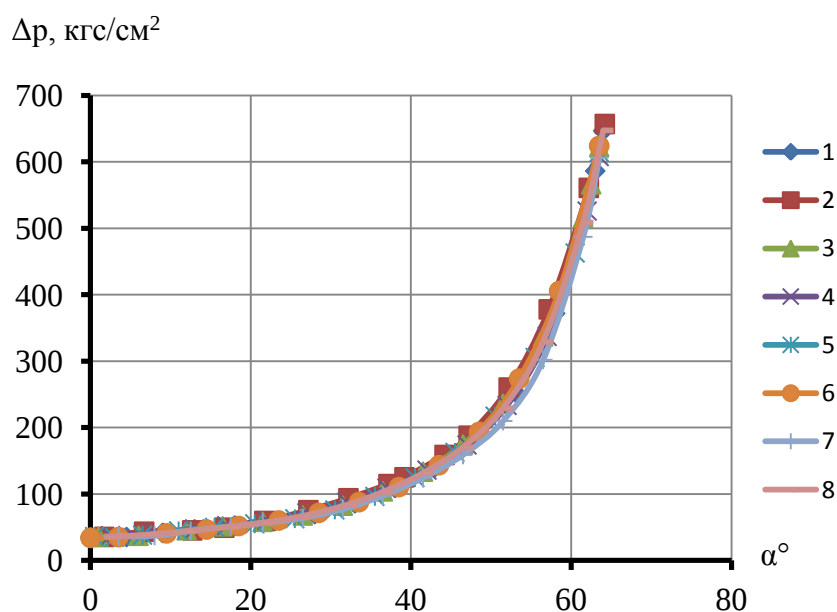


Рисунок 23 – Характеристики нескольких экземпляров дросселей РД191

Проектирование профилированных окон дросселя двигателя РД191 с помощью аналитического моделирования

Проектирование профилированных дросселирующих окон основано на предварительном выборе гидравлической характеристики (в данном случае дросселя), отвечающей требованиям технического задания, и расчете профиля, обеспечивающего эту характеристику.

Для аналитического моделирования была выбрана равнопроцентная характеристика, имеющая меньшую крутизну по сравнению с имеющейся, и, обеспечивающая пропорционального приращения пропускной способности профилированных дросселирующих окон по ходу рейки ее текущему значению во всем диапазоне регулирования перепадов давления на дросселе.

Далее представлена математическая модель проектирования профилированных дросселирующих окон дросселя двигателя РД191, обеспечивающих равнопроцентную характеристику вида

$$\frac{d(\Delta p)}{d\alpha} = b \cdot \Delta p. \quad (16)$$

Рассмотрим, как указанная настроечная характеристика должна обеспечиваться в диапазоне перепадов давлений от Δp_1 до Δp_2 , H/m^2 при расходе компонента $G_{p.m.}$, m^3/c .

Чтобы перейти от представления настроечной характеристики в виде (16) к виду $\Delta p = f(\alpha)$, необходимо разделить переменные величины и решить полученное дифференциальное уравнение следующего вида:

$$\frac{d(\Delta p)}{\Delta p} = b \cdot d\alpha. \quad (17)$$

Проинтегрируем выражение (17). А результат интегрирования представим как:

$$\ln|\Delta p| \Big|_{\Delta p_1}^{\Delta p_2} = b \cdot \alpha \Big|_{\alpha_1}^{\alpha_2} + c. \quad (18)$$

Диапазон изменения угла α примем равным диапазону угла поворота шагового электрогидравлического привода, т.е. от α_1 до α_2 , который и обеспечивает вращение валика 8 и, соответственно, перемещение рейки 5 (рисунок 2).

Примем, что изменению угла от 0 до 1 соответствует изменение от $\alpha_{\min} = \alpha_1$ до $\alpha_{\max} = \alpha_2$, т.е.

$$\bar{\alpha}_{\min} = \frac{\alpha_{\min}}{\alpha_1} = 0, \quad (19)$$

$$\bar{\alpha}_{\max} = \frac{\alpha_{\max}}{\alpha_2} = 1, \quad (20)$$

тогда, с учетом выше изложенного, выражение (18) примет вид:

$$\ln |\Delta p| \Big|_{\Delta p_1}^{\Delta p_2} = b \cdot \bar{\alpha} \Big|_0^1 + c. \quad (21)$$

Постоянная c определяется из условия: при котором $\bar{\alpha}_{\max} = 1$, а перепад давления $\Delta p_{\max} = \Delta p_2$, кгс/см², тогда

$$\ln \Delta p_{\max} - b = c, \quad (22)$$

$$\ln \Delta p = b \cdot \alpha + \ln \Delta p_{\max} - b. \quad (23)$$

После потенцирования получим:

$$\Delta p = \Delta p_{\max} \cdot e^{b(\bar{\alpha}-1)}, \quad (24)$$

Коэффициент b определяется из условия: при котором $\bar{\alpha}_{\min} = 0$, а перепад на дросселе $\Delta p_{\min} = \Delta p_1$, Н/м², тогда

$$b = \ln \Delta p_{\max} - \ln \Delta p_{\min}. \quad (25)$$

Преобразовав выражение (24) с учетом выражений (20), (25) получим:

$$\Delta p = \Delta p_{\max} \cdot e^{(\ln \Delta p_{\max} - \ln \Delta p_{\min}) \left(\frac{\alpha_i}{\alpha_{\max}} - 1 \right)}, \quad (26)$$

Определим зависимость перепада давления от линейного перемещения рейки:

$$\Delta p = f(h), \quad (27)$$

где h – линейное перемещение рейки 5, м (рисунок 2).

Заменим в уравнении (26) переменную α на h , выразив поворот валика 8 на угол α через линейное перемещение рейки 5 – h :

$$h = \frac{\pi \cdot d_{uu} \cdot \alpha}{360^\circ}, \quad (28)$$

где d_{uu} – диаметр делительной окружности валика 8, m (рисунок 2).

В результате получим следующее выражение:

$$\Delta p = \Delta p_{\max} \cdot e^{(\ln \Delta p_{\max} - \ln \Delta p_{\min}) \left(\frac{h \cdot 360}{\pi \cdot d_{uu}} - 1 \right) \frac{1}{\alpha_{\max}}}, \quad (29)$$

Ширину профиля перекрываемых окон дросселя по перемещению рейки $b(h)$ определим из выражения

$$b(h) = \frac{dF(h)}{dh} = \left[\frac{d}{dh} \left(\frac{(G_{p.m.} - G_{u.o.}) \cdot 10^4}{\mu(h) \cdot \sqrt{2g\gamma} \cdot \sqrt{\Delta p(h)}} \right) \right] \cdot \frac{10}{n}, \quad (30)$$

где $G_{p.m.}$ – расход рабочего тела через дроссель, m^3/c ;

$G_{u.o.}$ – расход рабочего тела через направляющую 4 в сечении с минимальным диаметром (рисунок 2), m^3/c :

$$G_{u.o.} = G_{p.m.} \cdot \frac{F_{u.o.}}{F_{\partial p.}}, \quad (31)$$

где $F_{u.o.}$ – площадь минимального сечения направляющей 4, m^2 ;

$\mu(h)$ – изменение коэффициента расхода по перемещению рейки 5 (рисунок 2);

$F_{\partial p.}$ – суммарная площадь дросселирования, m^2 ;

g – ускорение свободного падения, m/c^2 ;

γ – объемный вес жидкости, H/m^3 ;

n – количество перекрываемых окон.

Суммарная площадь n -перекрываемых окон дросселя по перемещению рейки $F_{n.o.}(h)$ определяется как

$$F_{n.o.}(h) = \int_0^{h_{\max}} b(h) dh. \quad (32)$$

Суммарная площадь проходных сечений дросселя, в этом случае, будет равна

$$F_{\partial p.}(h) = F_{n.o.} + F_{ц.o.}. \quad (33)$$

Подставляя значения h в уравнение (30), получим координаты профиля окна – его ширину и высоту. А используя уравнение (29) определим величину изменения перепада давления при перемещении рейки дросселя.

Описанная выше методика использовалась автором при построении расчетного профиля окна дросселя, представленного на рисунке 24а. Расчетная характеристика, обеспечиваемая этим профилем окна, в сравнении с исходной представлена на рисунке 24б.

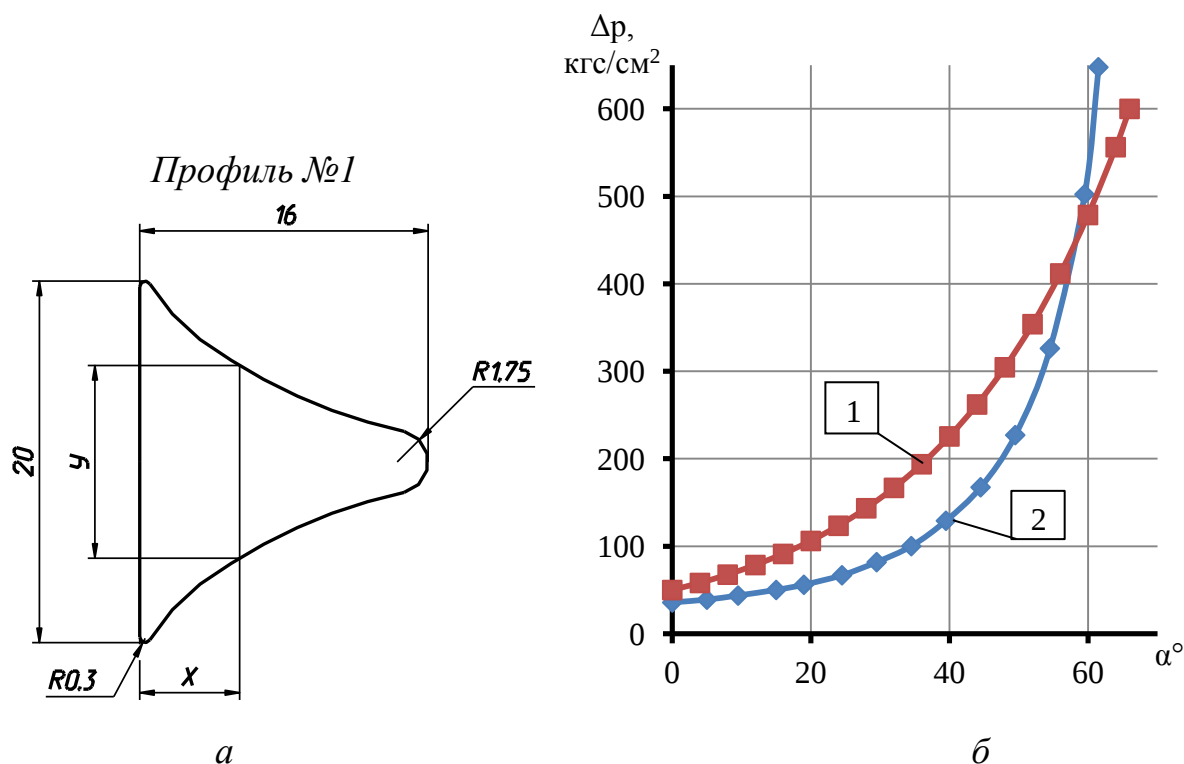


Рисунок 24 – Расчетный профиль окна дросселя и его характеристика (в сравнении с исходной), полученные при математическом моделировании [19]:

a – расчетный профиль: X , Y – координаты профиля; b – характеристики профилей: 1 – расчетная характеристика профиля №1; 2 – характеристика исходного (прямоугольного) профиля

Из рисунка 24 видно, что рассчитанный по описанной выше методике профиль имеет более «пологий» вид гидравлической характеристики дросселя и обеспечивает более плавный по сравнению с имеющейся темп снижения давления. Полученный результат соответствует предъявленным требованиям к виду новой характеристики дросселя, которые приведены выше.

Проектирование профилей дросселирующих окон с помощью трехмерного моделирования

Проектирование профилей дросселирующих окон с помощью трехмерного моделирования проходило в два этапа. На первом этапе проектирование окон дросселя велось для случая, когда закон изменения перепада давления в зависимости от угла поворота привода – линейный во всем диапазоне регулирования перепада давления на дросселе. На втором этапе необходимо было выбрать оптимальный вариант перепадной характеристики дросселя, обеспечивающей минимальный разброс коэффициента эффективности дросселя. Выбранный в итоге закон изменения перепада давления в зависимости от угла имел линейный вид лишь в рабочем диапазоне регулирования перепада на дросселе. На рисунке 25 представлены обе эти перепадные характеристики дросселя в сравнении с имеющейся характеристикой дросселя.

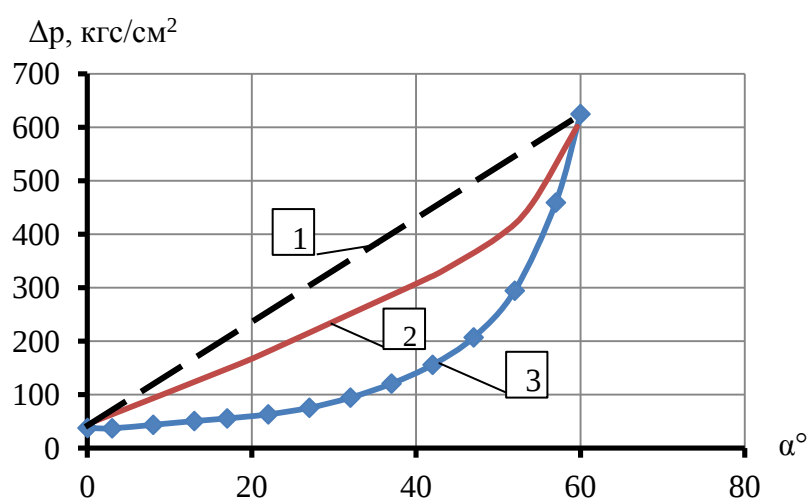


Рисунок 25 – Характеристики дросселя, использованные при трехмерном моделировании:

1 – линейная, 2 – с линейным участком, 3 – имеющаяся характеристика дросселя

Расчет дросселя в обоих случаях проводился с использованием программного комплекса ANSYS CFX. Учитывая цилиндрическую форму деталей дросселя, расчет проводился в секторе 90° с граничными условиями симметрии потока на его сторонах с использованием геометрической модели, в которой учтен перепад давления на спрямляющей решетке 1 (рисунок 2). Исходным профилем для расчетов был принят штатный (прямоугольный) профиль окон дросселя РД191 (рисунок 2).

На рисунке 26 представлена трехмерная модель дросселя, а на рисунке 27 – модель его проточной части.

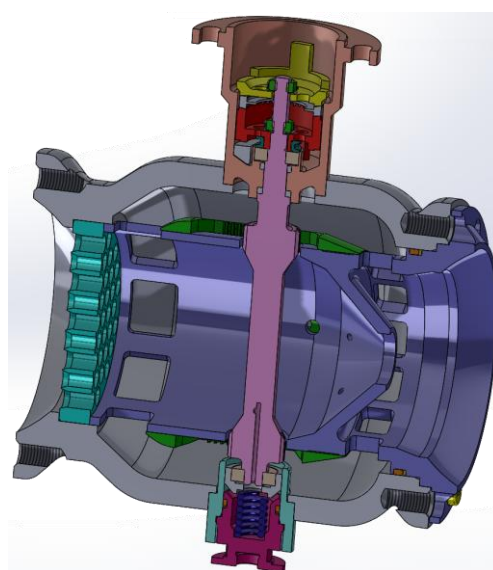


Рисунок 26 – Трехмерная геометрическая модель дросселя горючего РД191

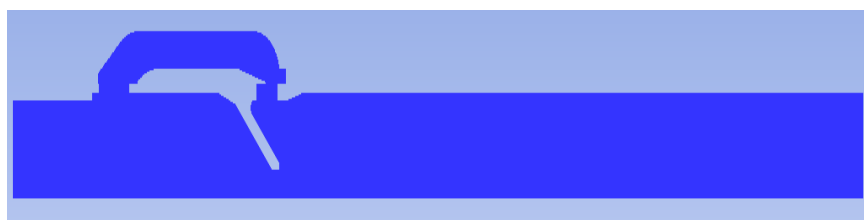


Рисунок 27 – Модель проточной части

Профилирование окон дросселя в первом случае проводилось путем подбора их геометрии таким образом, чтобы параметры рабочего процесса совпали с параметрами, определяемыми линейной характеристикой, представленной на рисунке 25(характеристика 1). Длина начального и конечного участков окна подби-

рались так, чтобы отклонения площадей от заданной линейной характеристики по давлению были минимальными, а профиль окна был технологически выполним.

В результате расчета был получен профиль окна, представленный на рисунке 28а. Расчетная характеристика, обеспечиваемая данным профилем, представлена на рисунке 28б в сравнении с имеющейся характеристикой дросселя РД191.

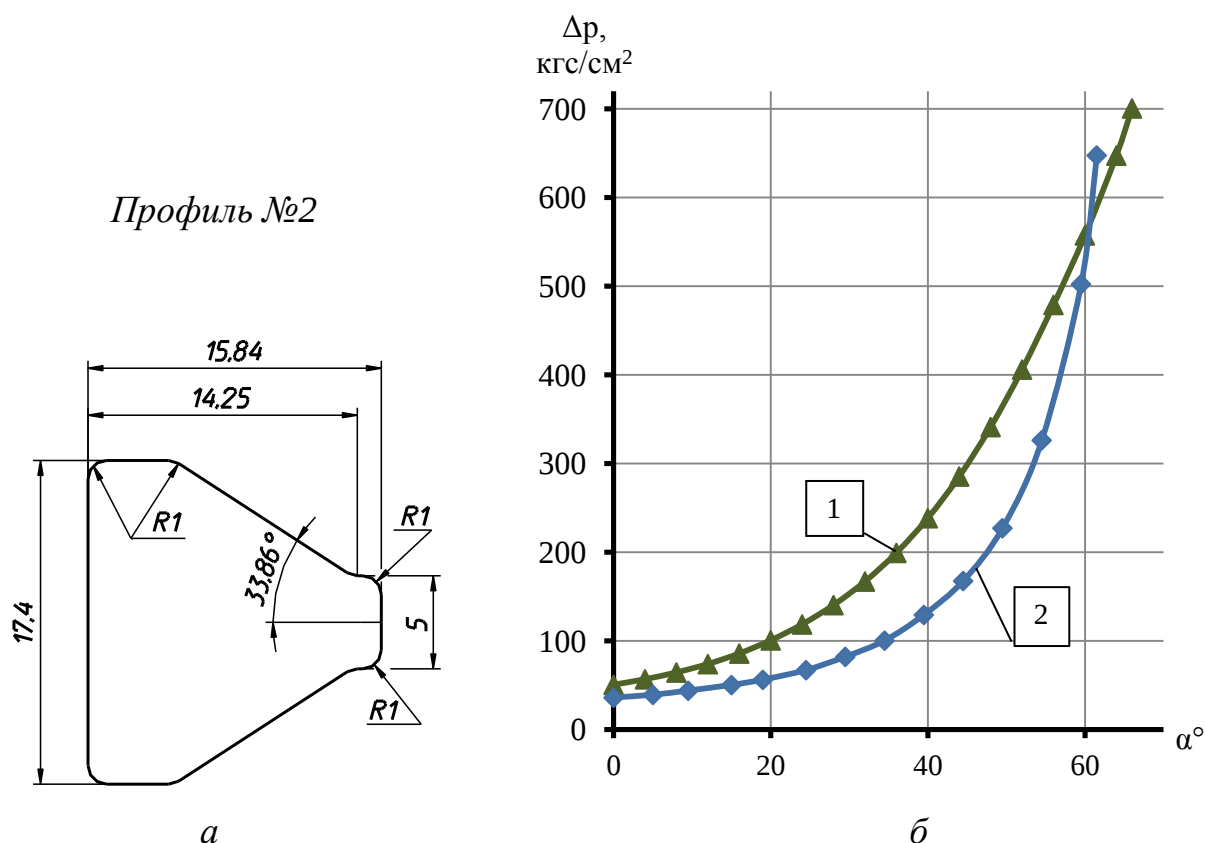


Рисунок 28 – Расчетный профиль окна дросселя и его характеристика (в сравнении с исходной), полученные с помощью трехмерного моделирования [19]:

а – расчетный профиль: X, Y – координаты профиля; б – характеристики профилей: 1 – расчетная характеристика профиля №2; 2 – характеристика исходного (прямоугольного) профиля

Из рисунка 28 видно, что полученный в результате расчета профиль окна не обеспечивает линейный вид гидравлической характеристики. Но, не смотря на это, экспериментальная отработка этого профиля была проведена, так как, во-первых, полученная расчетная характеристика все же имеет меньшую кривизну по сравнению с исходной, а во-вторых, преследовалась цель проверить правильность использованной при расчете этого профиля методики.

После получения таких результатов был проведен второй этап, в ходе которого был определен оптимальный вариант перепадной характеристики дросселя, которая представлена на рисунке 25 (характеристика 2). Профилирование окон дросселя в этом случае проводилось из тех же соображений, что и в первом случае, т.е. необходимо было подобрать геометрию окон таким образом, чтобы параметры рабочего процесса совпали с параметрами, определяемыми этой характеристикой.

В данном случае при моделировании рабочих процессов дросселя рассматривалось стационарное течение несжимаемой жидкости с учетом вязкости, изотермичности и турбулентности. Для определения параметров турбулентности применялся один из вариантов $k - \omega$ модели турбулентности – модель «Shear Stress Transport» (SST) с интенсивностью 5%, адекватной условиям проливки существующей конструкции.

На рисунке 29 представлены сеточные модели дросселя и трансформируемого профиля окон дросселя, полученного путем изменения исходного (прямоугольного).

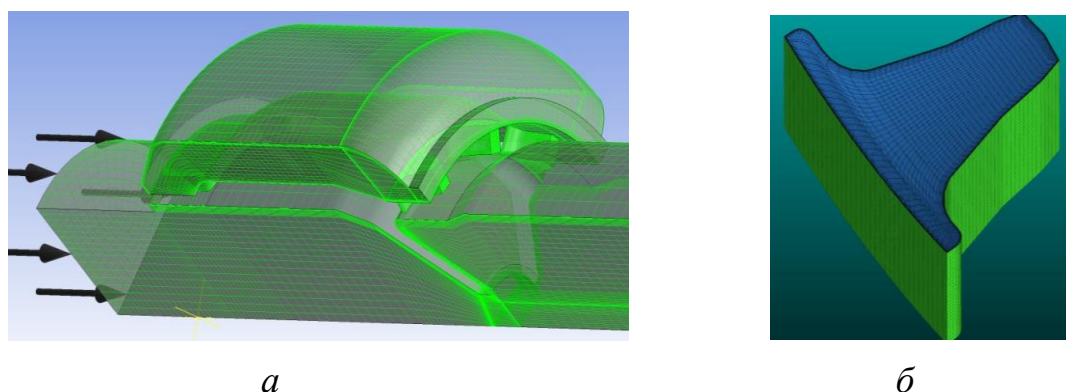


Рисунок 29 – Сеточные модели дросселя и трансформируемого профиля окон дросселя:

a – сеточная модель дросселя; *б* – сеточная модель профиля окон дросселя

Распределения абсолютных давлений и скоростей рабочего тела в проточной части для предельных положений валика 0° и 64° , полученные в ходе проведенного расчета, представлены на рисунках 30 – 33.

Эти рисунки наглядно демонстрируют, как изменяются давления и скорость потока компонента при перемещении рейки дросселя из одного крайнего положения в другое, т.е. при открытых и закрытых дросселирующих окнах.

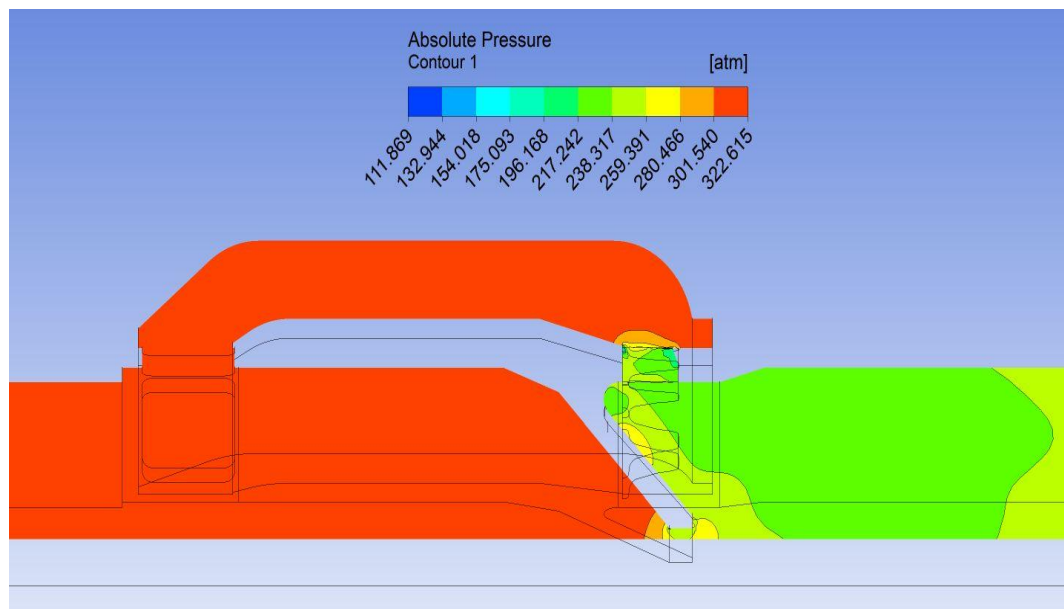


Рисунок 30 – Абсолютное давление при положении валика 0°

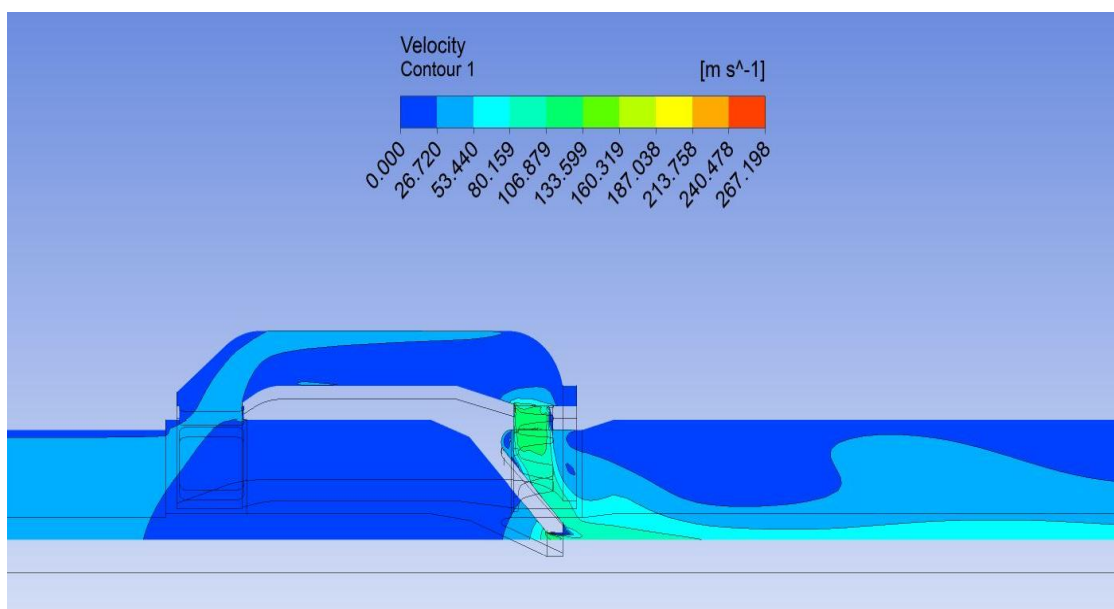


Рисунок 31 – Распределение скорости при положении валика 0°

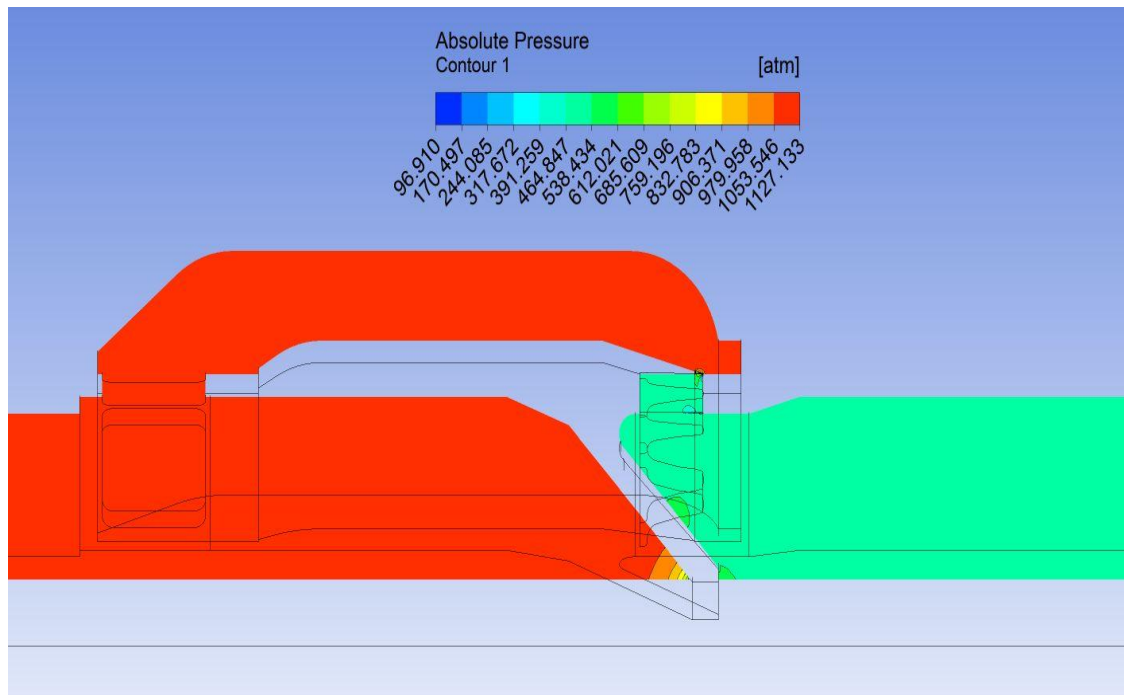


Рисунок 32 – Абсолютное давление при положении валика 64°

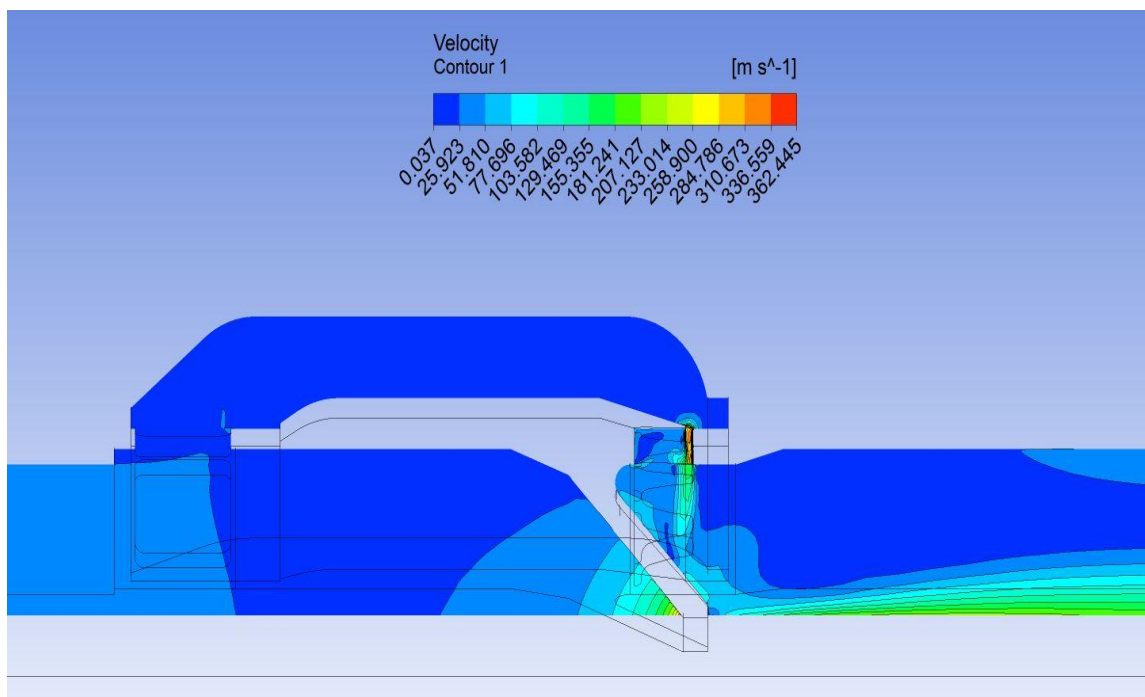


Рисунок 33 – Распределение скорости при положении валика 64°

Результатом расчета стал профиль окна, габариты и перепадная характеристика которого представлены на рисунке 34.

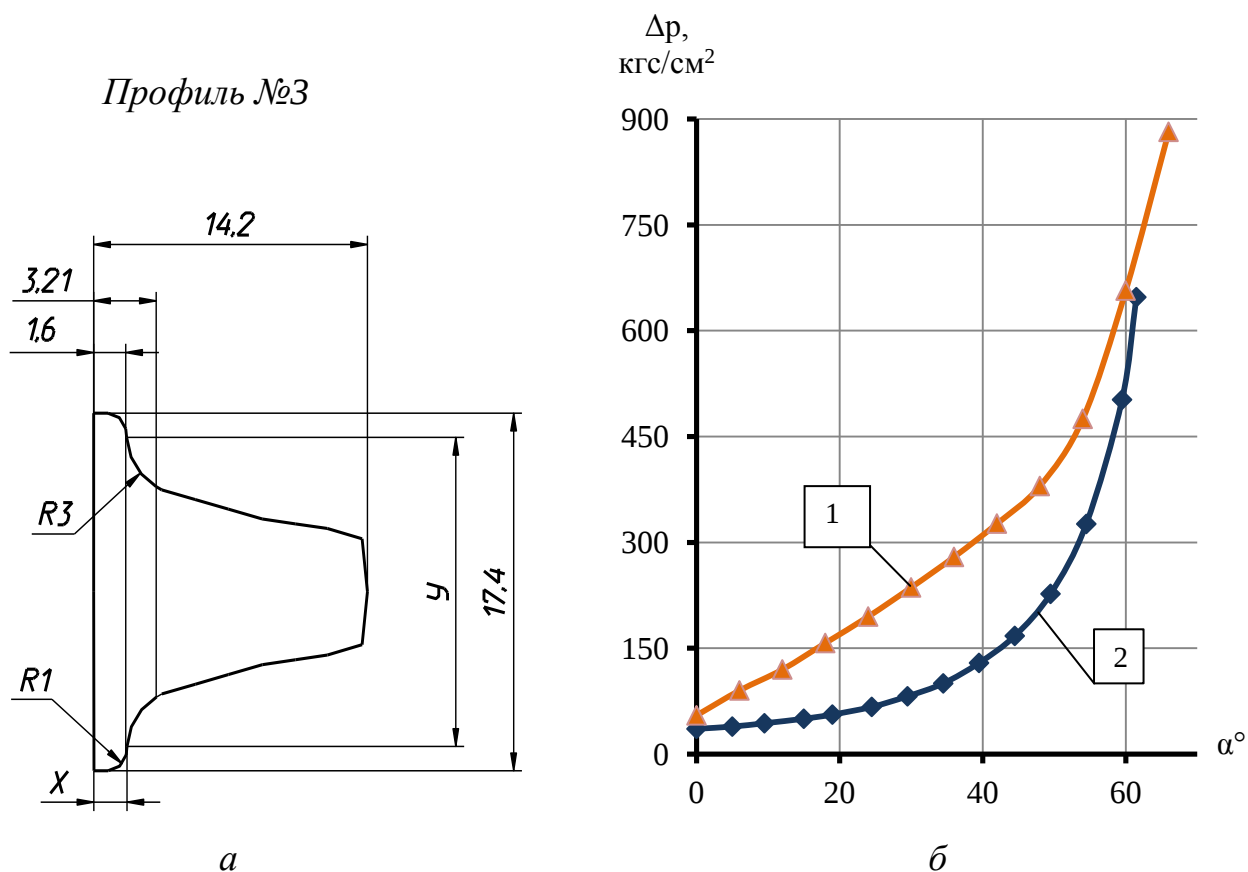


Рисунок 34 – Расчетный профиль окна дросселя и его характеристика в (сравнении с исходной), полученные с помощью трехмерного моделирования, [19]:

a – расчетный профиль: X , Y – координаты профиля; b – характеристики профилей: 1 – расчетная характеристика профиля №3; 2 – характеристика исходного (прямоугольного) профиля

Как видно из этого рисунка рассчитанный профиль окна обеспечивает заданный вид перепадной характеристики дросселя в полной мере.

Расчетные профили окон, представленные на рисунках 24а, 28а, 34а, были доработаны исходя из конструкторских соображений с целью обеспечения технологичности их изготовления. Доработка окон проводилась при условии максимального сохранения первоначальной геометрии (рисунок 21) и заключалась в уточнении расчетных координат профиля (X , Y) с целью обеспечения плавности переходов линий профиля для исключения негативных гидродинамических явлений в процессе работы дросселя.

На рисунке 35 представлены образцы направляющих дросселя РД191 с новыми профилями окон.

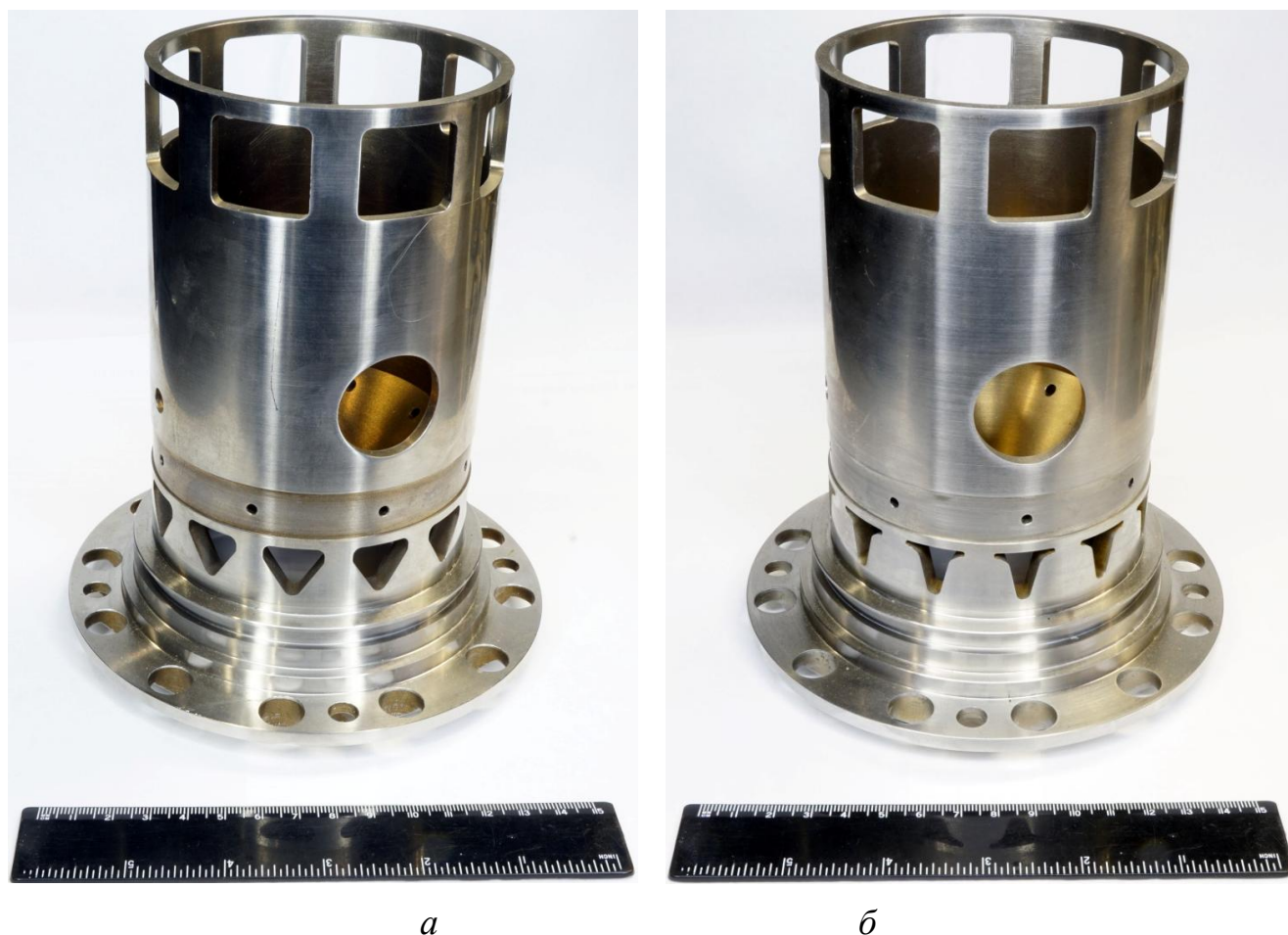


Рисунок 35 – Направляющие дросселя РД191:

а – экспериментальная направляющая с профилем дросселирующего окна №2; *б* – экспериментальная направляющая с профилем дросселирующего окна №3

2.2.3. Расчет пружин агрегатов регулирования

Пружина – это основной конструктивный элемент всех агрегатов регулирования ЖРД. Наиболее часто в этих агрегатах используются пружины сжатия. Данные пружины характеризуются значительным расстоянием между витками (шаг пружины), которое уменьшается под воздействием нагрузки – пружина упруго деформируется. Крайние витки пружин сжатия в агрегатах регулирования имеют специально обработанную опорную поверхность (торцовку) для равномерного распределения усилия по оси пружины и правильной ее центровки.

Пружина является задающим элементом агрегатов регулирования и необходима для их настройки на требуемые уровни давлений. А так же самый нагруженный элемент этих агрегатов с точки зрения условий ее работы и эксплуатации. Поэтому к пружинам агрегатов регулирования предъявляются самые жесткие требования по ряду параметров:

- по стабильности силовой характеристики (например, допуск на рабочие усилия пружины составляет 5% от номинального значения);
- допускам формы (например, допуск перпендикулярности для таких пружин составляет 0,5 мм);
- по геометрическим параметрам пружины, которые для агрегатов регулирования должны иметь первую группу точности, регламентированную отраслевым стандартом;
- по шероховатости поверхности, которая должна иметь значение не менее $Ra=1,25$ мкм (Ra – среднее арифметическое отклонения профиля).

Такие высокие требования позволяют исключить возникновение дополнительных напряжений в пружине при ее работе и обеспечивают высокую точность настройки агрегатов. Расчет пружины – это один из наиболее важных этапов проектирования агрегатов регулирования.

Исходными данными для проектирования пружины являются:

- модуль сдвига материала пружины (G , Па),
- допускаемое напряжение кручения материала пружины ($[\tau_{дон}]$, Па),
- диаметр проволоки пружины (d , м);
- сила предварительного сжатия (P_1 , Н),
- сила рабочего сжатия (P_2 , Н);
- наружный диаметр пружины ($D_{нар}$, м),
- высота пружины в предварительно сжатом состоянии (H_1 , м),
- высота пружины в рабочем положении (H_2 , м);
- высота пружины, сжатой до соприкосновения витков (H_3 , м).

Предварительный выбор параметров пружины следует начать с расчета силы P_1 , которая определяется из уравнения баланса сил стабилизатора, приведенного к виду:

$$P_1 = P_{2пр.м.} + p_2 S_{эф.} - p_3 S_{эф.}, \quad (34)$$

где $P_{2пр.м.}$ – сила рабочего сжатия малой пружины, H ;

p_2 – давление на выходе из стабилизатора, $H/м^2$;

p_3 – давление в дренаже, $H/м^2$;

$S_{эф.}$ – эффективная площадь чувствительного элемента, $м^2$;

Так как пружина является одним из высоконагруженных конструктивных элементов СД, то ее проектирование необходимо вести из условия обеспечения прочности при максимальных нагрузках. В цилиндрической пружине сжатия максимальное напряжение кручения в витках τ_{max} , $Па$ определяется следующим образом [39]:

$$\tau_{max} = k \frac{8P_3 D_{cp}}{\pi d^3} \leq [\tau_{дон.}] \quad (35)$$

где P_3 – сила пружины, сжатой до соприкосновения витков, H ;

D_{cp} – средний диаметр пружины, $м$.

Формулы для определения остальных параметров пружины подробно представлены в [20, 39].

2.2.4. Расчет утечек через зазор в золотниковой паре СД

В гидроагрегатах широко применяются соединения, обеспечивающие взаимное перемещение деталей и определенную степень герметичности без применения каких-либо уплотняемых средств, и агрегаты регулирования не исключение.

Например, в золотниковых стабилизаторах давления степень герметичности (величина утечек) характеризуется плотностью соединения подвижной пары и

обеспечивается выполнением гарантированного малого (микронного) зазора. Соответственно, такие соединения не обеспечивают полной герметичности подвижного соединения. И даже при полностью закрытых дросселирующих окнах перетечки рабочего тела через щелевые зазоры в СД не исключаются.

При проектировании СД очень важно правильно выбрать величину зазора в его подвижном соединении (золотниковой паре) так, чтобы величина утечек не была соизмерима с величиной минимального расхода. Если не выполнить этого условия, то агрегат не будет выполнять свои функции. Кроме того, утечки через подвижные соединения в агрегатах обеспечивают плавное изменение давления компонента, исключая возникновение гидроудара в этих агрегатах.

Подробнее информация о том, чем необходимо руководствоваться при выборе величины зазоров в золотниковых парах представлена в [21, 23].

Расчет утечек компонента через кольцевую щель подвижного соединения «направляющая – золотник» $G_{зол.}$, $м^3/с$ производится по следующему выражению [22]:

$$G_{зол.} = \pi d_{cp.} \left(\frac{\Delta p s^3}{12 \mu L_{зол.}} + \frac{us}{2} \right), \quad (36)$$

где $d_{cp.}$ – средний диаметр кольцевого зазора при концентричном расположении поршня, $м$;

Δp – перепад давления на стабилизаторе, $Н/м^2$;

s – толщина зазора, $м$;

μ – коэффициент динамической вязкости рабочего тела, $сП$;

$L_{зол.}$ – длина щели между золотником и направляющей, $м$;

u – скорость движения золотника, $м/с$.

Расчет утечек рабочего тела через кольцевую щель подвижного соединения «направляющая – поршень» $G_{порш.}$, $м^3/с$:

$$G_{порш} = \chi \cdot \pi d_{cp} \cdot \left(\frac{\Delta p_{порш} s^3}{12 \mu L_{порш}} + \frac{us}{2} \right), \quad (37)$$

где χ – коэффициент потерь расхода в проточках поршня (не более 0,05);

$\Delta p_{порш}$ – разница давлений на выходе из стабилизатора и дренаже, H/m^2 :

$$\Delta p_{порш} = p_2 - p_3, \quad (38)$$

$L_{порш}$ – длина щели между поршнем и направляющей, m .

2.2.5. Определение влияние гидравлических характеристик подводящих и отводящих магистралей

Данный расчет позволяет определить наиболее оптимальные геометрические параметры подводящих и отводящих магистралей СД, обеспечивающих минимально возможные потери давления в них.

Расчет потерь давления в магистральных Δp_n , H/m^2 проводится по формуле Дарси-Вейсбаха [22]:

$$\Delta p_n = \lambda \cdot \frac{l}{d_y} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}, \quad (39)$$

где l – длина трубопровода, m ;

d_y – внутренний диаметр трубопровода, m ;

ρ – плотность рабочего тела, kg/m^3 ;

V – скорость потока, m/c :

$$V = \frac{G}{F_{mp.}}, \quad (40)$$

G – расход рабочего тела, m^3/c ;

Re – число Рейнольдса:

$$Re = \frac{V \cdot d_y}{\nu}, \quad (41)$$

где ν – кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{с}$ ($\nu = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$);

$F_{\text{тр.}}$ – площадь внутреннего сечения трубы, м^2 :

$$F_{\text{тр.}} = \frac{\pi d_y^2}{4}, \quad (42)$$

λ – коэффициент потерь на трение по длине трубы:

$$\lambda = f(\text{Re}). \quad (43)$$

Коэффициент сопротивления при ламинарном течении определяется по формуле [25, 64]:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (44)$$

Коэффициент сопротивления при турбулентном течении определяется по формуле [25, 64]:

$$\lambda = 0,3164 \text{Re}^{-0,25}. \quad (45)$$

2.2.6. Расчет потребной эффективной площади чувствительного элемента

Расчет потребной эффективной площади чувствительного элемента (поршня) приводится для конструкции СД, представленной на рисунке 3.

Порядок расчета следующий:

1) с помощью размерного расчета определяются размер гнезд X_6 , X_8 , м под пружины 6, 8 (рисунок 3), когда дросселирующие окна СД полностью перекрыты;

2) определяется жесткость пружин 6 и 8 z_6 и z_8 , Н/м по формуле:

$$z_i = \frac{Gd^4}{8D_{\text{сп}}^3 n}, \quad (46)$$

где n – число рабочих витков;

3) определить усилие пружины 6 в положении настройки $P_{1(6)\text{настр.}}$, Н (когда дросселирующие окна открыты) (рисунок 3) по формуле:

$$P_{1(6)\text{настр.}} = P_B + \Delta l_6 z_6, \quad (47)$$

где

$$\Delta l_6 = B - X_6, \quad (48)$$

P_6 – усилие пружины 6 при размере B , см (рисунок 3), H .

4) определяется рабочее усилие пружины 8 в положении настройки, H (когда дросселирующие окна открыты) (рисунок 3) по формуле:

$$P_{2(8)настр.} = P_{1(8)} + \Delta l_8 z_8, \quad (49)$$

где $P_{1(8)}$ – усилие пружины 8 в предварительно сжатом состоянии, H ;

$$\Delta l_8 = H_{1(8)} - X_8, \quad (50)$$

где $H_{1(8)}$ – высота пружины 8 в предварительно сжатом состоянии, m .

5) определяется суммарное усилие пружин 6 и 8 по формуле:

$$P_{\Sigma} = P_{1(6)настр.} - P_{2(8)настр.}. \quad (51)$$

6) задавшись значением выходного давления по формуле (52) определяем потребный диаметр поршня $d_{порш}$, m для заданных условий работы СД:

$$d_{порш} = \sqrt{\frac{4P_{\Sigma}}{\pi p_2}}. \quad (52)$$

Подставляя в формулу (52) требуемые значения выходного давления, можно предварительно оценить, как влияет диаметр поршня на величину выходного давления.

2.3. Расчетные схемы и математическая модель СД ЖРД

Для облегчения понимания функционирования СД в такой сложной системе, как двигатель, а также упрощения составления математической модели СД и программного функционала программы расчета СД, был составлен ряд расчетных схем, которые демонстрируют взаимосвязь стабилизатора с другими агрегатами двигателя (рисунок 36), течения компонентов топлива по внутренним полостям стабилизатора (рисунок 37) и «сшивки» магистралей по их характеристикам (т.е.

объединение разнородных параметров магистралей в обобщенную систему с помощью математических уравнений) (рисунок 39).

Расчетные схемы, использовавшиеся при составлении математической модели стабилизатора давления в системе двигателя, представлены на рисунках 36, 37, 38.

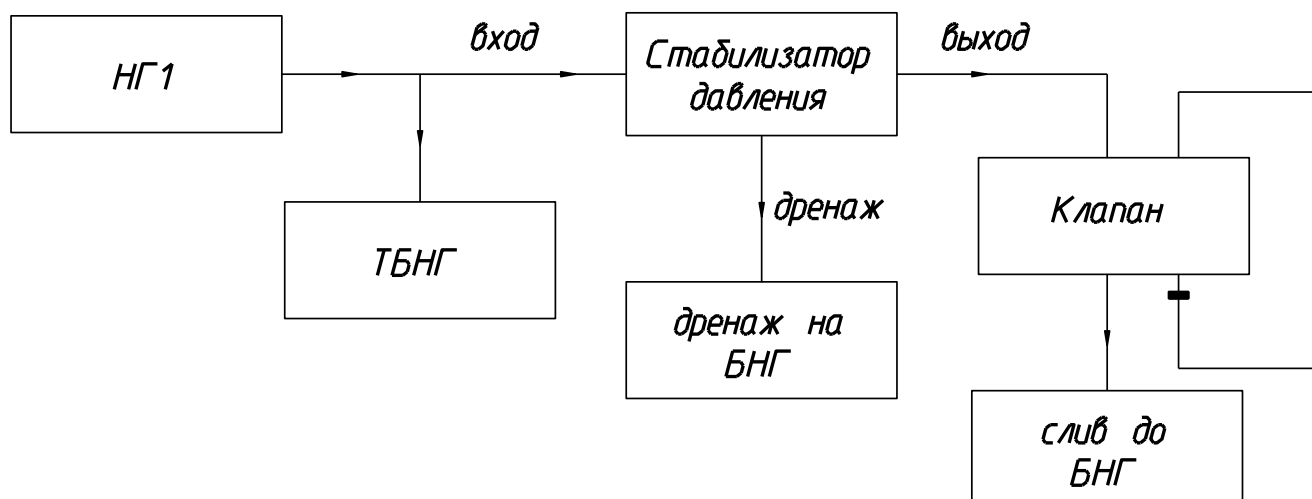


Рисунок 36 – Расчетная схема подвода и отвода гидромагистралей СД:

НГ1 – насос горючего первой ступени; ТБНГ – турбина бустера насоса горючего; БНГ – бустер насоса горючего

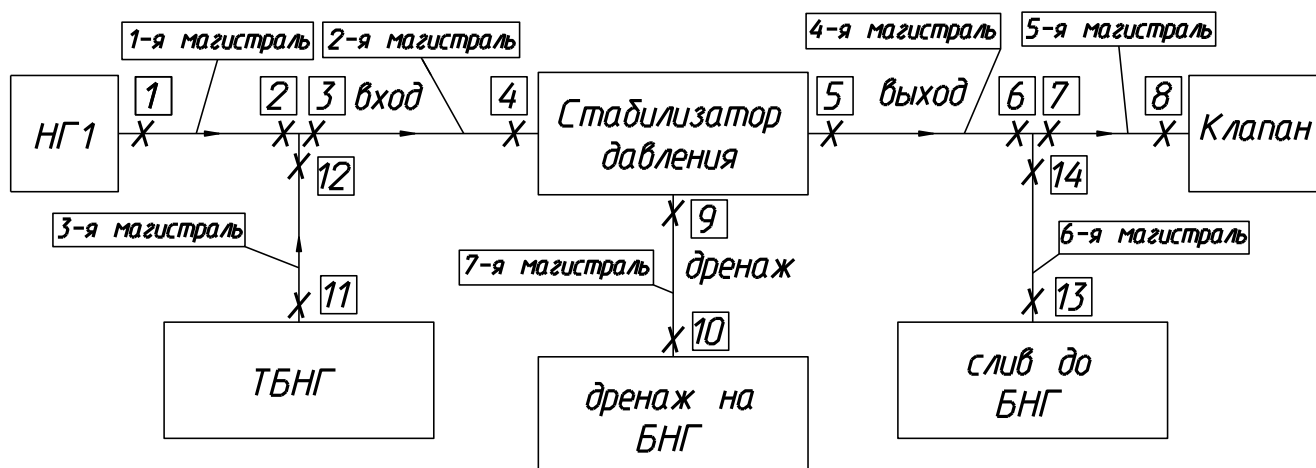


Рисунок 37 – Расчетная схема для «сшивки» магистралей по характеристикам:

1, 2, 3, ..., 14 – шайбы, НГ1 – насос горючего первой ступени; ТБНГ – турбина бустера насоса горючего; БНГ – бустер насоса горючего

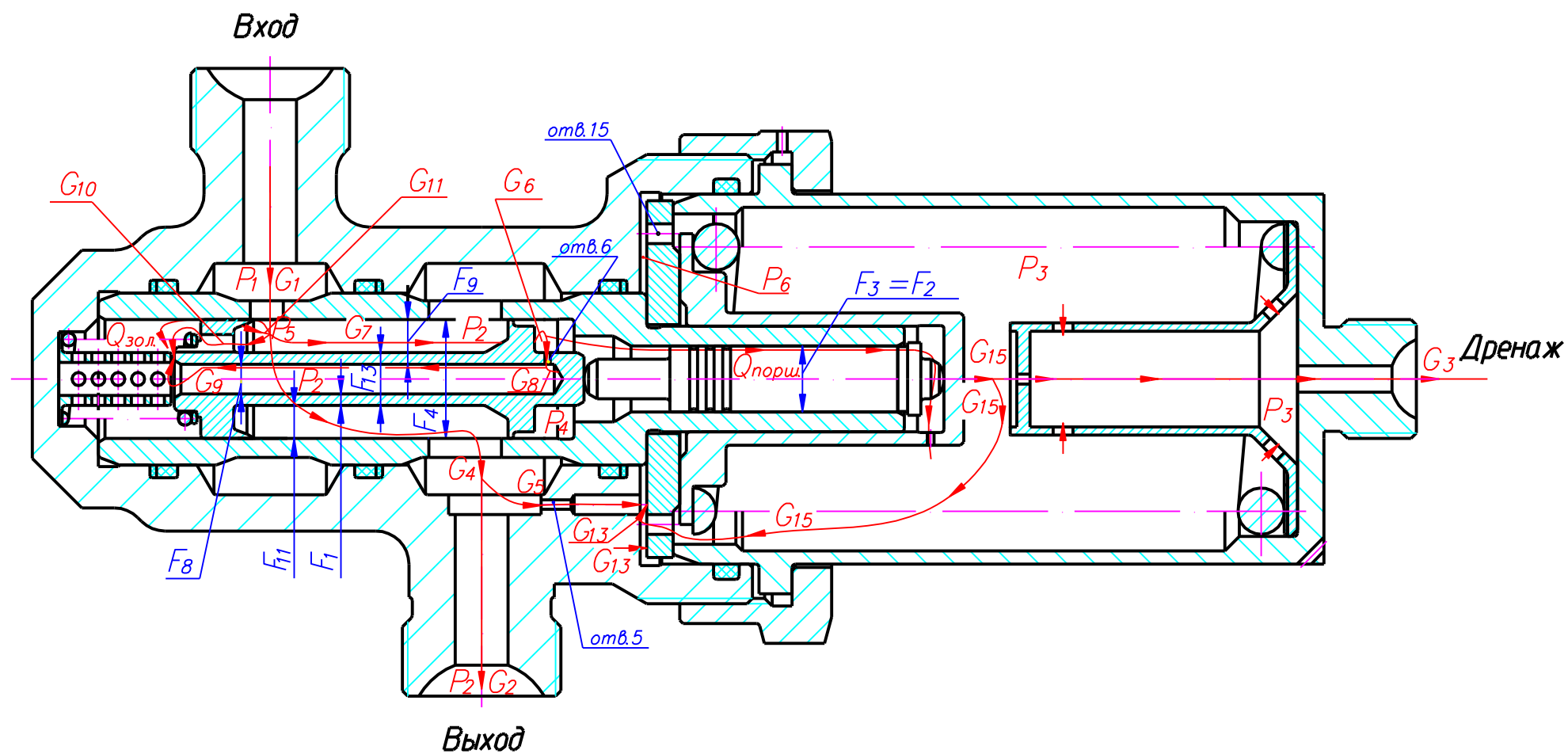


Рисунок 38 – Расчетная схема течения рабочего тела в стабилизаторе давления

Математическая модель, описывающая в общем виде динамику рабочих процессов СД и учитывающая волновые процессы в присоединяемых магистралях, утечки через подвижные элементы (поршень и золотник) представлена в виде следующей системы уравнений [4, 5, 11, 17, 27 – 29, 41, 57, 59, 60, 72 – 74]:

Уравнения подвижных частей стабилизатора:

$$m \cdot \frac{du}{dt} + e \cdot u + k_2 \cdot (h + x_{n2}) - k_1 \cdot (h + x_{n1}) = (F_4 + F_5(h)) \cdot p_2 - (F_4 - F_3) \cdot p_4 - F_{14} \cdot p_3 - F_5(h) \cdot p_5 + (F_{14} - F_2) \cdot p_6, \quad (53)$$

где

$$m = m_1 + m_2 + \frac{1}{3} \cdot (m_{n1} + m_{n2}), \quad (54)$$

$$\frac{dh}{dt} = u, \quad (55)$$

где h – перемещение золотника 9, см (рисунок 3);

u – скорость перемещения подвижных частей стабилизатора, м/с;

m – масса движущихся частей стабилизатора, кг;

m_1 – масса золотника 9, кг (рисунок 3);

m_2 – суммарная масса поршня 12 и опоры 5, кг (рисунок 3);

m_{n1} – масса пружины 8, кг (рисунок 3);

m_{n2} – масса пружины 6, кг (рисунок 3);

e – коэффициент вязкого трения золотника 9;

k_2 – жесткость пружины 6, Н/м;

k_1 – жесткость пружины 8, Н/м;

x_{n1} – предварительное поджатие пружины 8, м;

x_{n2} – предварительное поджатие пружины 6, м;

$F_4, F_5, F_3, F_{14}, F_2$ – площади, м² (рисунок 38);

p_2 – давление на выходе из стабилизатора, Н/м² (рисунок 38);

p_4 – давление в полости стабилизатора за отверстием 6, Н/м² (рисунок 38);

p_3 – давление на выходе из стабилизатора в дренаж, Н/м² (рисунок 38);

p_5 – давление на «острой кромке» золотника 9, H/m^2 (рисунки 3, 38);

p_6 – давление в полости перед отверстиями в дренаж, H/m^2 (рисунок 38).

Уравнения движения рабочего тела через дросселирующие окна В (рисунок 3 вид В):

$$p_2 = p_1 - \xi_1(h) \cdot G_1 \cdot |G_1| - j_1 \cdot \frac{dG_1}{dt}, \quad (56)$$

$$\xi_1 = \frac{1}{2 \cdot \gamma \cdot (\mu_{зол} \cdot F_s)^2}, \quad (57)$$

$$j_1 = \frac{l}{F_s}, \quad (58)$$

$$F_s = n_{окон} \cdot F(h), \quad (59)$$

где γ – удельный вес рабочего тела, H/m^3 ;

ξ_1 – коэффициент гидросопротивления дросселирующего окна;

j_1 – коэффициент «инерционных потерь» (может быть как положительным, так и отрицательным);

l – эквивалентная глубина дросселирующего окна, м;

$\mu_{зол}$ – коэффициент расхода дросселирующего окна;

$n_{окон}$ – количество дросселирующих окон;

$F(h)$ – проходная площадь дросселирующих окон (функция перемещения золотника), m^2 ;

F_s – суммарная площадь дросселирующих окон, m^2 ;

p_1 – давление на входе в стабилизатор, H/m^2 (рисунок 38);

G_1 – весовой расход рабочего тела на входе в стабилизатор, m^3/c (рисунок 38).

Уравнение движения рабочего тела от входа в стабилизатор до «острой кромки» золотника:

$$p_5 = p_1 - \xi_2(h) \cdot G_1 \cdot |G_1| - j_1 \cdot \frac{dG_1}{dt}, \quad (60)$$

где

$$\xi_2 = \frac{1}{2 \cdot \gamma \cdot (\mu_{зол} \cdot e_{зол} \cdot F_s)^2}, \quad (61)$$

где e – коэффициент восстановления дросселирующего окна В (рисунок 3 вид В);

Коэффициент j_1 и площадь F_s в уравнениях (60), (61) определяются по формулам (58) и (59) соответственно.

Уравнение движения рабочего тела через отверстия 6 в золотнике (рисунок 38):

$$p_2 = p_4 - \xi_6 \cdot G_6 \cdot |G_6| - j_6 \cdot \frac{dG_6}{dt}. \quad (62)$$

Уравнение движения рабочего тела через отверстие 5 на слив (рисунок 38):

$$p_6 = p_2 - \xi_5 \cdot G_5 \cdot |G_5| - j_5 \cdot \frac{dG_5}{dt}. \quad (63)$$

Уравнение движения рабочего тела через отверстия 15 (рисунок 38):

$$p_6 = p_3 - \xi_{15} \cdot G_{15} \cdot |G_{15}| - j_{15} \cdot \frac{dG_{15}}{dt}, \quad (64)$$

В уравнениях (62) – (64) коэффициенты гидросопротивления и инерционных потерь отверстия – ξ_i и j_i определяются по следующим зависимостям:

$$j_i = \frac{l_i}{\frac{\pi}{4} \cdot d_i^2}, \quad (65),$$

$$\xi_i = \frac{1}{2 \cdot \gamma \cdot \left(\mu_i \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_i^2 \right)^2}, \quad (66)$$

где i – индекс, обозначающий конкретное отверстие;

μ_i – коэффициент расхода конкретного отверстия;

d_i – диаметр конкретного отверстия, м;

l_i – длина конкретного отверстия, м;

G_i – весовой расход через конкретное отверстие, $\text{м}^3/\text{с}$.

Балансы расходов (рисунок 38):

$$G_4 = G_2 + G_5, \quad (67)$$

$$G_6 = \gamma \cdot (F_4 - F_3) \cdot u - \frac{V_4}{c_4^2} \cdot \frac{dp_4}{dt}, \quad (68)$$

$$G_3 = G_{14} - G_{15} - \frac{V_3}{c_3^2} \cdot \frac{dp_3}{dt}, \quad (69)$$

$$G_5 = G_{13} - G_{15} + \frac{V_6}{c_6^2} \cdot \frac{dp_6}{dt}, \quad (70)$$

$$G_{14} = \gamma \cdot F_{14} \cdot u, \quad (71)$$

$$G_{13} = \gamma \cdot (F_{14} - F_2) \cdot u, \quad (72)$$

$$G_6 = G_8 + G_9, \quad (73)$$

$$G_8 = \gamma \cdot F_8 \cdot u, \quad (74)$$

$$G_7 = \gamma \cdot (F_4 - F_{13}) \cdot u, \quad (75)$$

$$G_{12} = G_{10} + G_9, \quad (76)$$

$$G_{11} = \gamma \cdot F_{11} \cdot u, \quad (77)$$

$$G_{12} = \gamma \cdot F_9 \cdot u, \quad (78)$$

$$G_1 = G_4 + G_7 + G_{10} - G_{11} + \frac{V_2}{c_2^2} \cdot \frac{dp_2}{dt} + G_{\text{зол.}} + G_{\text{порш.}}, \quad (79)$$

где G_i – расходы, $\text{м}^3/\text{с}$;

F_i – площади, м^2 ;

V_4 – объем емкости под давлением p_4 , м^3 ;

V_3 – объем емкости под давлением p_3 , м^3 ;

V_6 – объем емкости под давлением p_6 , м^3 ;

V_2 – объем емкости под давлением p_2 , м^3 ;

c_4 – эквивалентная скорость звука в объеме V_4 , $\text{м}/\text{с}$;

c_3 – эквивалентная скорость звука в объеме V_3 , $\text{м}/\text{с}$;

c_6 – эквивалентная скорость звука в объеме V_6 , $\text{м}/\text{с}$;

c_2 – эквивалентная скорость звука в объеме V_2 , $\text{м}/\text{с}$.

Уравнения движения в магистралях с учётом сжимаемости рабочего тела (жидкости), т.е. с учётом акустических волн

Уравнения движения сжимаемой жидкости (распределенные параметры в магистралях):

1. Уравнение состояния рабочего тела:

$$\frac{\partial p}{\partial \rho} = c^2. \quad (80)$$

1. Уравнение сохранения массы:

$$\frac{\partial \rho \cdot F}{\partial t} + \frac{\partial \rho \cdot u \cdot F}{\partial x} = 0, \quad (81)$$

где ρ – массовая плотность рабочего тела, кг/см^3 ;

F – проходная площадь, м^2 ;

u – скорость потока рабочего тела, м/с .

2. Уравнение сохранения импульсов (уравнение Ньютона)

$$\frac{\partial \rho \cdot F}{\partial t} + \frac{\partial (p + \rho \cdot u^2) \cdot F}{\partial x} = \varphi + p \cdot \frac{\partial F}{\partial x}, \quad (82)$$

где φ – потери на трение;

p – давление (статическое), Н/м^2 .

Для $F = \text{const}$ уравнения можно привести к виду:

$$\frac{g \cdot F}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t} = - \frac{\partial G}{\partial x}, \quad (83)$$

где c – приведенная скорость звука, м/с ,

$$\frac{1}{F} \frac{\partial G}{\partial t} = -\xi \cdot G \cdot |G| - \frac{\partial p}{\partial x} \quad (84)$$

где G – весовой расход ($G(t, x)$), $\text{м}^3/\text{с}$;

F – проходная площадь, м^2 ;

ξ – коэффициент активного сопротивления единицы длины магистрали.

Получим эти уравнения в форме характеристик:

– на характеристике $\frac{dx}{dt} = +c$ выполняется соотношение:

$$dp + z \cdot dG = -\xi \cdot G \cdot |G| \cdot c \cdot dt, \quad (85)$$

– на характеристике $\frac{dx}{dt} = -c$ выполняется соотношение:

$$dp - z \cdot dG = +\xi \cdot G \cdot |G| \cdot c \cdot dt, \quad (86)$$

$$z = \frac{c}{F}, \quad (87)$$

$$\xi = \frac{2 \cdot \Delta \bar{p}}{\bar{G}^2 \cdot L}, \quad (88)$$

$$c \cdot dt = dx, \quad (89)$$

где $\Delta \bar{p}$ – стационарный перепад на магистрали, H/m^2 ;

$\bar{G}^2$ – стационарный квадрат расхода через магистраль, m^3/c .

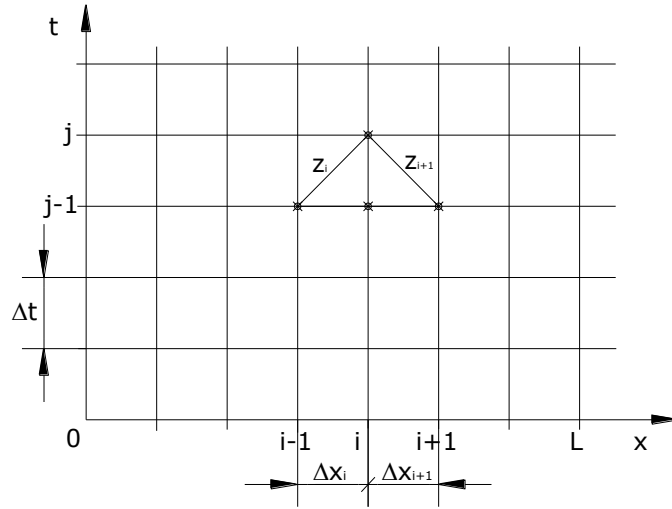


Рисунок 39 – К расчету уравнений движения сжимаемой жидкости

В конечных разностях:

– уравнение (84) примет вид:

$$P_i^j - P_{i-1}^{j-1} + z \cdot (G_i^j - G_{i-1}^{j-1}) = -\xi \cdot \Delta x \cdot \left(\frac{G_{i-1}^{j-1} + G_i^j}{2} \right) \left| \frac{G_{i-1}^{j-1} + G_i^j}{2} \right|, \quad (90)$$

– уравнение (85) примет вид:

$$P_i^j - P_{i+1}^{j-1} - z \cdot (G_i^j - G_{i+1}^{j-1}) = +\xi \cdot \Delta x \cdot \left(\frac{G_{i+1}^{j-1} + G_i^j}{2} \right) \left| \frac{G_{i+1}^{j-1} + G_i^j}{2} \right|, \quad (91)$$

$$\left| \frac{G_{i+1}^{j-1} + G_i^j}{2} \right| \approx \left| \frac{G_{i+1}^{j-1} + G_i^{j-1}}{2} \right|, \quad (92)$$

$$s = \xi \cdot \Delta x. \quad (93)$$

Уравнения (89), (90) можно преобразовать к виду:

– уравнение (89):

$$P_i^j + (z + 0.25 \cdot s \cdot |G_{i-1}^{j-1} + G_i^{j-1}|) G_i^j = P_{i-1}^{j-1} + (z - 0.25 \cdot s \cdot |G_{i-1}^{j-1} + G_i^{j-1}|) G_{i-1}^{j-1}, \quad (94)$$

– уравнение (90):

$$P_i^j - (z + 0.25 \cdot s \cdot |G_{i+1}^{j-1} + G_i^{j-1}|) G_i^j = P_{i+1}^{j-1} - (z - 0.25 \cdot s \cdot |G_{i+1}^{j-1} + G_i^{j-1}|) G_{i+1}^{j-1}. \quad (95)$$

Обозначим

$$\Delta e = 0.25 \cdot s \cdot |G_{i-1}^{j-1} + G_i^{j-1}|, \quad (96)$$

$$\Delta b = 0.25 \cdot s \cdot |G_{i+1}^{j-1} + G_i^{j-1}|, \quad (97)$$

$$p_e = P_{i-1}^{j-1} + (z - \Delta e) \cdot G_{i-1}^{j-1}, \quad (98)$$

$$p_b = P_{i+1}^{j-1} - (z - \Delta b) \cdot G_{i+1}^{j-1}, \quad (99)$$

тогда уравнение (89) примет вид:

$$P_i^j + (z + \Delta e) \cdot G_i^j = p_e, \quad (100)$$

а уравнение (90) будет следующим:

$$P_i^j - (z + \Delta b) \cdot G_i^j = p_b. \quad (101)$$

Отсюда

$$G = \frac{p_e - p_b}{2 \cdot z + \Delta b + \Delta e}, \quad (102)$$

$$p = p_e - (z + \Delta e) \cdot G. \quad (103)$$

«Сшивки» магистралей по характеристикам:

1) Соотношения между расходом и давлением на характеристиках.

2) Уравнения магистралей с сосредоточенными (объединенные) сопротивлениями (шайбы):

$$p_{u4} - p_1 - k_{u4} \cdot G_1 \cdot |G_1(t - \Delta t)| - j_{u4} \cdot \frac{dG_1}{dt} = 0, \quad (104)$$

$$p_{u5} - p_2 + k_{u5} \cdot G_2 \cdot |G_2(t - \Delta t)| + j_{u5} \cdot \frac{dG_2}{dt} = 0, \quad (105)$$

$$p_{ui} - p_3 + k_{ui} \cdot G_3 \cdot |G_3(t - \Delta t)| + j_{ui} \cdot \frac{dG_3}{dt} = 0, \quad (106)$$

где p_{ui} – давление на i -той шайбе, кгс/см² (рисунок 37);

k_{ui} – коэффициент сопротивления i -той шайбы (рисунок 37);

j_{ui} – коэффициент инерционных потерь i -той шайбы (рисунок 37).

Представленная выше математическая модель может использоваться не только для описания динамики рабочих процессов СД, но и статики. Для этого необходимо приравнять производные соответствующих уравнений математической модели к нулю.

Кроме того, представленная здесь методика расчета СД частично может использоваться и для расчета аналогичных элементов дросселя и регулятора расхода например, при расчете профилей дросселирующих окон простой и сложной формы, пружин и др.

2.4. Программа расчета СД ЖРД больших тяг

На основе представленной выше математической модели была разработана программа расчета золотниковых одноступенчатых СД ЖРД больших тяг, код которой представлена в приложении 1 диссертационной работы.

Данная программа позволяет проводить расчеты основных выходных параметров СД ЖРД с учетом влияния гидравлических характеристик подводящих и отводящих магистралей, возмущений давления в этих магистралях, а также учитывать особенности конструкции (профиль дросселирующих окон, усилие пружин, площади чувствительного элемента и др.) и их влияние на рабочие характеристики СД. Цель ее создания – сокращение сроков разработки аналогичных СД.

Кроме того, программа расчета СД позволит оперативно решать вопросы, связанные со случаями нештатной работы стабилизатора в составе двигателя при огневых испытаниях (например, с помощью этой программы была определена причина несоответствия (превышения) величины выходного давления СД величине выходного давления требуемой по техническому заданию при огневых ис-

пытаниях двигателя РД191); оценить еще до модельных испытаний агрегата на стенде влияние отступлений от конструкторской документации на выходные параметры стабилизатора, что позволит оперативно принять решение о допуске агрегата до дальнейших работ. Результаты такой оценки позволят определить возможность допуска агрегата до дальнейших работ.

Решение данной системы нелинейных уравнений осуществляется методом Ньютона – Рафсона – Якоби – Гаусса. Структура метода Ньютона – Рафсона – Якоби – Гаусса подробно описана в коде программы, представленном в приложении 1 данной работы, и в [16, 47, 66, 67, 71]

2.5. Методические рекомендации для проектирования СД ЖРД больших тяг

В ходе выполнения данной работы автором был проведен анализ технической и патентной литературы, имеющих конструкции стабилизаторов давления, а также других агрегатов регулирования, применяемых в ЖРД, и сформированы следующие методические рекомендации, которыми необходимо руководствоваться при разработке СД для ЖРД:

– выбор схемы агрегата зависит от условий его работы. Для двигателей ЖРД больших тяг оптимальной для стабилизаторов давления является золотниковая схема, так как она, в отличие от других конструктивных схем (мембранной или клапанного типа), работающих при перепадах давления до ~ 200 кгс/см², способна выдерживать более высокие значения перепадов давления рабочего тела до ~ 600 кгс/см². Кроме того, такая конструкция относительно проста в изготовлении, в ней практически отсутствует трение, имеет меньшее количество дополнительных требований к параметрам чувствительных элементов, по сравнению с мембранной схемой, исключает возникновение гидравлического удара при закрытии и менее чувствительна к загрязнителям рабочего тела в отличие от СД клапанного типа.

При выборе конструктивной схемы стабилизатора также необходимо проводить оценку ее безкавитационной работы в условиях больших скоростей потока компонентов топлива и резкого местного понижения давления в жидкости;

- необходимо проводить целый комплекс расчетов: расчет его основных конструктивных параметров, утечек и влияния гидравлических характеристик отводящих и подводящих магистралей СД для исключения ошибок при настройке агрегата;

- требуется обеспечить оптимальный запас по потребной площади дросселирующих окон и усилию пружины, который позволит нивелировать возникающим разбросом допусков на технические и конструктивные параметры СД. В зависимости от требований, предъявляемых к СД (уровня входных, выходных давлений и расходов) профиль его дросселирующих окон может быть сложной или простой формы;

- расчет пружины – задающего и самого нагруженного элемента СД – должен основываться на жестких требованиях к стабильности ее силовой характеристики, допускам формы и геометрическим параметрам пружины, что позволит исключить возникновение дополнительных напряжений в пружине при ее эксплуатации и обеспечить высокую точность настройки агрегата;

- величина зазоров в золотниковой паре должна выбираться с учетом физико-механических свойства материала, из которого она изготавливается, и расчета деформаций деталей золотниковой пары. Расход компонента через зазоры не должен превышать величины минимального расхода через СД. Для уменьшения влияния утечек через зазор (между деталями подвижного соединения СД) на величину расхода в конструкции необходимо предусмотреть жиклер, отводящий часть расхода, подаваемого на вход в стабилизатор, в дренаж;

- необходимо проводить расчет по подбору оптимальных геометрических параметров его подводящих и отводящих магистралей, с целью обеспечения минимальных потерь давления в них при заданных условиях работы этого агрегата.

ГЛАВА 3. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТНЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ, ПОДВДЯЩИХ И ОТВОДЯЩИХ МАГИСТРАЛЕЙ СТАБИЛИЗАТОРА ДАВЛЕНИЯ ЖРД НА ИХ РАБОТОСПОСОБНОСТЬ

3.1. Особенности модельных испытаний стабилизаторов давления

Модельные испытания стабилизаторов давления можно разделить на три этапа:

- настройка стабилизатора (цеховая и стендовая);
- снятие рабочих характеристик СД (в нормальных условиях окружающей среды);
- испытания на воспроизводимость рабочих характеристик СД.

При отработке стабилизатора давления, как правило, модельные испытания проводятся в следующем объеме:

- первоначальная настройка пружины 6 СД (рисунок 3) в цехе;
- проверка герметичности уплотнений агрегата в месте соединения крышки 7 и корпуса 2 (рисунок 3);
- снятие рабочих характеристик СД;
- испытания при положительной и отрицательной температуре ($\pm 50^{\circ}\text{C}$);
- испытания на тряску и вибрацию;
- повторное снятие рабочих характеристик СД, после температурных испытаний и испытаний на тряску и вибрацию (испытания на воспроизводимость рабочих характеристик СД);
- дефектация СД.

Технические указания на проведение модельных испытаний СД включают в себя следующие основные требования:

- диапазоны изменения входного давления и расхода рабочего тела, в которых должен работать агрегат;
- величину выходного давления;

– величину давления со стороны дренажа.

Особенности цеховой настройки СД были изложены ранее, в параграфе 1.1 главы 1 настоящей диссертационной работы, поэтому здесь более подробно остановимся на стендовой настройке этого агрегата.

Стендовая настройка стабилизатора давления происходит следующим образом: на вход в СД, установленного в гидравлический стенд, подается рабочее тело (вода) под максимальным давлением и на минимальном расходе (значения этих и указанных далее параметров СД задаются в соответствии с требованиями технического задания), и измеряется величина выходного давления.

Если измеренное выходное давление $p_{\text{вых. изм.}}$ выходит за пределы требуемого максимального значения выходного давления, но не более, чем на 3 кгс/см^2 (значение величины этого отклонения основывается на опыте НПО Энергомаш), то стабилизатор поднастраивается путем уменьшения или увеличения суммарной толщины шайб 14 (см. рисунок 3) на величину Δl , мм

$$\Delta l = \frac{\Delta p}{4,65} \pm 0,2, \quad (107)$$

где Δp – величина несоответствия выходного давления, которая определяется как:

$$\Delta p = p_{\text{вых. доп.}} - p_{\text{вых. изм.}}, \quad (108)$$

где $p_{\text{вых. изм.}}$ – измеренное выходное давление;

$p_{\text{вых. доп.}}$ – допускаемое значение выходного давления.

Поднастройка проводится в цехе и заключается в частичной разборке СД: отворачивается гайка 11, снимается крышка 7 и устанавливается необходимое количество шайб 14 (см. рисунок 1). После поднастройки СД вновь проверяется на герметичность и проходит стендовую настройку заново.

Если стендовая настройка проходит успешно, т. е. измеренное выходное давление $p_{\text{вых. изм.}}$ не выходит за пределы требуемого максимального значения выходного давления, снятие рабочей характеристики стабилизатора продолжается: значение давления рабочего тела, подаваемого на вход СД, уменьшается до ми-

нимального и измеряется величина выходного давления на минимальном расходе воды. Затем расход рабочего тела увеличивается до максимального и измеряется величина выходного давления при максимальном и минимальном значении входного давления.

Полученные таким образом данные оформляются в виде графиков – рабочих характеристик СД, которые представлены на рисунке 18.

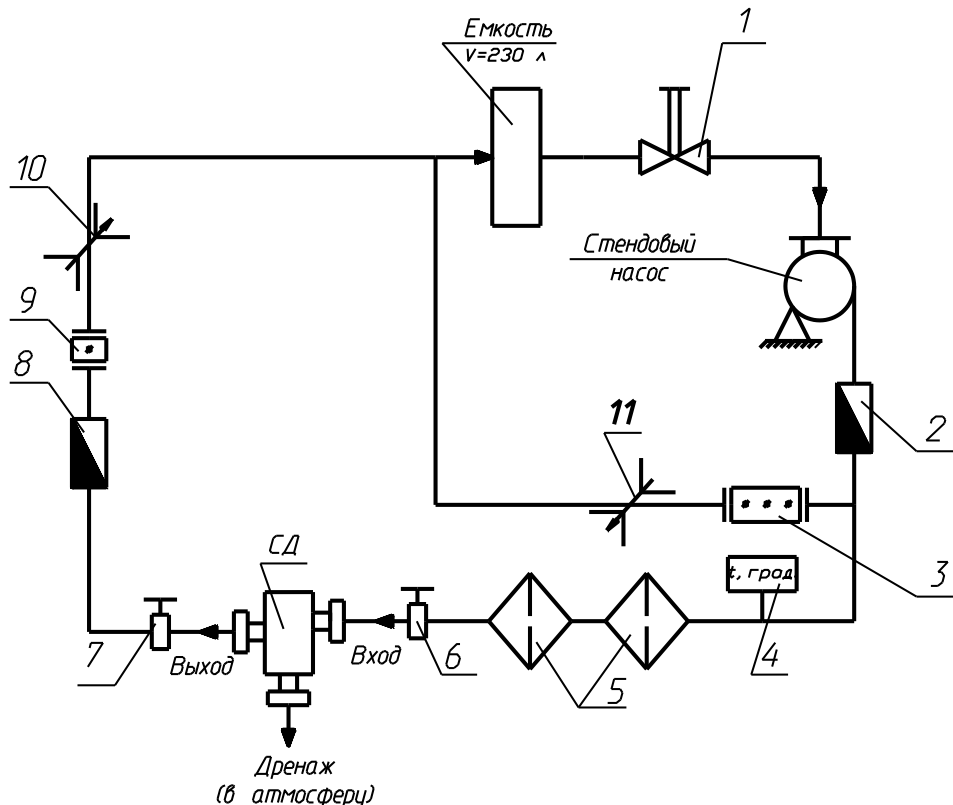


Рисунок 40 – Упрощенная схема гидравлического стенда:

1 – вентиль; 2, 8 – расходомер; 3 – блок жиклеров; 4 – термометр сопротивления; 5 – фильтр; 6, 7 – кольцевая камера; 9 – жиклер; 10, 11 – дроссель

На рисунке 40 представлена упрощенная схема гидравлического стенда, на котором проводились модельные испытания стабилизатора. Данный стенд позволяет воспроизводить широкий диапазон давлений на входе в стабилизатор, но не более 550 кгс/см^2 . Если диапазон перепадов давлений на СД выше (650 кгс/см^2) то считается, что автономность, а следовательно, и уровень выходных давлений, полученный при 550 кгс/см^2 , при перепадах давления 650 кгс/см^2 сохраняются. Данное утверждение основано на опыте НПО Энергомаш и неоднократно доказано результатами огневых испытаний СД-прототипов в составе большого количе-

ства двигателей (более 100) (рисунки 60, 61). Рабочее тело на стенде – вода. Необходимый уровень давления на входе в стабилизатор обеспечивается центробежным насосом. Фактический расход воды через СД измеряется по показаниям расходомера. СД при модельных испытаниях монтируется в гидравлический стенд в комплектации, представленной на рисунке 3.

Как видно из рисунка 40, конструкцией стенда не предусмотрен подвод давления к дренажной полости СД, и вода из нее просто сливается в атмосферу. То есть давление в дренажной полости СД при модельных испытаниях равно атмосферному. Но при работе СД в составе двигателя давление в указанной полости имеется и составляет в среднем $\sim 10 \text{ кгс/см}^2$. Этот нюанс обязательно необходимо учитывать при настройке СД во время проведения модельных испытаний. Если этого не сделать, то СД будет настроен не верно. Поэтому для компенсации возникающей разницы в дренажной полости СД, во время модельных испытаний стабилизатор специально настраивается на заниженный уровень выходного по сравнению с заданным в ТЗ. Соответственно величина, на которую понижается при этом выходное давление, равна величине дренажного давления, возникающего в СД при работе в двигателе. Настроенный таким образом СД, на двигателе будет обеспечивать требуемый по ТЗ уровень выходного давления. Это подтверждено огневыми испытаниями двигателей с СД-прототипами.

Все экспериментальные исследования по определению влияния конструктивных параметров стабилизатора давления, а также гидравлических характеристик подводящих и отводящих магистралей на рабочие характеристики СД, проводились на этом же гидравлическом стенде.

3.2 Экспериментальные исследования по определению влияния гидравлических характеристик подводящих и отводящих магистралей на характеристики СД

Экспериментальные исследования по определению влияния гидравлических характеристик подводящих и отводящих магистралей проводились при разработ-

ке СД для нового перспективного двигателя 15Д285. В ходе них автором было решено две задачи:

1) спроектирован стабилизатор давления, представленный на рисунках 3 и 41, удовлетворяющий следующим техническим требованиям: при изменении входного давления от 300 до 380 кгс/см² и расходах воды 0,045 и 0,89 л/с выходное давление поддерживается СД постоянным в пределах 200_{-20}^{+10} кгс/см² [40, 56];

2) определено влияния гидравлических характеристик подводящих и отводящих магистралей (трубопроводов) на рабочие характеристики и работоспособность спроектированного СД [40, 56]. Данные исследования позволили создать во время проведения модельных испытаний СД условия максимально приближенные к реальным условиям его работы на двигателе (по сравнению с условиями штатных модельных испытаний этого агрегата).

Для решения поставленных задач был проведен большой объем работ по расчету основных конструктивных параметров СД с использованием формул, представленных в главе 2 настоящей диссертационной работы, а также ряд модельных испытаний СД, при которых имитировались не только уровни входных давлений и расходов компонента, но и геометрия трубопроводов, подсоединяемых к СД на двигателе. Кроме того, экспериментально было определено, как влияет изменение внутреннего диаметра одного из трех подсоединенных трубопроводов на статические характеристики СД.

Схематичное изображение стабилизатора с подводящими и отводящими трубопроводами представлено на рисунке 42.

Экспериментальная отработка стабилизатора 15Д285 проводилась на четырех экземплярах. Испытания проводились на гидравлическом стенде, представленном на рисунках 40 и 43.

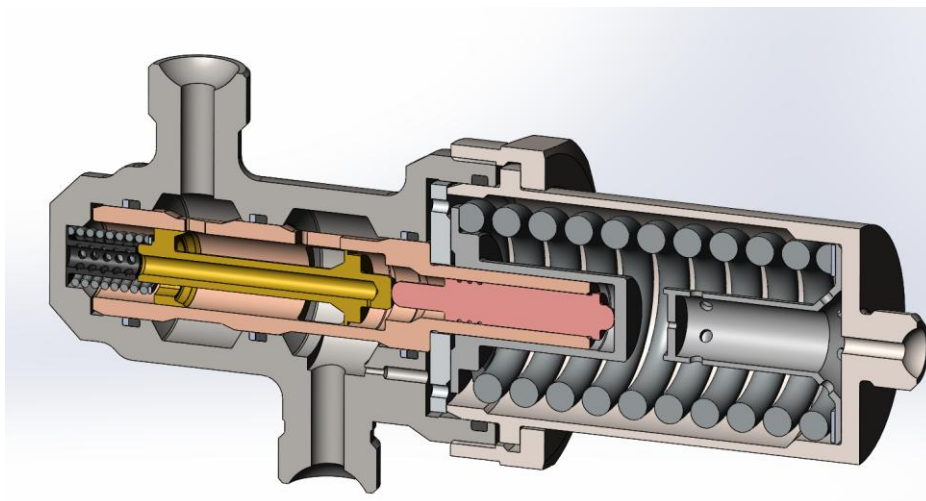


Рисунок 41 – Трехмерная модель стабилизатора давления двигателя 15Д285

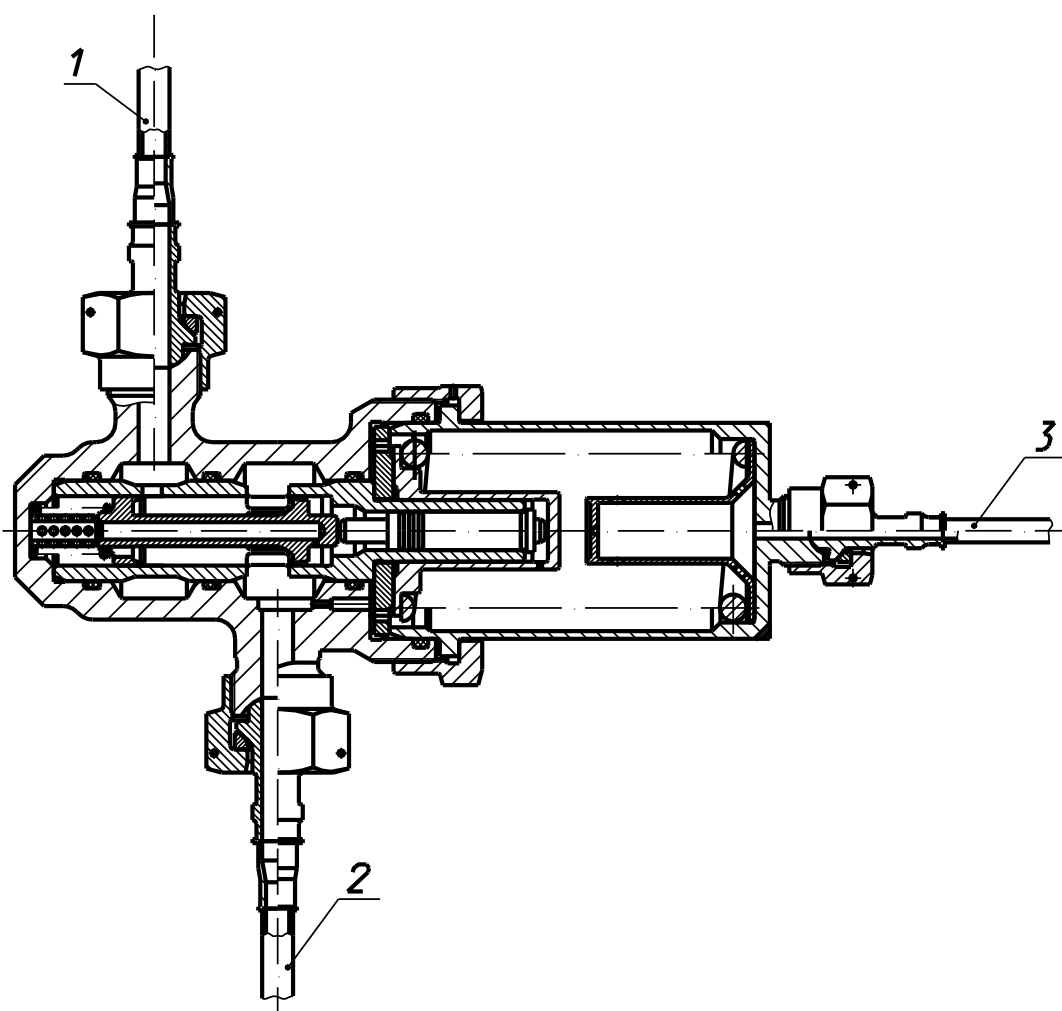


Рисунок 42 – Стабилизатор давления с подводящими и отводящими магистралями:

1 – входной трубопровод; 2 – выходной трубопровод; 3 – дренажный трубопровод

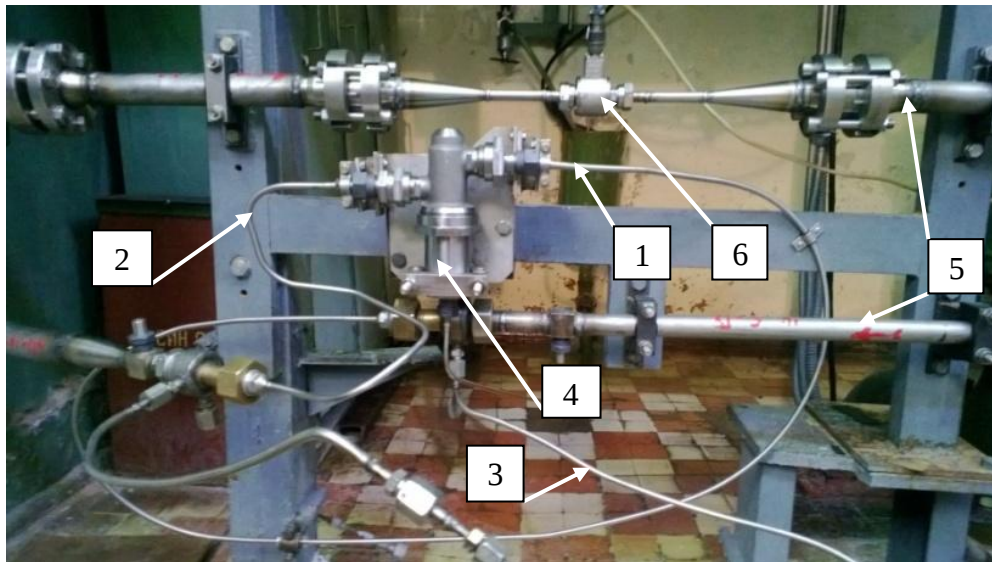


Рисунок 43 – Гидравлический стенд:

1 – входной трубопровод; 2 – выходной трубопровод; 3 – дренажный трубопровод; 4 – стабилизатор давления; 5 – стендовые трубопроводы; 6 – расходомер

В ходе модельных испытаний по определению влияния гидродинамических параметров подводящих и отводящих магистралей были получены рабочие характеристики стабилизатора давления для следующих схем подключения подводящих и отводящих магистралей к СД:

- 1) СД без подводящих и отводящих магистралей в стендовой обвязке (рисунок 44);
- 2) СД с входным и выходным трубопроводом (рисунок 45);
- 3) СД с дренажным трубопроводом (рисунок 46);
- 4) СД с входным, выходным и дренажным трубопроводами (рисунок 47).

Также были проведены модельные испытания СД:

- в расширенном диапазоне входных давлений и расходов (с подводящими и отводящими магистралями),
- на тряску, вибрацию и на воздействие отрицательных и положительных температур ($\pm 50^{\circ}\text{C}$), после которых были проведены контрольные модельные испытания на воспроизводимость рабочих характеристик СД (рисунки 48, 49).

Геометрические параметры подводящих и отводящих трубопроводов, использовавшихся при модельных испытаниях СД, представлены в таблице 5.

Таблица 5 – Геометрические параметра трубопроводов СД

Параметр	Трубопровод		
	входной	выходной	дренажный
Длина, l , м	2,5	0,7	1,8
Внутренний диаметр трубопровода, d , мм	6	6	4

Результаты модельных испытаний СД во всех указанных выше схемах подключения подводящих и отводящих магистралей, а также результаты дополнительных испытаний СД представлены на рисунках 44 – 49. Для наглядности все полученные результаты модельных испытаний СД с подводящими и отводящими магистралями представлены в сравнении с результатами модельных испытаний СД, полученными без подводящих и отводящих магистралей. На рисунке 44 представлены результаты модельных испытаний стабилизатора давления без подводящих и отводящих магистралей в стендовой обвязке. Цель данных испытаний заключалась в настройке СД на заданный уровень выходных давлений – 200^{+10}_{-20} кгс/см². Как видно из рисунка 44 поставленная цель была достигнута, что подтверждают характеристики 1, 2, но с небольшой погрешностью: характеристика 1 на $\sim 1,8$ кгс/см² выходит за допустимый диапазон. Этой погрешностью в данных условиях можно пренебречь, так как отклонение не значительное и на достоверности полученных результатов не сказывается. Исключить ее возможно за счет дополнительной поднастройки СД путем уменьшения усилия пружины 6 (см. рисунок 3, параграф 3.1).

Дополнительно в рамках данной группы испытаний был проведен эксперимент по определению влияния усилия пружины 6 (см. рисунок 3) на характеристики СД. Было изменено фактическое усилие предварительного сжатия пружины 6 со 154,4 кгс (рисунок 44, характеристики 1, 2) до 162,6 кгс, при этом условия испытаний в обоих случаях были одинаковыми.

Из рисунка 44 видно, что увеличение усилия пружина на $\sim 8,2$ кгс приводит к увеличению уровня выходного давления у СД и, соответственно, к эквидистантному смещению его характеристик на ту же величину, т.е. на ~ 8 кгс/см² относительно характеристик СД, полученных без отводящих и подводящих магистралей.

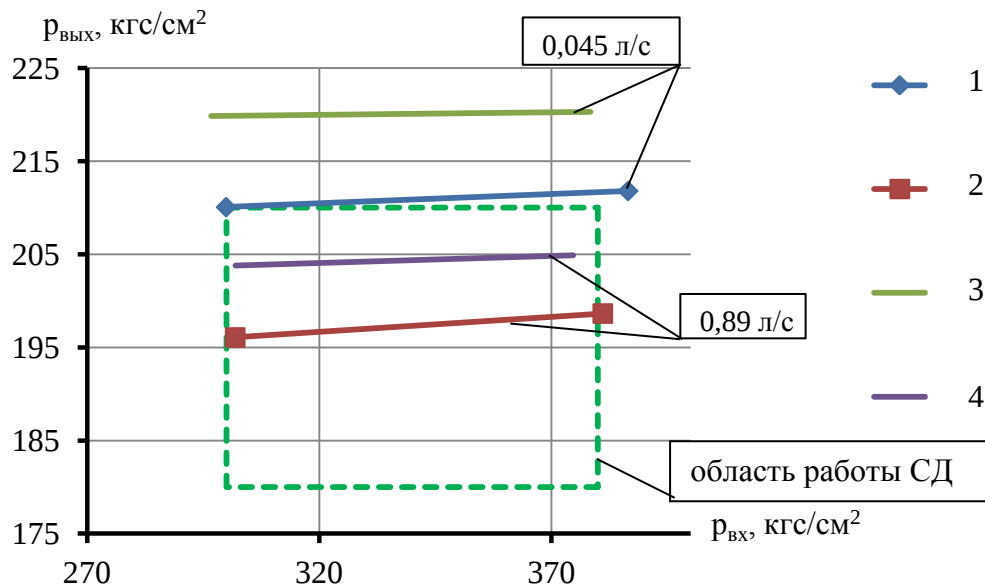


Рисунок 44 – Рабочие характеристики СД, полученные при испытаниях без подводящих и отводящих магистралей:

1 и 2 – усилие предварительного сжатия пружины 154,4 кгс; 3 и 4 – усилие предварительного сжатия пружины 162,6 кгс

Сведения, полученные в ходе данных испытаний, использовались при проектировании СД РД191 измененной конструкции (см. параграф 3.2.3).

На рисунке 45 представлены результаты модельных испытаний СД с входным и выходным трубопроводами. Из него видно, что наличие этих трубопроводов приводит к увеличению диапазона выходных давлений между рабочими характеристиками СД при их сравнении с диапазоном выходных давлений рабочих характеристик СД, полученным без подводящих и отводящих магистралей, т.е. с $\Delta p_{CD1}=13$ кгс/см² до $\Delta p_{CD2}=32$ кгс/см², соответственно. Увеличение этого диапазона происходит за счет снижения уровня выходного давления характеристики 4, полученной при расходе 0,89 л/с.

Также из рисунка 45 видно, что при введении в гидравлическую схему испытаний входного и выходного трубопроводов уровень выходного давления характеристики 3, полученной при расходе 0,045 л/с, остался неизменным по сравнению с такой же характеристикой, полученной при испытаниях СД без указанных магистралей.

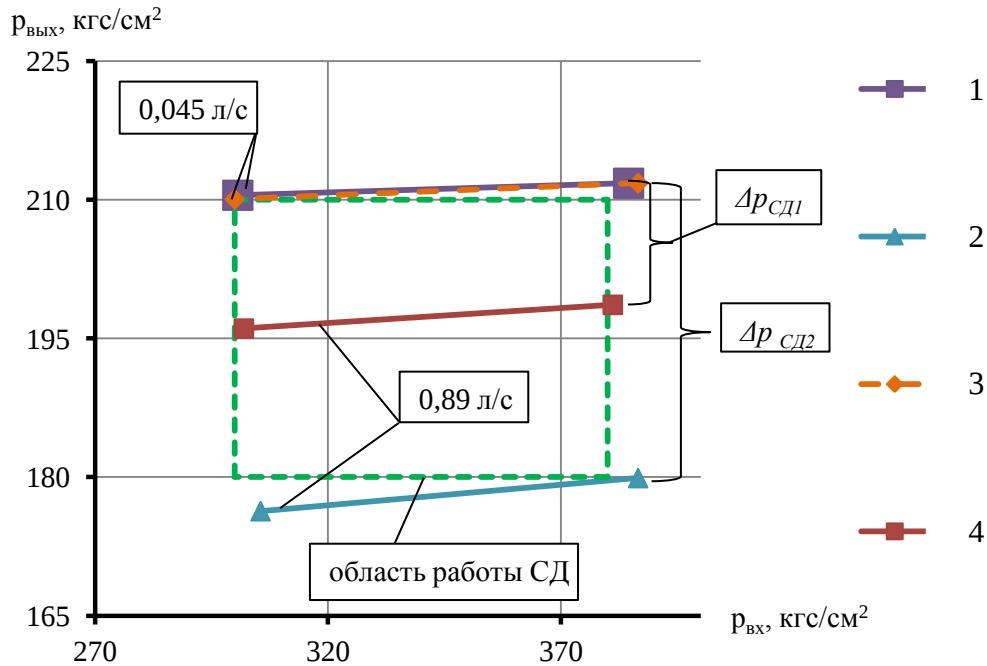


Рисунок 45 – Сравнение рабочих характеристик СД, полученных при испытаниях с входным и выходным трубопроводами, с рабочими характеристиками СД, полученными без них:

1 и 4 – СД без отводящих и подводящих магистралей; 2 и 3 – СД с входным и выходным трубопроводами

На рисунке 46 представлены результаты модельных испытаний СД с дренажным трубопроводом. Из рисунка видно, что наличие в гидравлической схеме испытаний СД дренажного трубопровода приводит к эквидистантному смещению характеристик СД на величину ~ 7 кгс/см² относительно характеристик СД, полученных без подводящих и отводящих магистралей.

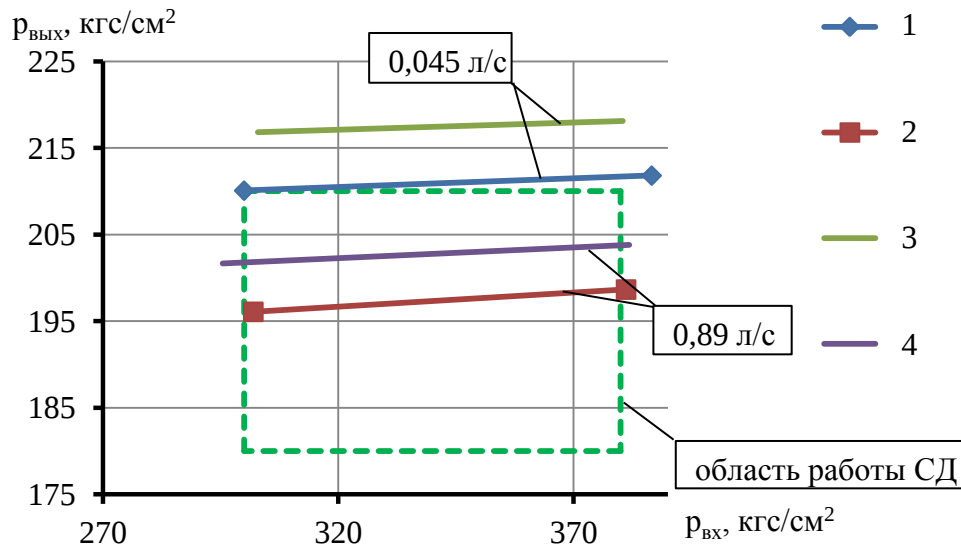


Рисунок 46 – Сравнение рабочих характеристик СД, полученных при испытаниях с дренажным трубопроводом, с рабочими характеристиками СД, полученными без него:

1, 2 – СД без подводящих и отводящих магистралей; 3, 4 – СД с дренажным трубопроводом

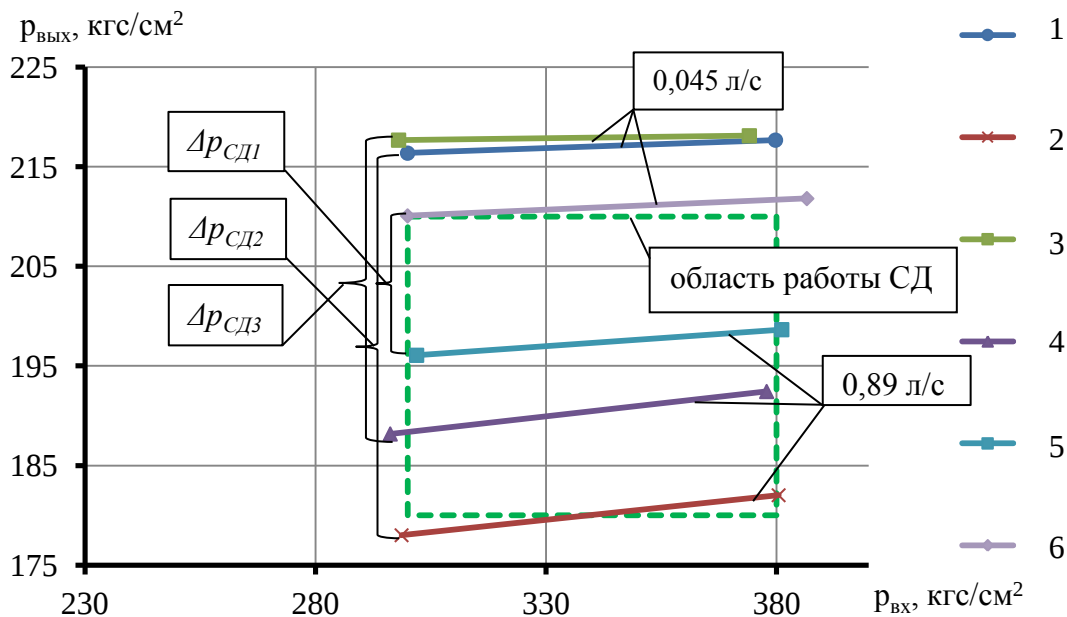


Рисунок 47 – Сравнение рабочих характеристик СД, полученных при испытаниях с входным, выходным и дренажным трубопроводами, с рабочими характеристиками СД, полученными без них:

1, 2 – СД с входным ($d_{y \text{ вх}}=6 \text{ мм}$), выходным ($d_{y \text{ вых}}=6 \text{ мм}$) и дренажным ($d_{y \text{ dren}}=4 \text{ мм}$) трубопроводами; 3, 4 – СД с входным ($d_{y \text{ вх}}=6 \text{ мм}$), выходным ($d_{y \text{ вых}}=8 \text{ мм}$) и дренажным ($d_{y \text{ dren}}=4 \text{ мм}$) трубопроводами; 5, 6 – СД без подводящих и отводящих магистралей

На рисунке 47 представлены результаты модельных испытаний СД с входным, выходным и дренажным трубопроводами. Следует отметить, что в ходе данных испытаний проводился дополнительный эксперимент, цель которого заключалась в определении влияния увеличения внутреннего диаметра выходного трубопровода с 6 до 8 мм на характеристики СД, при условии неизменности его длины, внутренних диаметров входного и дренажного трубопроводов, которые равняются 6 и 4 мм соответственно (таблица 5).

В итоге при анализе результатов испытаний, представленных на рисунке 47, было определено, что:

- наличие входного, выходного и дренажного трубопроводов при модельных испытаниях СД приводит к увеличению диапазона выходных давлений между рабочими характеристиками СД (Δp_{CDi}) по сравнению с диапазоном выходных давлений между рабочими характеристиками СД (Δp_{CDI}), полученным без подводящих и отводящих магистралей;

- значение внутреннего диаметра выходного трубопровода влияет на величину диапазона выходных давлений между рабочими характеристиками СД: чем больше диаметр трубопровода, тем меньше потери давления в нем и тем меньше диапазон выходных давлений между характеристиками СД. Так при внутреннем диаметре выходного трубопровода 6 мм диапазон выходных давлений между рабочими характеристиками СД составляет $\Delta p_{CD2}=40$ кгс/см², а при 8 мм уже – $\Delta p_{CD3}=30$ кгс/см²;

- увеличение внутреннего диаметра выходного трубопровода не сказывается на уровне выходного давления, полученных при малых расходах (0,045 л/с) (рисунок 47, характеристик 1 и 3).

На рисунке 48 представлены результаты испытаний СД с подводящими и отводящими магистральями в расширенном диапазоне давлений и расходов.

Испытания СД в расширенном диапазоне давлений (от 220 до 420 кгс/см²) и расходов (0,03 и 1,2 л/с) проводилось на трех экземплярах и с подводящими и отводящими магистральями ($d_{y\text{ вх}}=6$ мм, $d_{y\text{ вых}}=8$ мм, $d_{y\text{ dren}}=4$ мм).

Цель их заключалась в следующем: определить, что происходит с характеристиками СД при работе на режимах, для которых этот агрегат не проектировался.

Как видно из сравнения рисунка 48 с рисунком 47, рабочие характеристики СД, полученные при расходах 0,045 и 0,03 л/с, располагаются на одном уровне выходного давления (~ 219 кгс/см²). Объясняется это тем, что при таких малых расходах площадь проточной части дросселирующих окон очень мала (т.е. окна практически закрыты) и агрегат работает на утечках через зазор между элементами золотниковой пары, значение которого постоянно, поэтому уменьшение расхода не приводит к изменению уровня выходного давления.

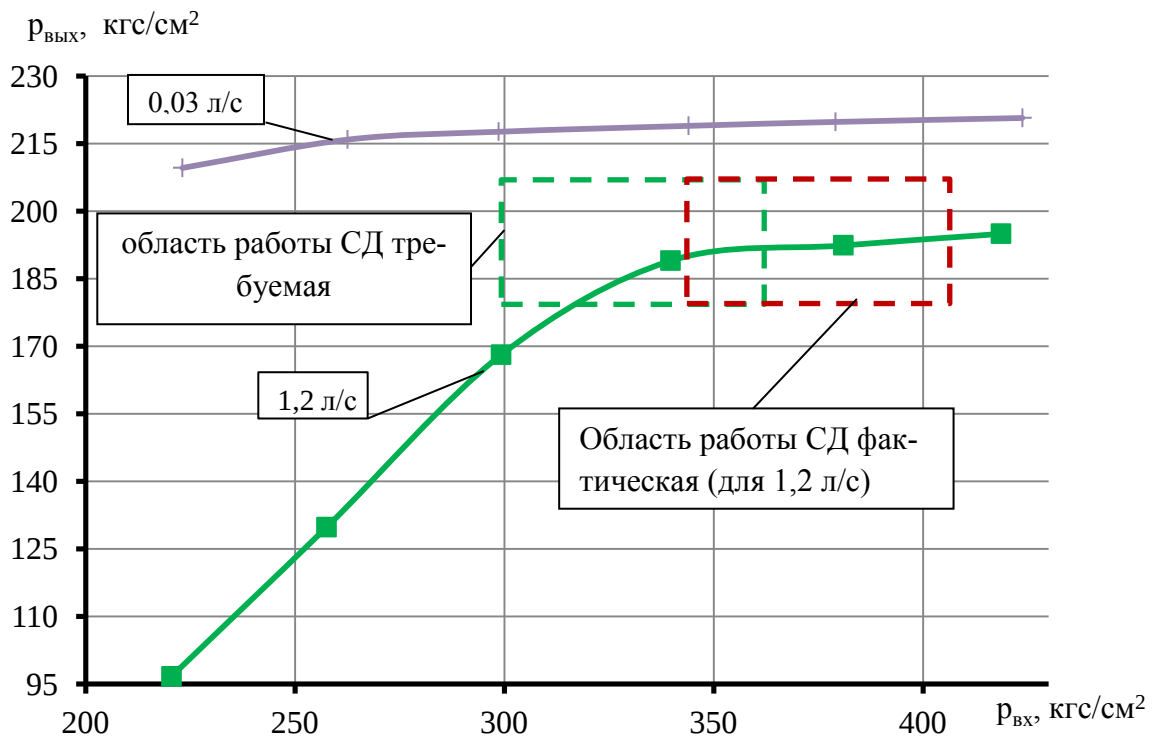


Рисунок 48 – Характеристики стабилизатора, полученные в расширенном диапазоне входных давлений и расходов с подводящими и отводящими магистралями

Рабочие характеристики СД, полученные при расходе 1,2 л/с, по уровню выходного давления располагаются выше на ~ 4 кгс/см², чем характеристики, полученные при расходе 0,89 л/с. Кроме этого, фактическая область работы СД при расходе 1,2 л/с сместилась в сторону более высоких входных давлений.

На рисунке 49 представлены результаты испытаний СД на воспроизводимость его рабочих характеристик, полученных при нормальных условиях окружающей среды, после испытаний в условиях, которые максимально приближены к условиям работы этого агрегата на двигателе, т.е. после температурных испытаний, испытаний на тряску и вибрацию. Из этого рисунка видно, что работоспособность СД после воздействия таких условий не изменилась, и характеристики СД воспроизводятся на тех же уровнях выходных давлений, что были до проведения этих испытаний.

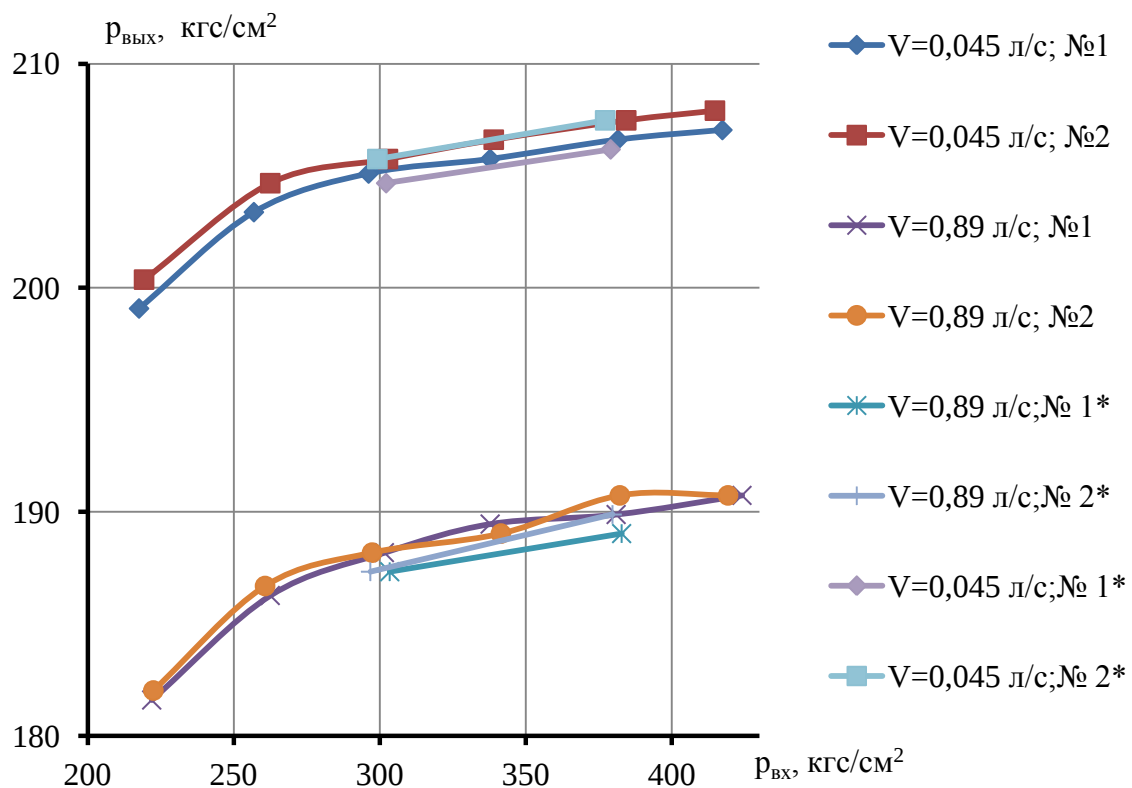


Рисунок 49 – Результаты испытаний СД на воспроизводимость рабочих характеристик:

№1, 2 – до испытаний на тряску, вибрацию и испытаний при отрицательной и положительной температуре (испытания проводились в расширенном диапазоне входных давлений); №1*, 2* – после испытаний на тряску, вибрацию и испытаний при отрицательной и положительной температуре (испытания проходили в рабочем диапазоне входных давлений)

3.3. Экспериментальные исследования по определению влияния конструктивных элементов агрегатов регулирования перспективных ЖРД больших тяг на их работоспособность

3.3.1. Влияние эффективной площади чувствительного элемента на характеристики СД

Исследования по определению влияния эффективной площади чувствительного элемента на характеристики СД проводились в рамках работ по разработке СД для нового перспективного двигателя РД181, в ходе которых требовалось спроектировать стабилизатор, удовлетворяющий следующим техническим требованиям: выходное давление должно поддерживаться постоянным в пределах 250^{+25} кгс/м² при изменении входного давления от 280 до 650 кгс/см² при расходах воды 1,57 и 0,135 л/с [56].

Прототипом для стабилизатора давления РД181 послужил стабилизатор РД191. Автором расчетным путем была подтверждена возможность использования в стабилизаторе РД181 профиля дросселирующих окон и силовой характеристики пружины стабилизатора РД191. Данные расчеты проводились по формулам, представленным в параграфах 2.2.1 и 2.2.3.

Полностью заимствовать конструкцию СД двигателя РД191 было невозможно ввиду того, что конструктивные параметры стабилизатора РД191 обеспечивают поддержание постоянства выходного давления в более низких пределах – 250 кгс/м². Поэтому для обеспечения требуемого уровня выходного давления в стабилизаторе РД181 был изменен диаметр чувствительного элемента – поршня $d_{порш.}$ мм (рисунок 3) с 10 (у СД РД191) до 9,5 мм и, соответственно, его эффективная площадь. Выбор потребного диаметра чувствительного элемента проводился с помощью инженерного расчета, приведенного в параграфе 2.2.6. Результаты расчетов представлены в таблице 6

Таблица 6

$p_{вых}, \text{ кгс/см}^2$	290	280	270	260	250
$d_{порш.}, \text{ мм}$	9,21	9,37	9,54	9,73	9,92

Экспериментальная отработка стабилизатора РД181 проводилась на трех экземплярах. Испытывался стабилизатор на гидравлическом стенде, схема которого представлена на рисунке 40. Монтировался СД в гидравлический стенд в комплектации, представленной на рисунке 3. При этом на дренаж СД трубопровод не устанавливался.

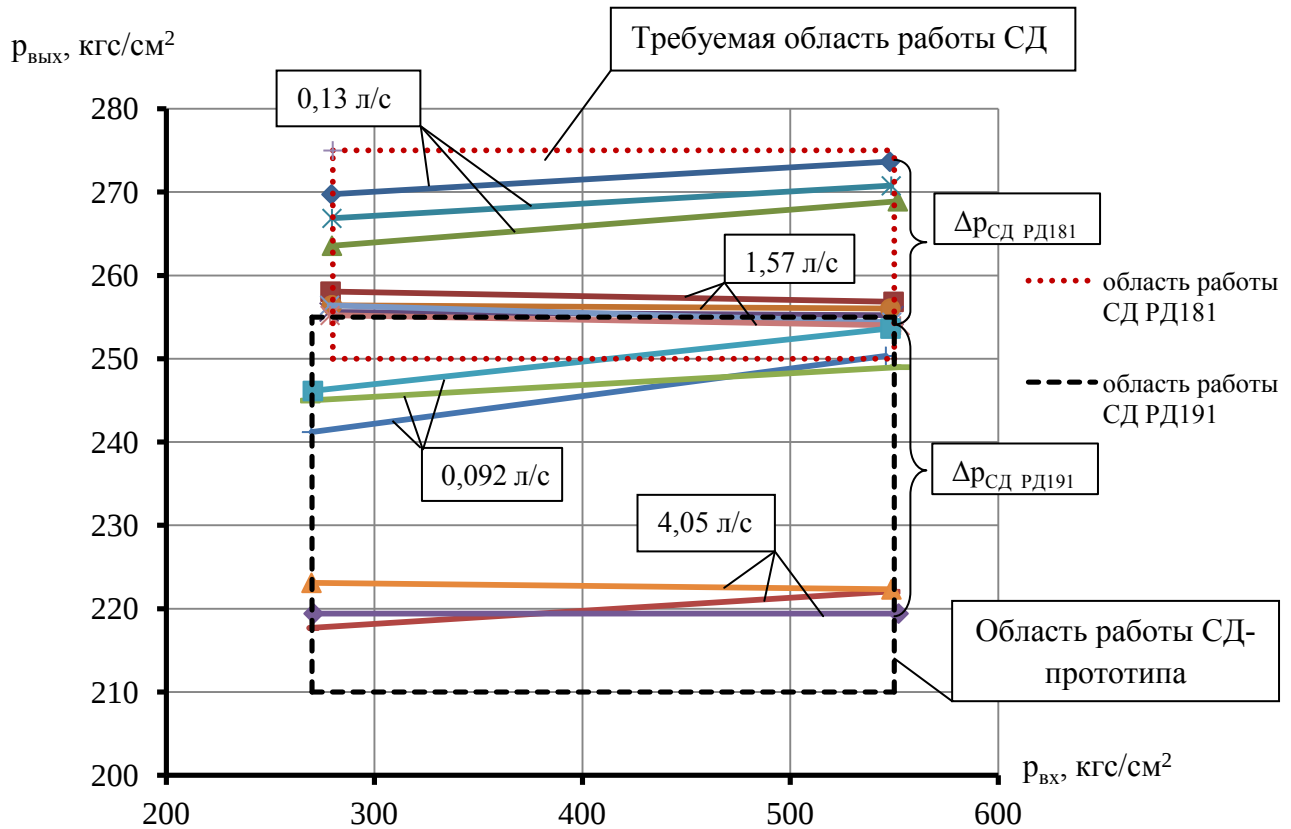


Рисунок 50 – Сравнительный график результатов испытаний стабилизатора давления двигателя РД191 ($d_{\text{норм.}}=10$ мм) и стабилизатора давления двигателя РД181 ($d_{\text{норм.}}=9,5$ мм)

Результаты автономных испытаний трех образцов стабилизатора РД181 в сравнении с результатами автономных испытаний трех образцов СД-прототипа представлены на рисунке 50.

Как видно из рисунка 50 и таблицы 7, уменьшение диаметра чувствительного элемента на СД РД181 с 10 до 9,5 мм привело к увеличению уровня выходного давления по сравнению с уровнем выходного давления СД-прототипа как на малых, так и на больших расходах. При этом следует отметить, что диапазон выход-

ных давлений между характеристиками одного экземпляра стабилизатора РД181 ($\Delta p_{\text{СД РД181}}$) по сравнению с диапазоном выходных давлений между характеристиками одного экземпляра стабилизатора РД191 ($\Delta p_{\text{СД РД191}}$) уменьшился с 34 до 14 кгс/см², соответственно. Связано это с величиной расходов воспроизводимых на двух этих экземплярах СД: чем меньше диапазон рабочих расходов, тем меньше величина диапазона выходных давлений между характеристиками СД.

Разброс характеристик от экземпляра к экземпляру, снятых при одних и тех же условиях, объясняется наличием поля допусков на размеры конструктивных элементов СД.

3.3.2. Влияние силовой характеристики пружины на выходные параметры СД

Исследования по определению влияния силовой характеристики пружины на выходные параметры СД проводились в рамках работ по разработке и изготовлению нового стабилизатора давления РД191, отвечающего измененным требованиям технического задания на этот агрегат. Требовалось изменить конструкцию СД РД191, обеспечивающую постоянство выходного давления в пределах 230^{+25}_{-20} кгс/см² при изменении входного давления от 270 до 650 кгс/см² и расходе воды 4,05 и 0,092 л/с, таким образом, чтобы она обеспечивала постоянство выходного давления в пределах 215^{+25}_{-20} кгс/см² при тех же значениях входного давления и расходах воды. Выполнено это требование было за счет изменения силовой характеристики пружины 6 (см. рисунок 3). При этом конструкция СД, а также материал, диаметр проволоки, диаметр навитой пружины, были сохранены. Проектирование пружины для измененной конструкции СД РД191 велось по формулам, представленным в параграфе 2.2.3 главы 2 настоящей диссертационной работы.

На рисунке 51 представлены имеющаяся пружина и вновь спроектированная пружины СД РД191 с силовыми характеристиками.

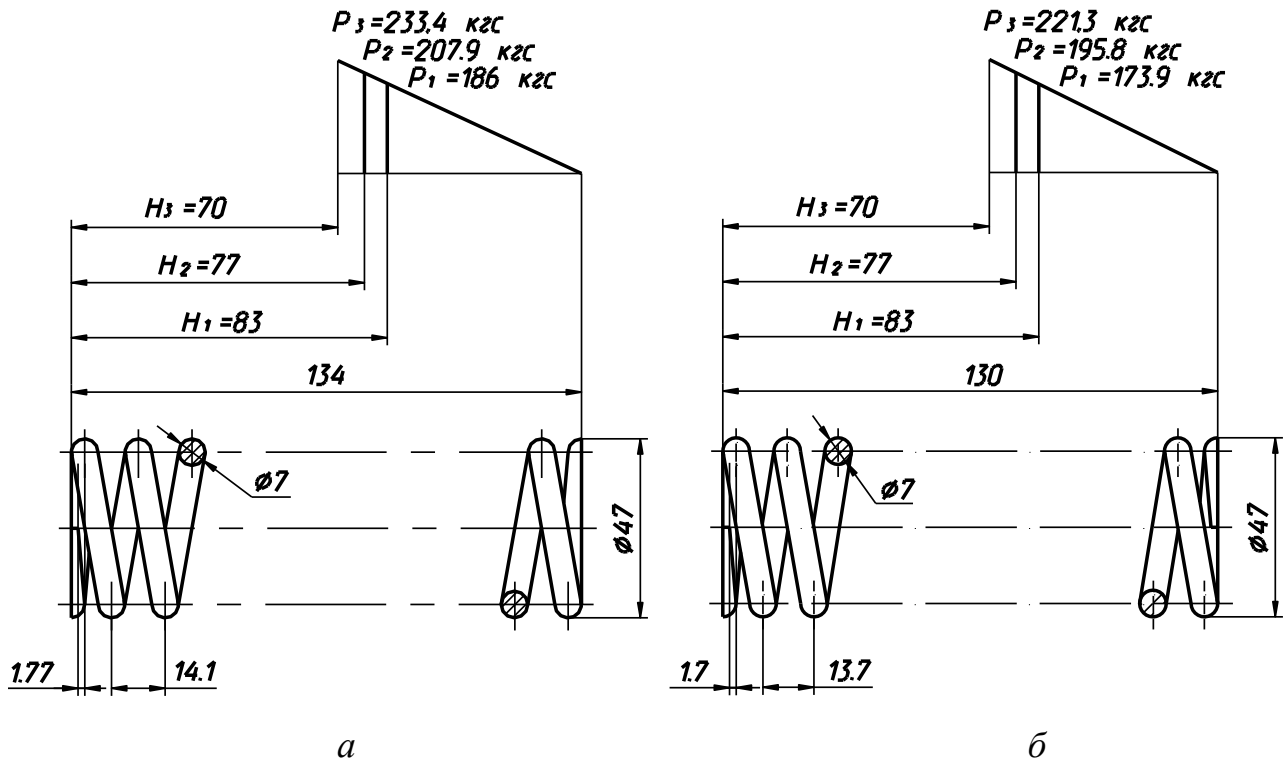


Рисунок 51 – Имеющаяся и вновь спроектированная пружины СД РД191:

a – имеющаяся пружина, *б* – вновь спроектированная пружина

Экспериментальная отработка стабилизатора РД191 измененной конструкции проводилась на двух экземплярах. Испытывался стабилизатор на гидравлическом стенде, схема которого представлена на рисунке 40. Монтировался СД в гидравлический стенд в комплектации, представленной на рисунке 3. При этом на дренаж СД трубопровод не устанавливалась.

Результаты испытаний стабилизатора измененной конструкции в сравнении с результатами автономных испытаний СД имеющейся конструкции представлены на рисунке 52.

Из рисунка 52 видно, что уменьшение усилия пружины при прочих равных условиях приводит к эквидистантному увеличению уровня выходного давления рабочих характеристик СД измененной конструкции относительно рабочих характеристик СД имеющейся конструкции. Кроме того, этот рисунок наглядно демонстрирует то, что характеристики СД снятые при одних и тех же расходах имеют одинаковый диапазон выходных давлений между рабочими характеристиками СД ($\Delta p_{\text{СДi}}$).

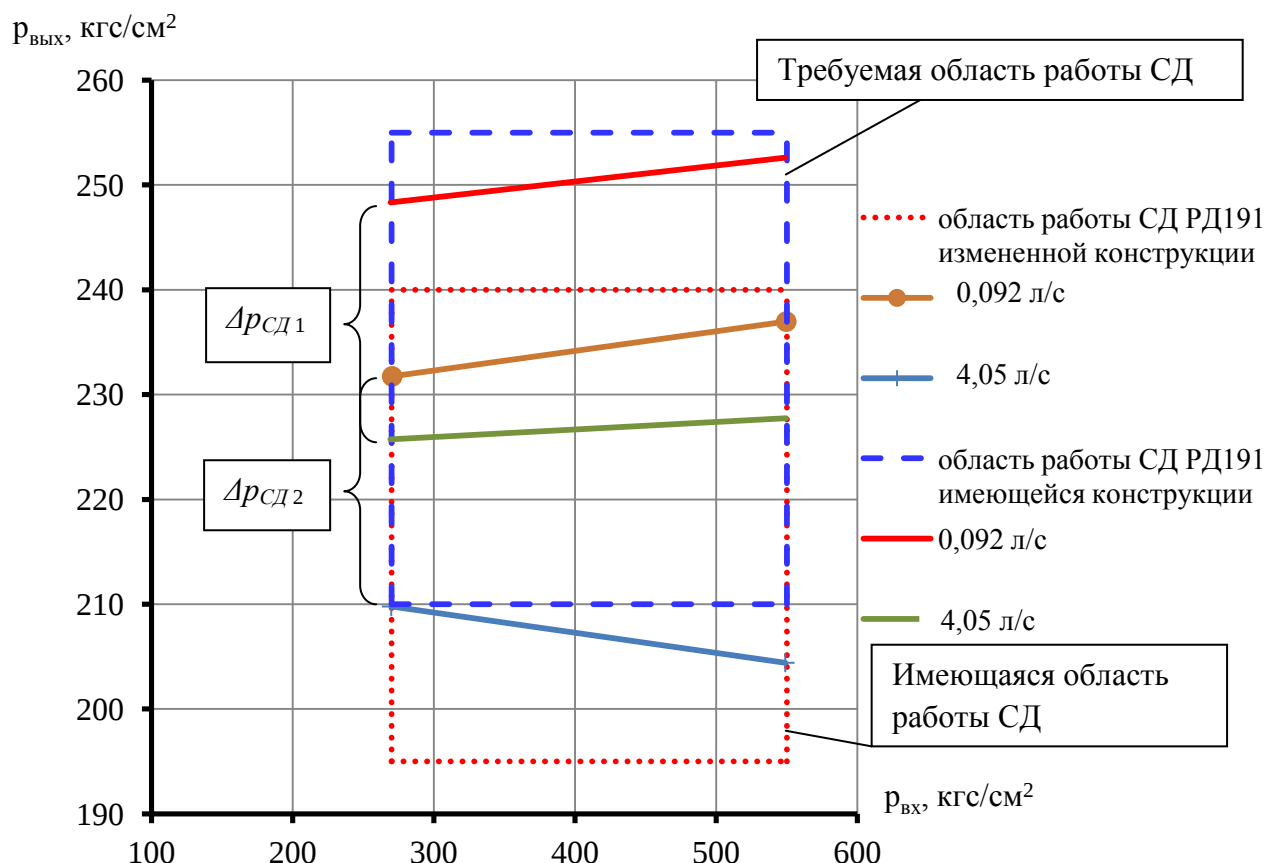


Рисунок 52 – Сравнительный график результатов испытаний стабилизаторов давления двигателя РД191 имеющейся и измененной конструкции

3.3.3. Влияние профиля дросселирующих окон на характеристики агрегатов регулирования

Экспериментальные исследования по определению влияния профиля дросселирующих окон на характеристики агрегатов регулирования в данной диссертационной представлено на примере дросселя и регулятора расхода двигателя РД191 (рисунки 2, 3), которые проводились в рамках двух тем:

- поиск вида характеристики дросселя, позволяющей исключить неточность алгоритма настройки, возникающую из-за невозможности учета алгоритмом настройки погрешности, связанной со значительной кривизной характеристики дросселя [19];

- обеспечение возможности форсирования экспериментального экземпляра РД191 до 110% путем изменения конструкции регулятора расхода.

В ходе гидроиспытаний дросселя были получены экспериментальные характеристики для каждого из предложенных вариантов профиля окон (рисунки 20а, б, в), которые представлены на рисунке 53 в сравнении с имеющейся характеристикой.

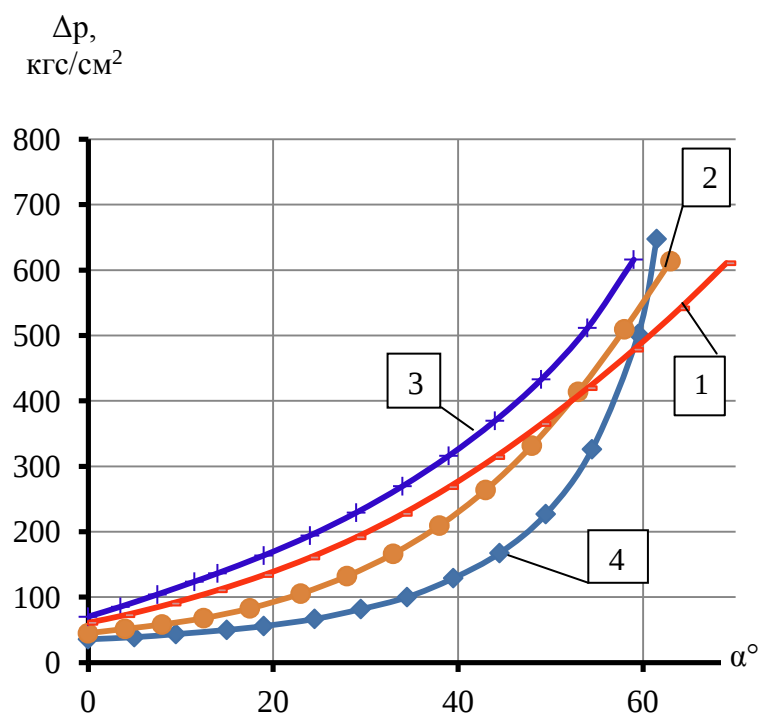


Рисунок 53 – Экспериментальные характеристики дросселя для предложенных расчетных профилей окон в сравнении с имеющейся характеристикой:

1 – профиль №1; 2 – профиль №2, 3 – профиль №3; 4 – исходный (прямоугольный) профиль

На рисунках 54 – 56 приведены сравнительные графики расчетных и экспериментальных характеристик дросселя.

Все три полученные экспериментальные характеристики имеют меньшую нелинейность по сравнению с имеющейся.

Отмечается, что наибольшая сходимость расчетных и экспериментальных значений у характеристики, обеспечиваемой профилем окна №2. Относительное расхождение значений не более 1,25%. Но эта характеристика не решает поставленной задачи, так как в диапазоне стационарных режимов работы двигателя ($R=0,75 \div 1$, рисунок 22), она имеет большую крутизну, в отличие от характеристик, обеспечиваемых профилями окон №2 и №3.

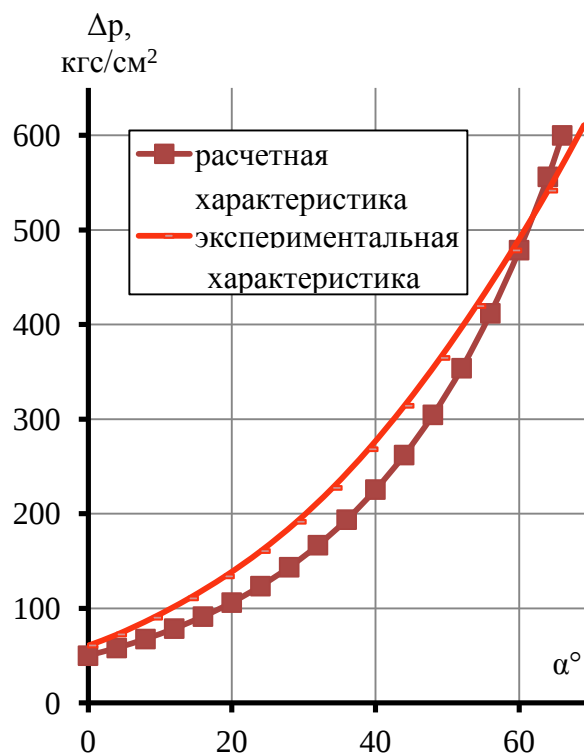


Рисунок 54 – Расчетная и экспериментальная характеристики для профиля окна №1

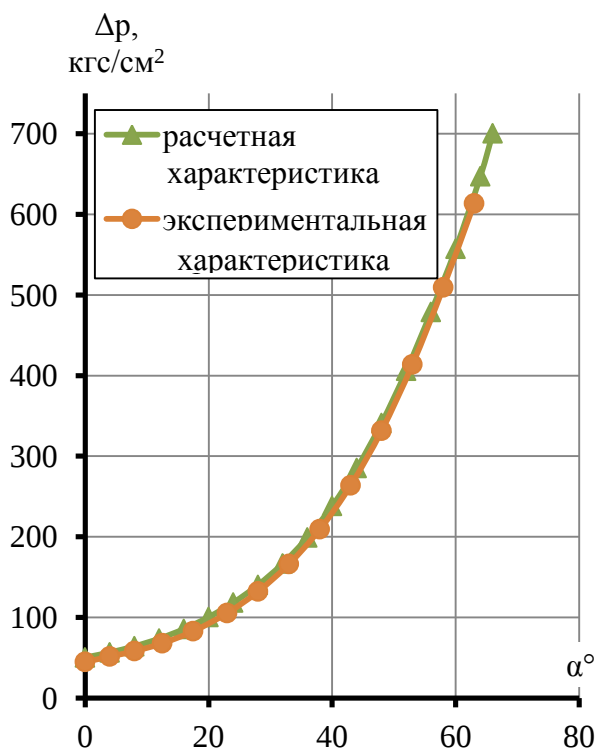


Рисунок 55 – Расчетная и экспериментальная характеристики для профиля окна №2



Рисунок 56 – Расчетная и экспериментальная характеристики для профиля окна №3

Несмотря на то, что сходимость расчетных и экспериментальных характеристик, обеспечиваемых профилями окон №2 и №3, меньше и составляет ~ 6...13%, вид этих характеристик близок к линейным в диапазоне стационарных режимов (до ~300 кгс/см²) работы двигателя.

Полученные результаты работ доказали эффективность предложенных методик и используются при расчете профилей окон агрегатов регулирования.

При определении возможности форсирования экспериментального экземпляра двигателя РД191 на 10% по тяге были проведены расчеты необходимых конструкторских элементов регулятора расхода и определена возможность их доработки.

Согласно техническому заданию расход рабочего тела для регулятора измененной конструкции на режиме 110% должен быть равен 13,5 л/с вместо 11,39 л/с (в пересчете на воду). Учитывая, что все прочие требования к регулятору расхода остаются прежними, была проведена расчетная оценка возможности доработки направляющей регулятора (рисунки 1, 57а). При этом было определено следующее:

- стабилизирующая часть регулятора расхода двигателя РД191, обеспечивающая поддержание постоянного перепада давлений на дросселирующей части, работоспособна в диапазоне перепада давления на регуляторе от 89 до 210 кгс/см²;
- размеры дросселирующих окон (рисунок 57б) в направляющей (рисунок 57а).

Произведена доработка направляющей в части выполнения расчетного профиля дросселирующих окон (рисунок 57), при этом параметры остальных конструктивных элементов регулятора были полностью сохранены.

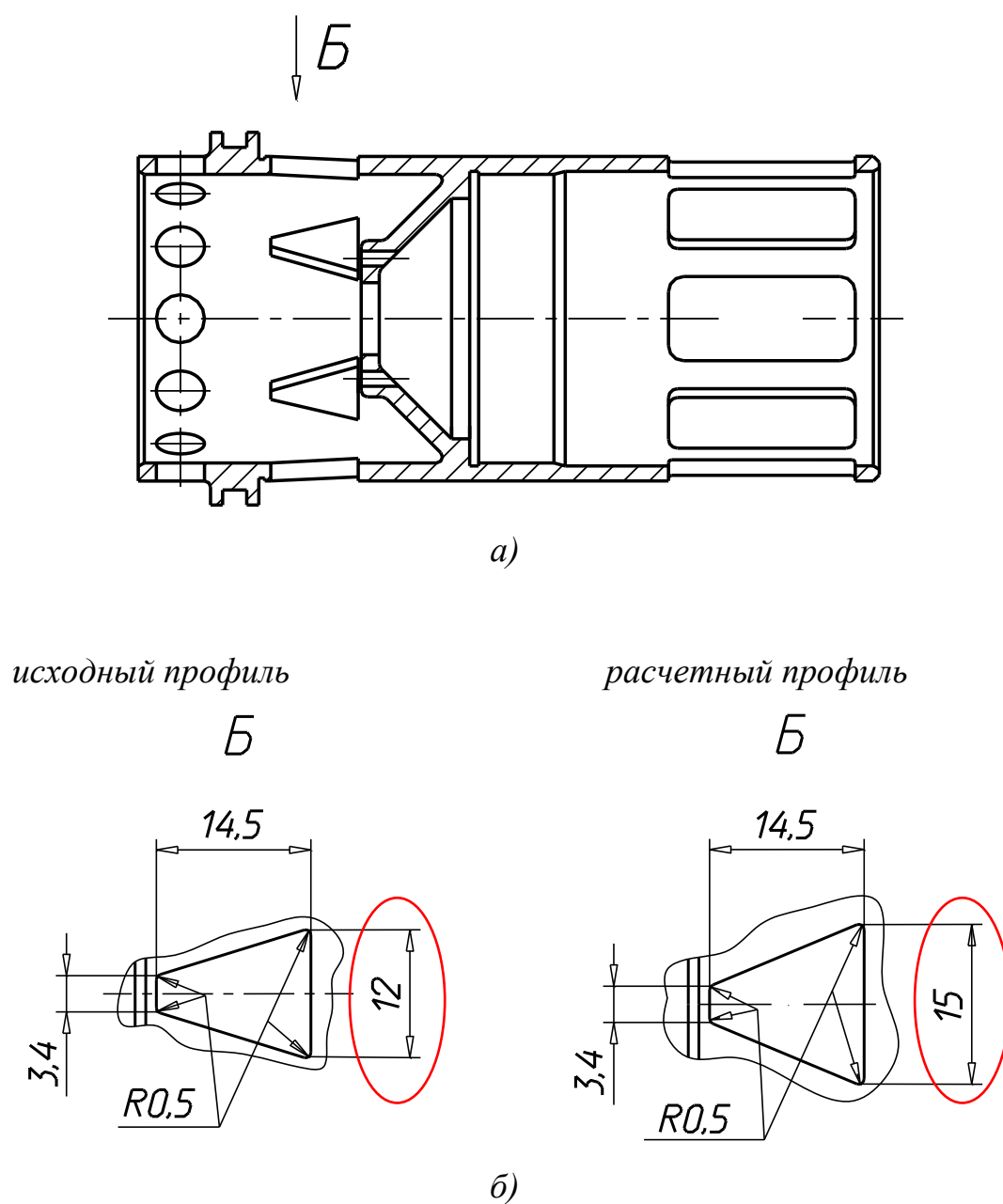


Рисунок 57 – Направляющая регулятора расхода РД191:

а) – направляющая; б) – дроселирующее окно

Проведены испытания доработанного регулятора расхода. Настроечная и нагрузочная характеристики для регулятора до и после доработки представлены на рисунке 58.

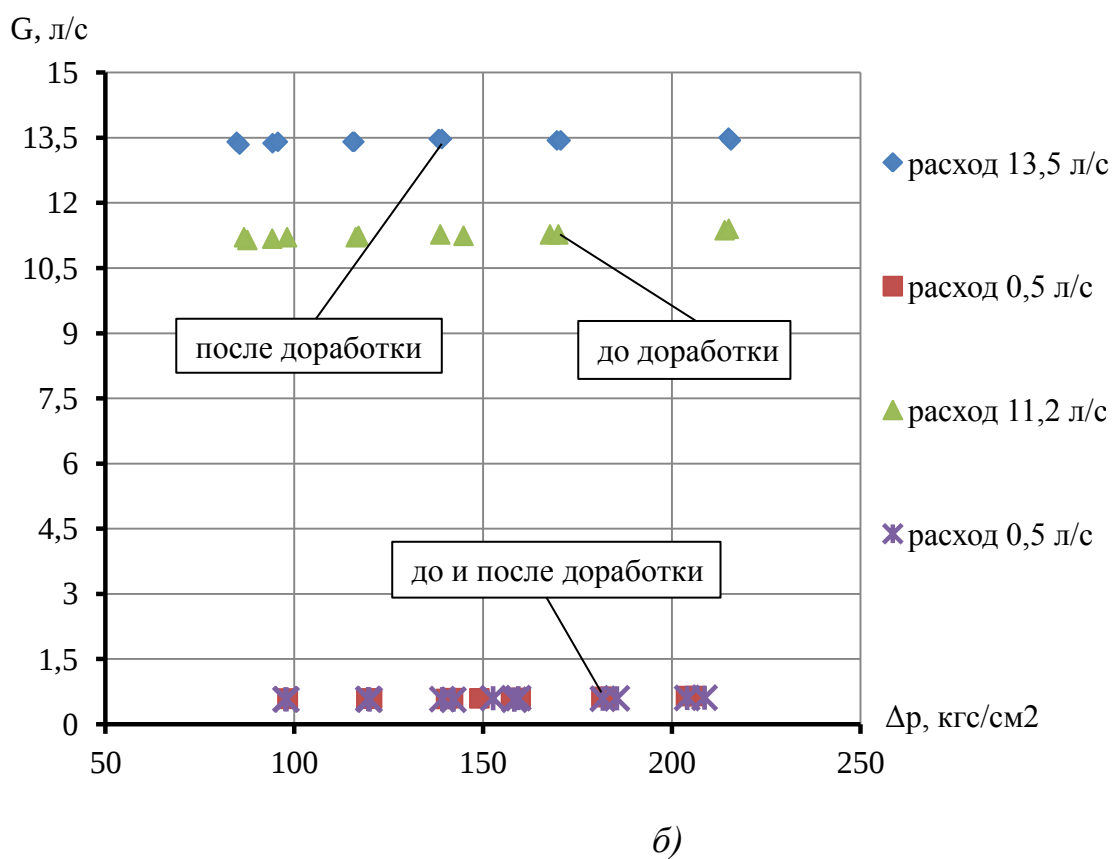
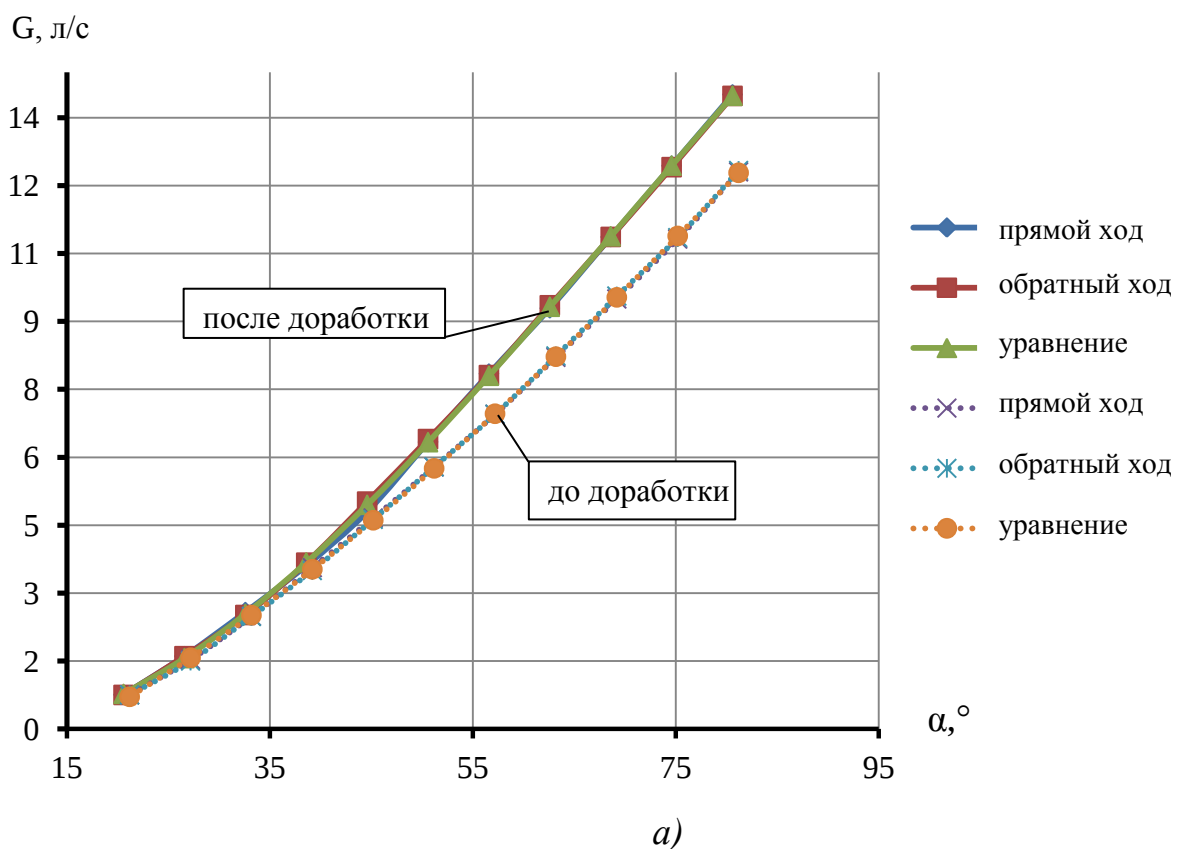


Рисунок 58 – Характеристики регулятора расхода до и после доработки:

а) – настроечные характеристики; б) – нагрузочные характеристики

В результате было получено, что конструкция регулятор расхода РД191, доработанная в соответствии с рисунком 57, успешно прошла испытания и отвечает требованиям к условиям работы в составе форсированного на 10% по тяге экземпляра двигателя РД191.

3.4. Результаты испытаний новых стабилизаторов давления в составе двигателей РД181, РД191

СД трех новых конструкций, а так же регулятор расхода были внедрены на двигатели: 15Д285, РД181, РД191, РД191М. Во время доводочных испытаний двигателей 15Д285 и РД181, а также во время испытаний РД191 со стабилизатором измененной конструкции, замечаний по функционированию не имели. Состояние материальной части СД после натурных испытаний находилось практически в идеальном состоянии. Тоже наблюдалось и при испытаниях регулятора расхода для форсированного РД191.

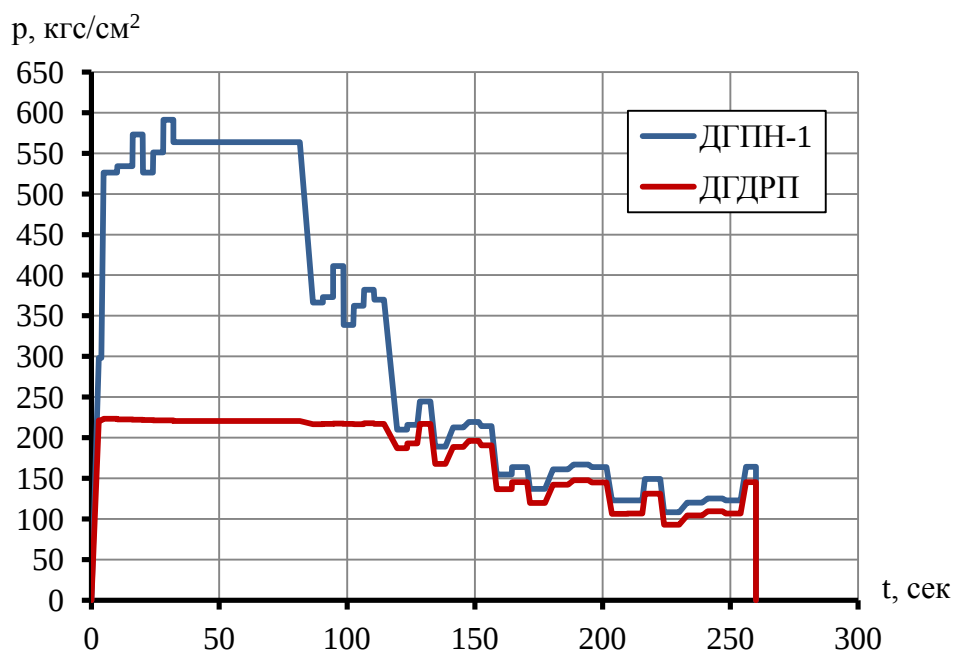


Рисунок 60 – Результаты огневых испытаний стабилизатора с уменьшенным усилием пружины в составе двигателя РД191

На рисунках 60 и 61 в качестве примера приведены записи параметра ДГДРП (давление горючего до рулевых приводов), характеризующего давление на выходе из СД, и параметра ДГПН-1 (давление горючего после насоса первой ступени), характеризующего давление на входе в СД, которые получены при натурных испытаниях двигателей РД181, РД191. Как видно из этих рисунков, огневые испытания двигателей РД181, РД191 подтвердили правильность принятых конструкторских решений и проведенных расчетов СД. Видно, что все вновь спроектированные СД отвечают предъявленным требованиям.

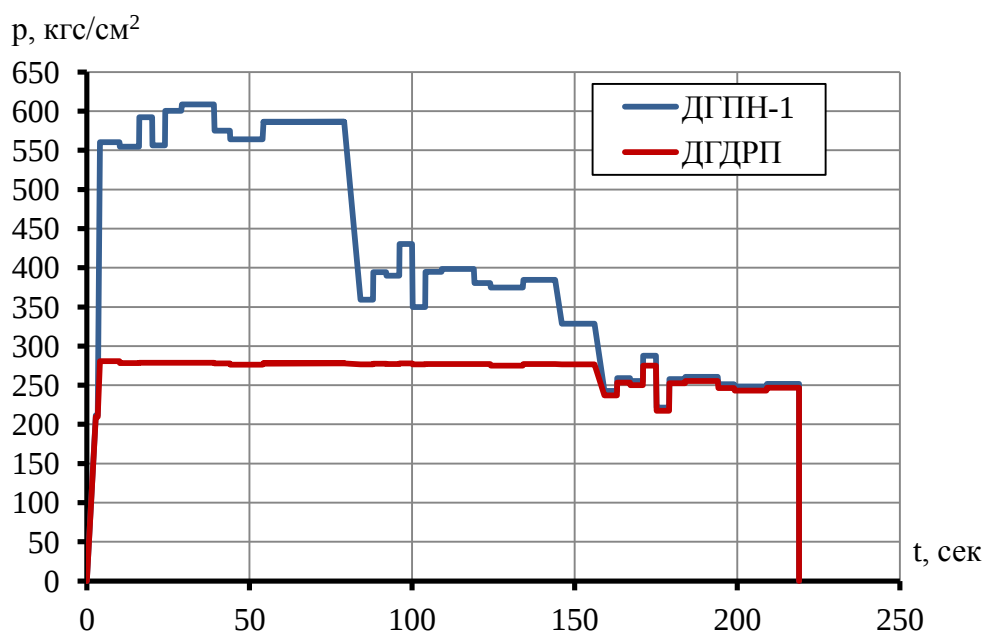


Рисунок 61 – Результаты огневых испытаний стабилизатора с уменьшенным диаметром чувствительного элемента в составе двигателя РД181

3.5. Результаты расчета динамических переходных процессов в СД

Здесь представлены результаты апробации на практике разработанной инженерной программы расчета СД ЖРД. Приведены результаты расчетного исследования динамической устойчивости процесса стабилизации давления на частоте около 300 Гц в системе рулевых приводов двигателя РД191 (рисунок 62), проведенного с ее помощью, которые демонстрируют адекватность работы этой программы.

На рисунке 62 приведен случай нештатной работы СД в составе двигателя РД191 во время проведения огневых испытаний для определения причин, возникновения которой и использовалась программы расчета СД. Как видно из этого рисунка в ходе данного испытания давление за СД, начиная с 78 секунды резко возросло (параметр ДГДРП), что не характерно для нормальной работы стабилизатора. Примером, характеризующим нормальную работу СД в составе двигателя, является запись давлений, снимаемая при огневых испытаниях СД, которая представлена на рисунке 8.

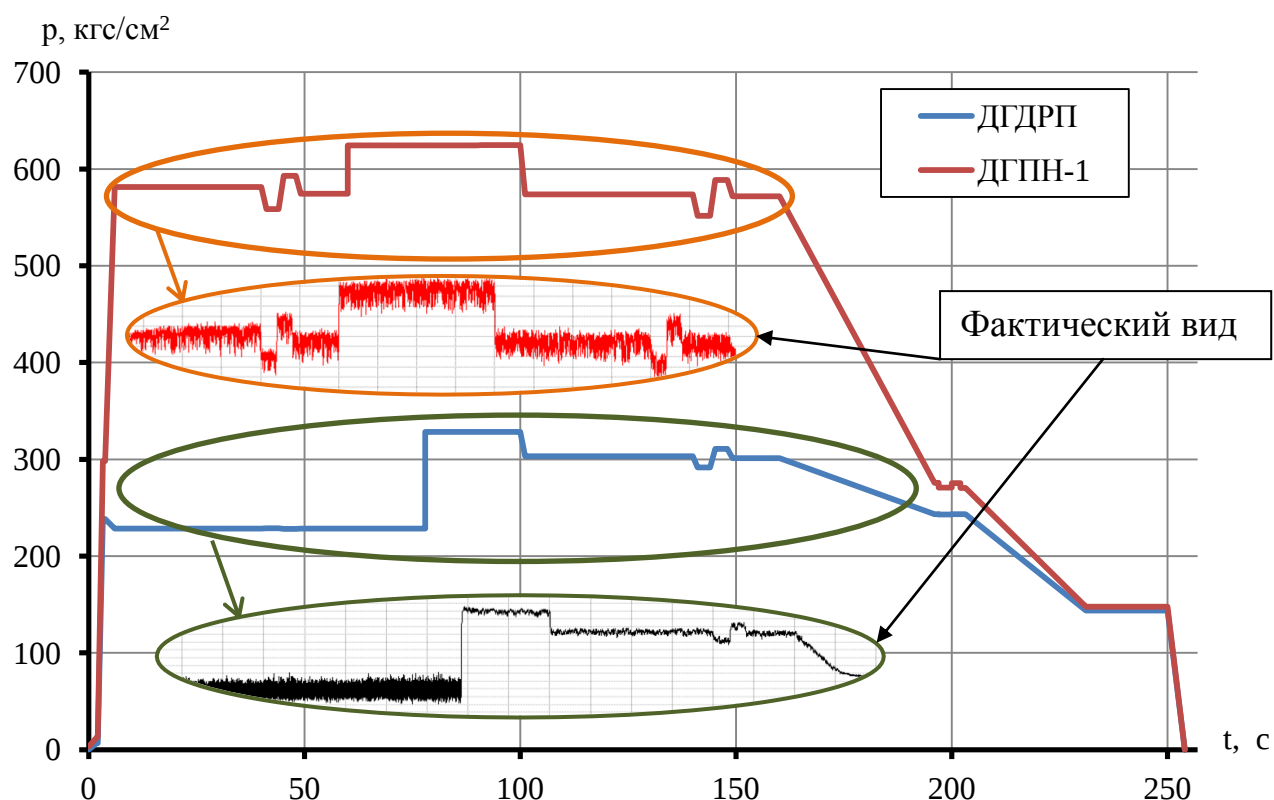


Рисунок 62 – Результаты огневых испытаний СД в составе двигателя РД191

На рисунках 63- 70 приведены результаты расчетного исследования динамических переходных процессов, проведенного по наблюдаемой на рисунке 62 динамической устойчивости процесса стабилизации давления.

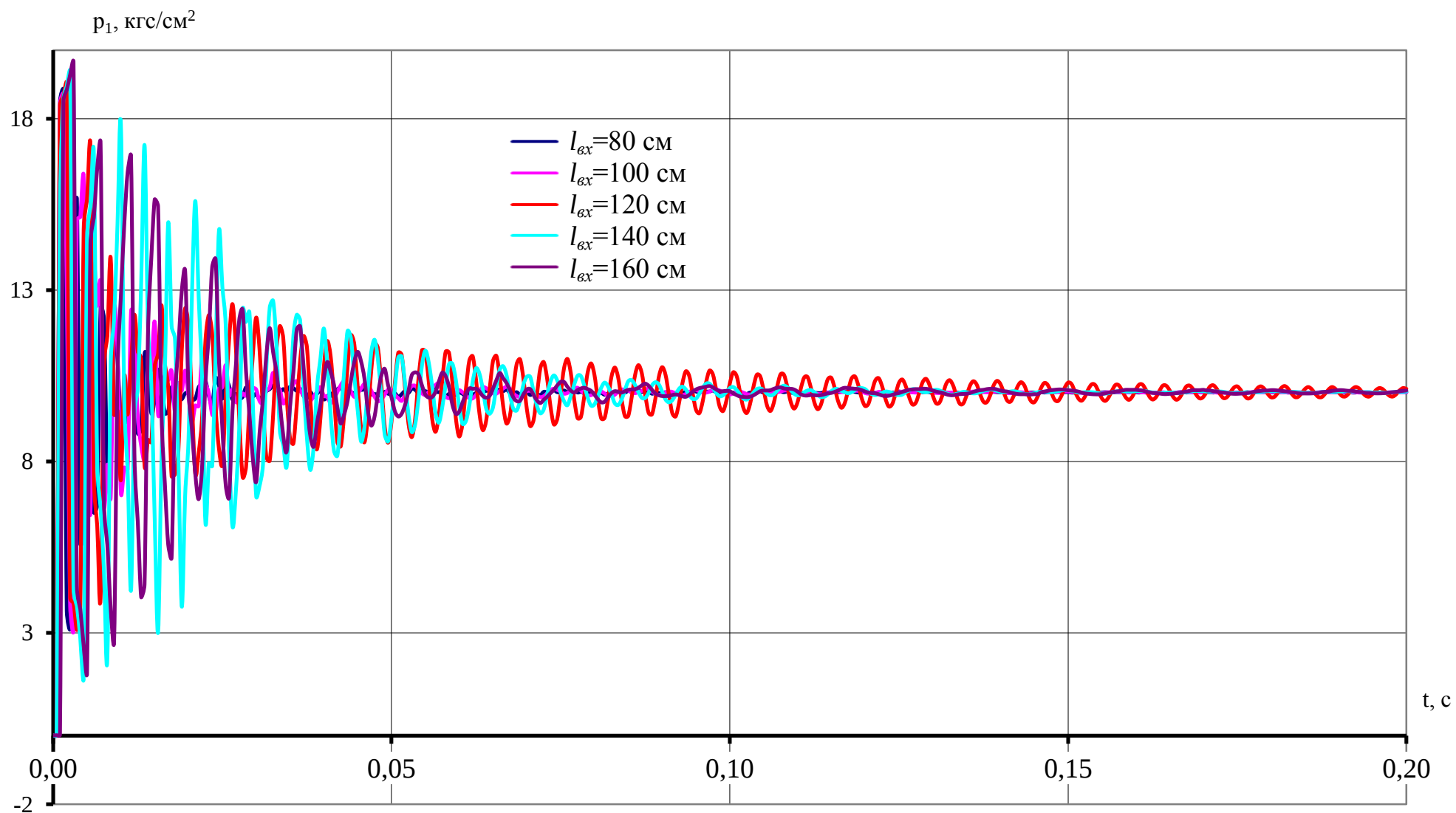


Рисунок 63 – Динамический переходный процесс с учетом акустических волн в магистралях у стабилизатора при перепаде давления на жиклере в 60 kg/cm^2 при изменении длины входной магистрали (l_{ex}) от 80 см до 160 см

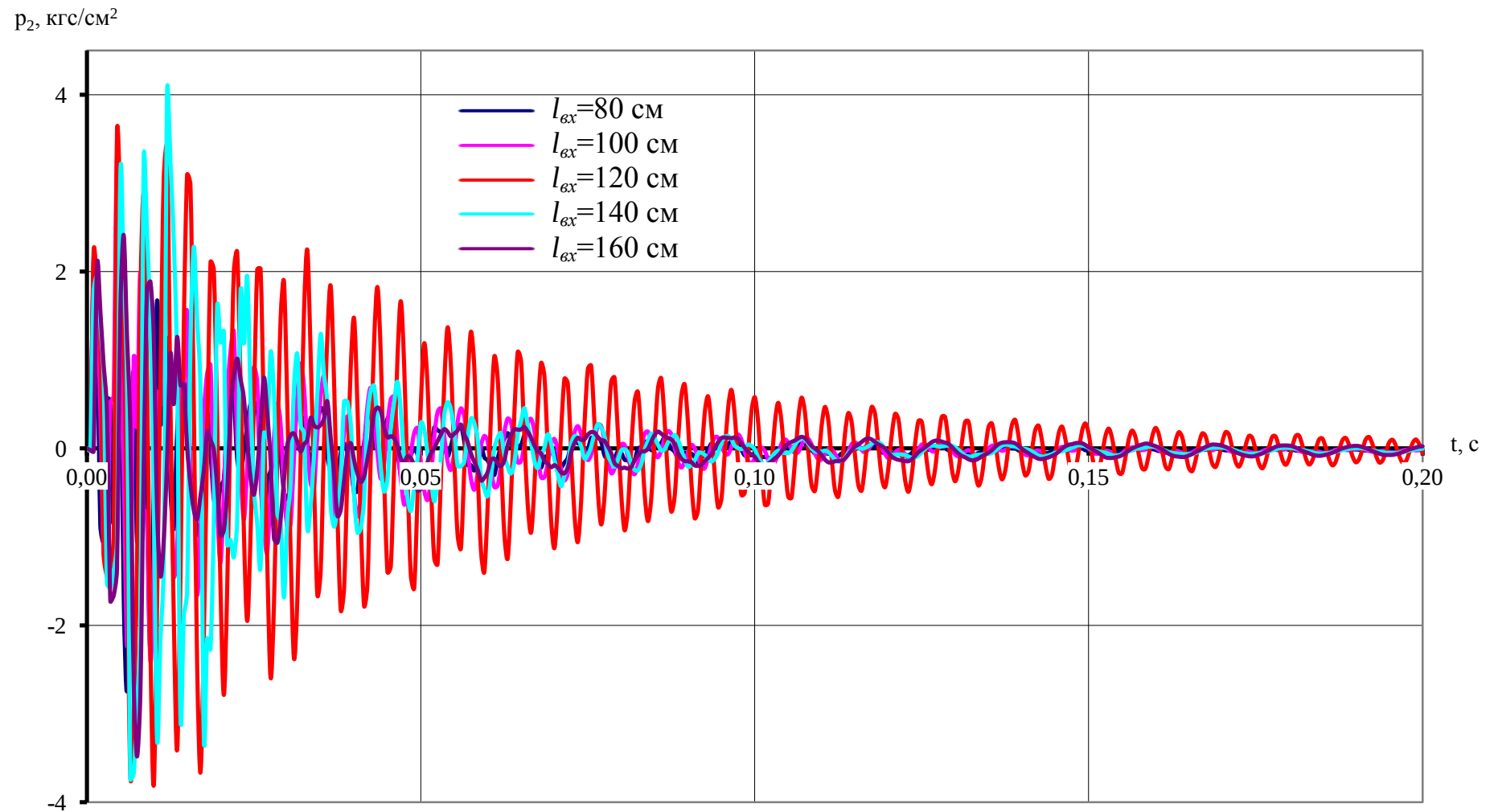


Рисунок 64 – Динамический переходный процесс с учетом акустических волн в магистралях у стабилизатора при перепаде давления на жиклере в 60 кгс/см^2 при изменении длины входной магистрали (l_{ex}) от 80 см до 160 см

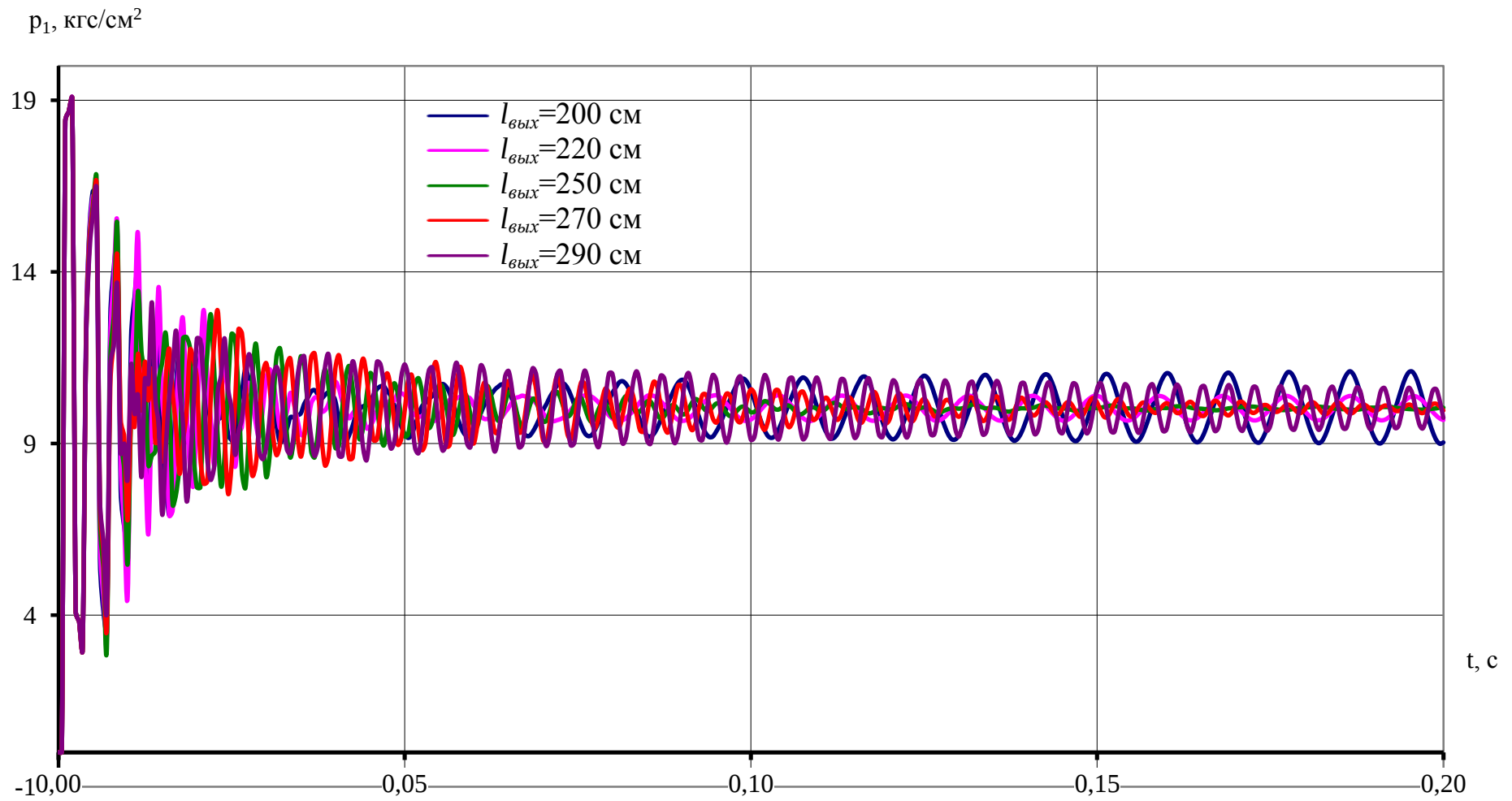


Рисунок 65 – Динамический переходный процесс с учетом акустических волн в магистралях у стабилизатора при перепаде давления на жиклере в 60 kg/cm^2 при изменении длины выходной магистрали ($l_{\text{вых}}$) от 200 см до 290 см

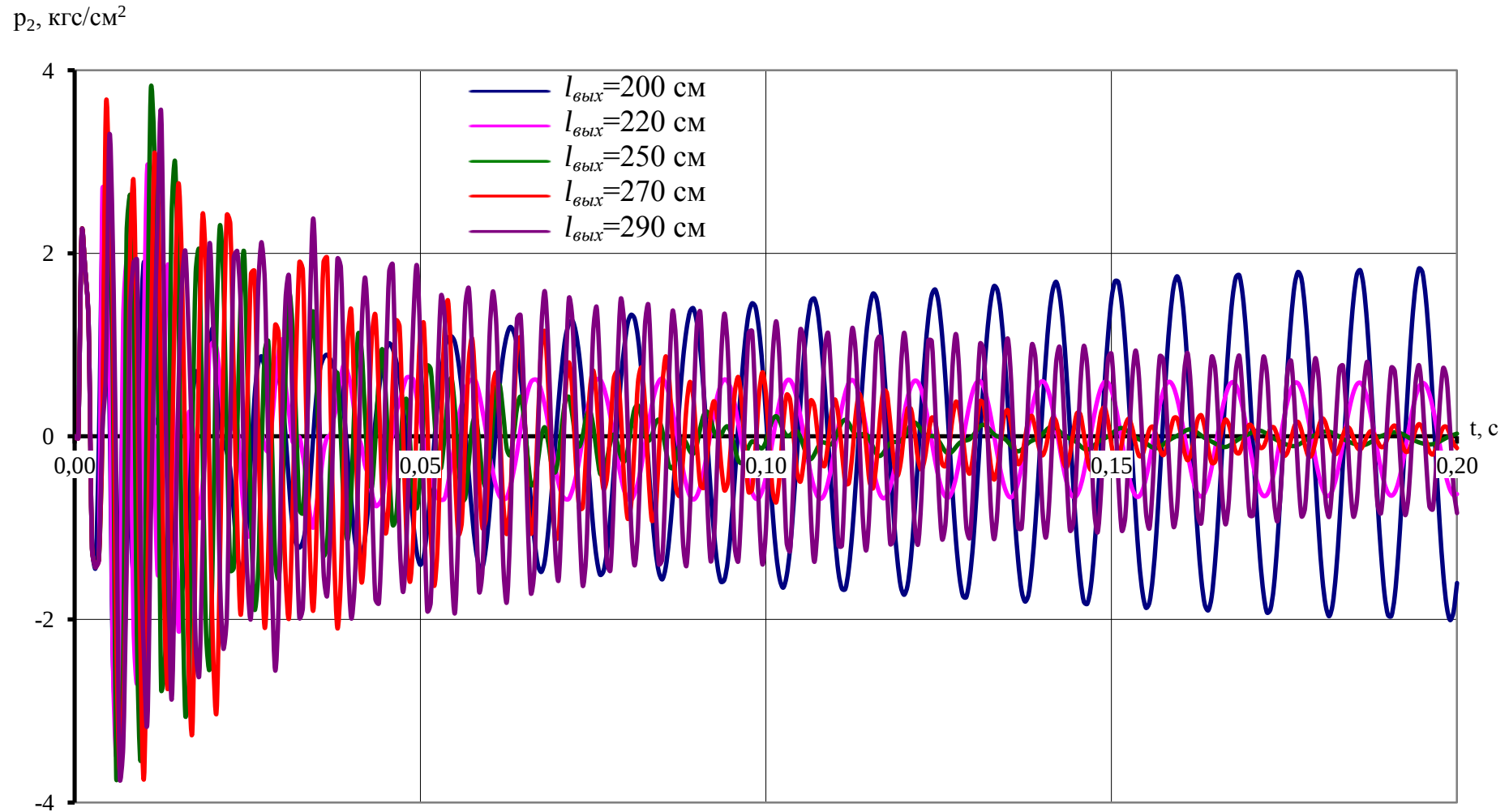


Рисунок 66 – Динамический переходный процесс с учетом акустических волн в магистралях у стабилизатора при перепаде давления на жиклере в 60 kgf/cm^2 при изменении длины выходной магистрали ($l_{\text{вых}}$) от 200 см до 290 см

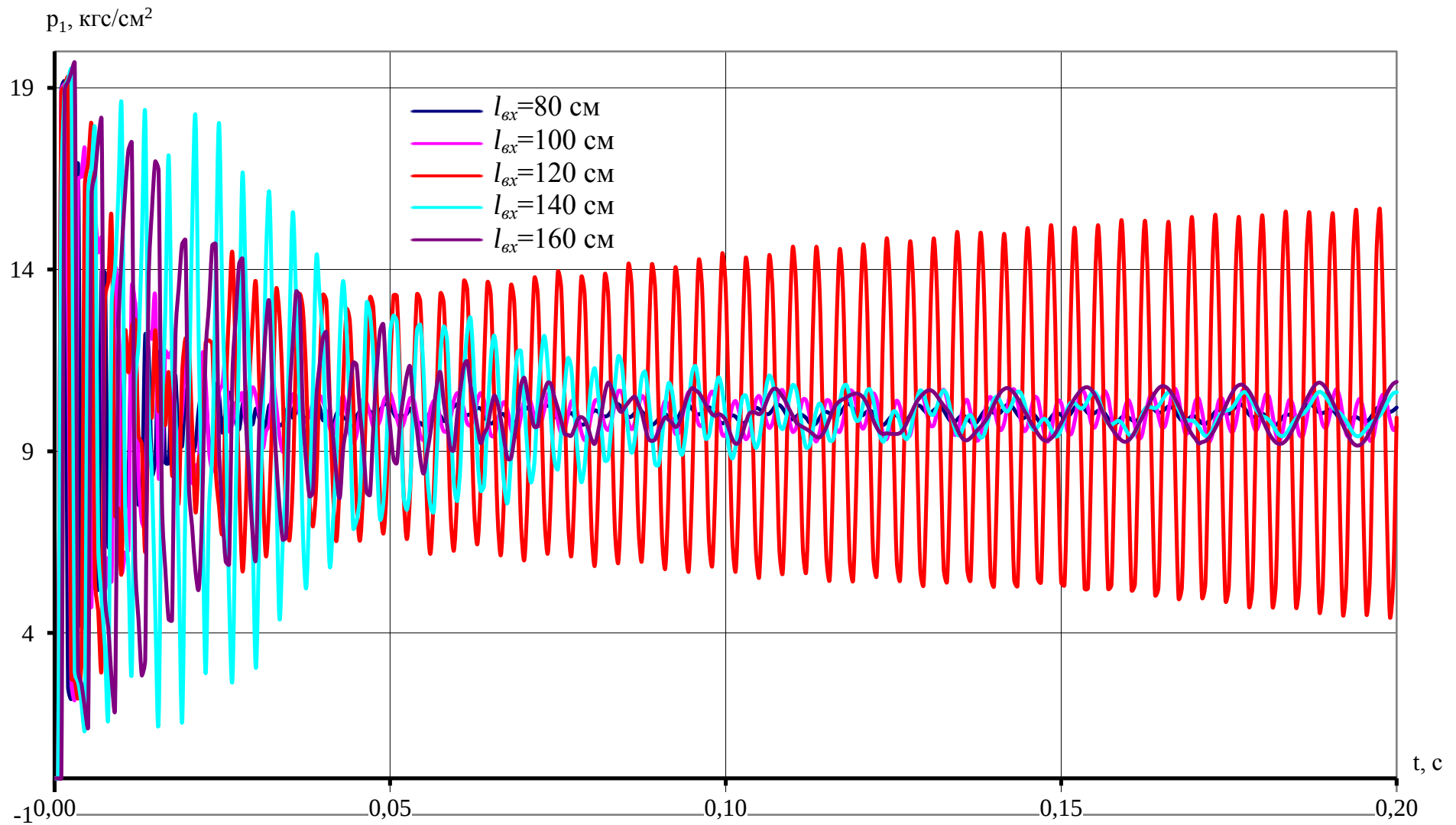


Рисунок 67 – Динамический переходный процесс с учетом акустических волн в магистралях у стабилизатора при перепаде давления на жиклере в 180 kg/cm^2 при изменении длины входной магистрали ($l_{\text{вх}}$) от 80 см до 160 см

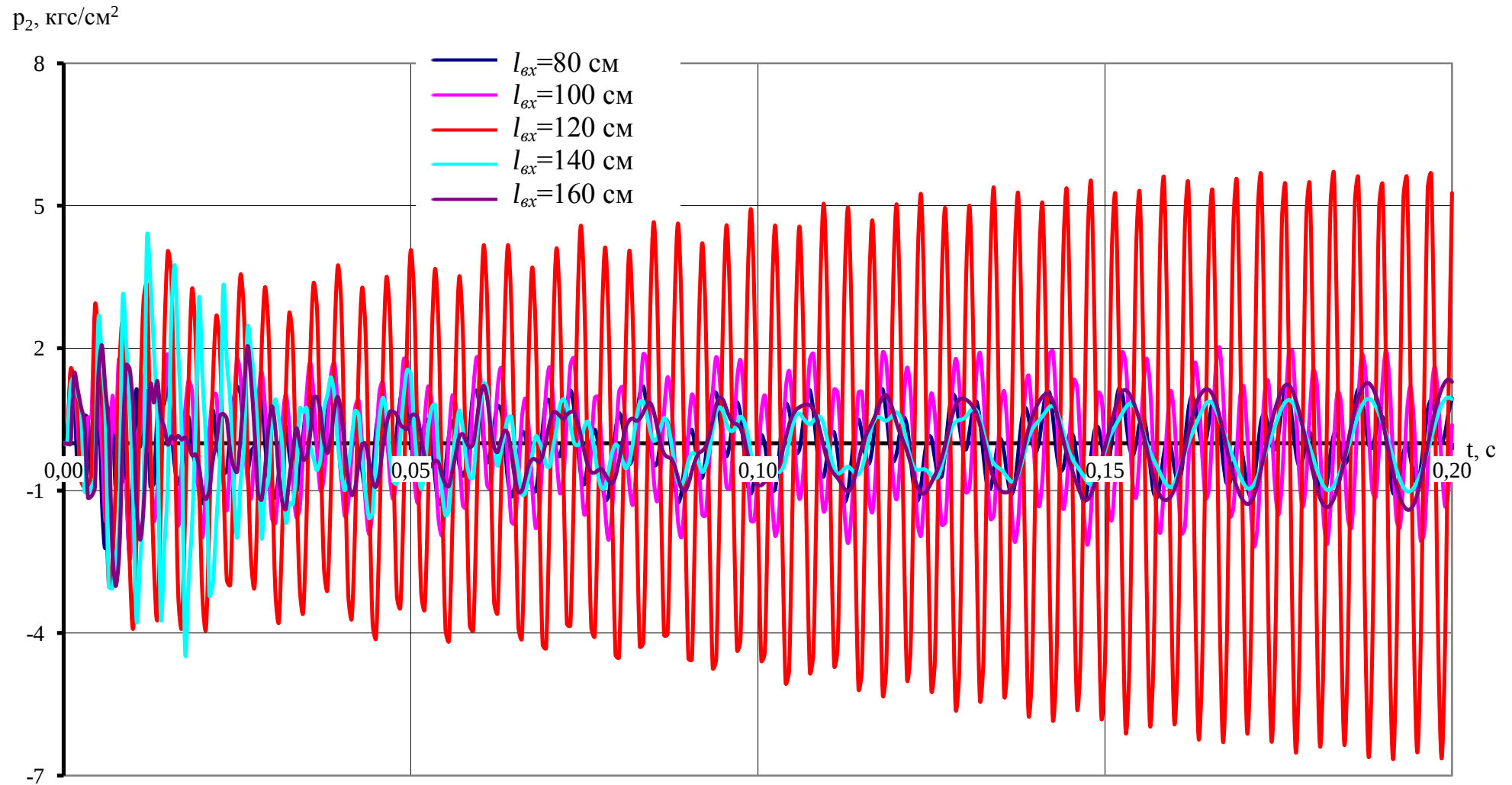


Рисунок 68 – Динамический переходный процесс с учетом акустических волн в магистралях у стабилизатора при перепаде давления на жиклере в 180 кгс/см^2 при изменении длины входной магистрали ($l_{\text{вх}}$) от 80 см до 160 см

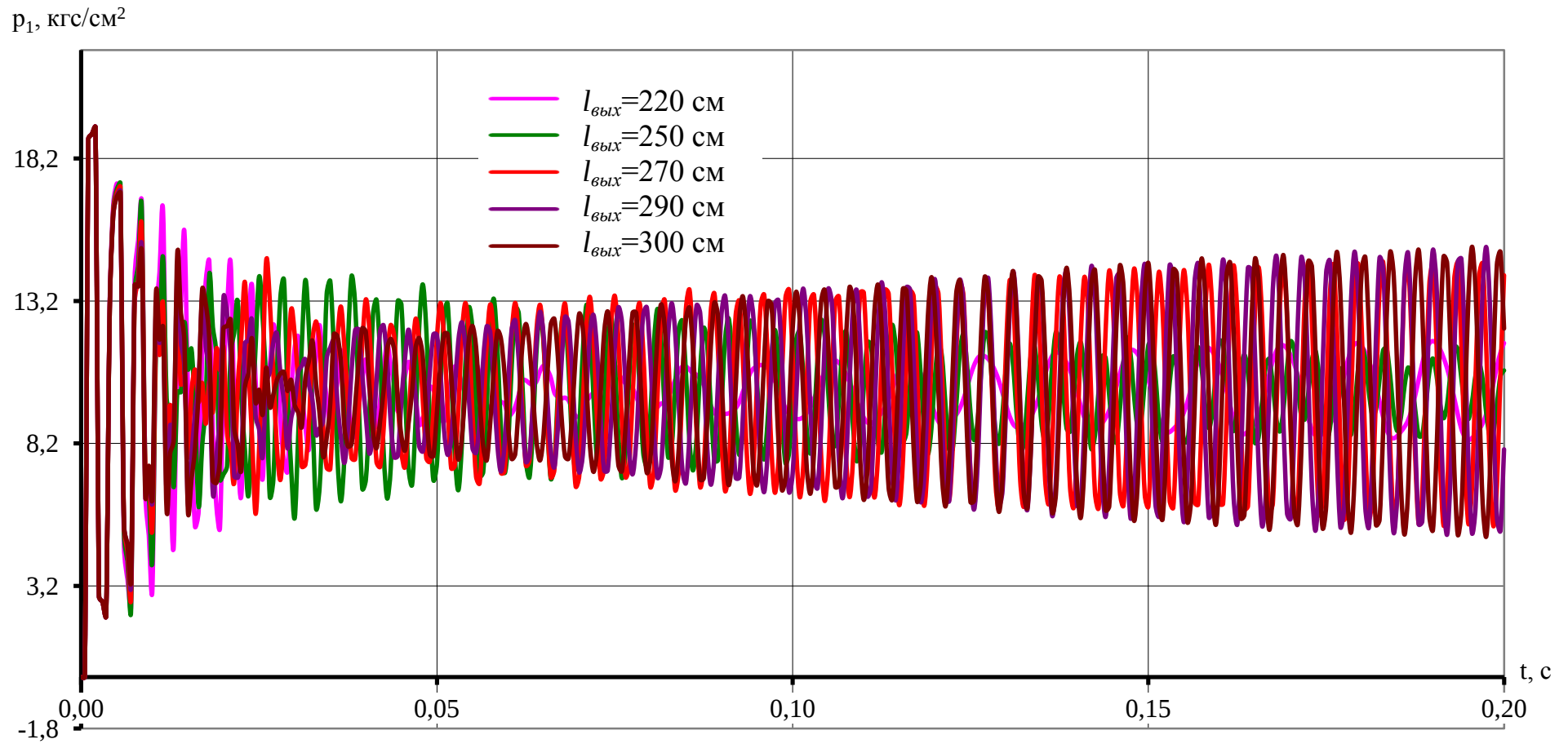


Рисунок 69 – Динамический переходный процесс с учетом акустических волн в магистралях у стабилизатора при перепаде давления на жиклере в 180 kg/cm^2 при изменении длины выходной магистрали ($l_{\text{вых}}$) от 220 см до 300 см

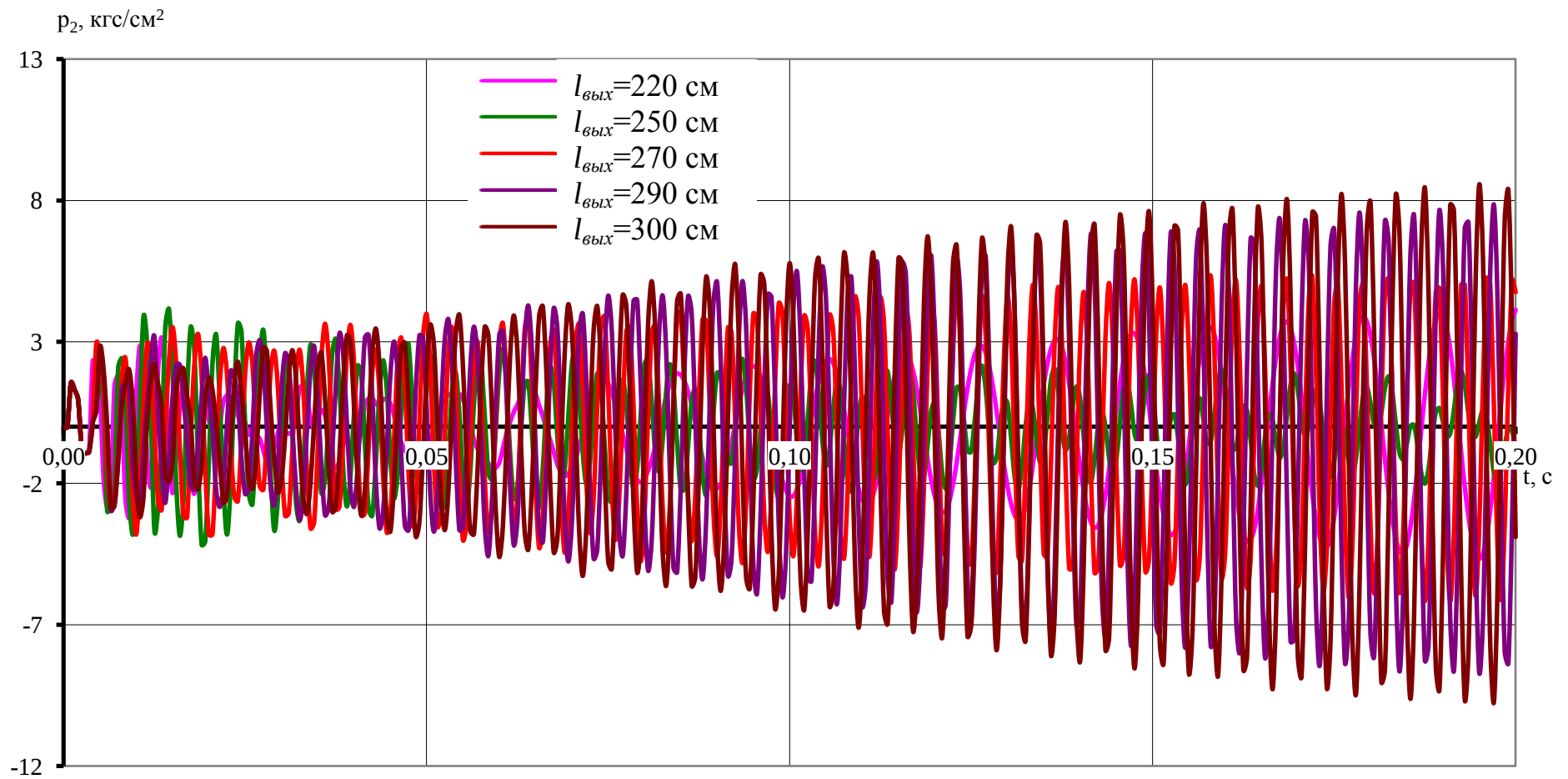


Рисунок 70 – Динамический переходный процесс с учетом акустических волн в магистралях у стабилизатора при перепаде давления на жиклере в 180 kgf/cm^2 при изменении длины выходной магистрали (l_{blx}) от 220 см до 300 см

Расчеты переходных динамических процессов проводились при возмущении давления в месте отбора, за насосом горючего первой ступени (рисунок 39), скачком. Варьировалась длина магистрали входной (магистраль 2, рисунок 39) и выходной (магистраль 4, рисунок 39), перепад на выходном жиклере (шайба 7, рисунок 39).

По результатам расчета было определено, что:

- неустойчивость в системе «стабилизатор – магистрали» возникает при малом расходе, когда амплитудно-фазовая частотная характеристика приближается к собственным акустическим модам магистралей;
- для обеспечения устойчивости необходимо уменьшить сопротивление жиклера на выходе, тем самым увеличив расход.

В итоге жиклер, расположенный за СД, был доработан в соответствии с полученными рекомендациями: диаметр жиклера, согласно полученным результатам расчета, был увеличен с целью обеспечения перепада на нем в 60 кгс/см^2 и введен канал с жиклером (рисунок 3, вид Б), соединяющий полость выходного штуцера с дренажом целью обеспечения минимального расхода через стабилизатор. Это позволило успешно подавить возникшие автоколебания на частоте около 300 Гц и исключить возникновение нештатных при испытаниях РД191 по этой причине в дальнейшем. О чем свидетельствуют результаты последующих испытаний СД в составе двигателя РД191, представленные на рисунке 71.

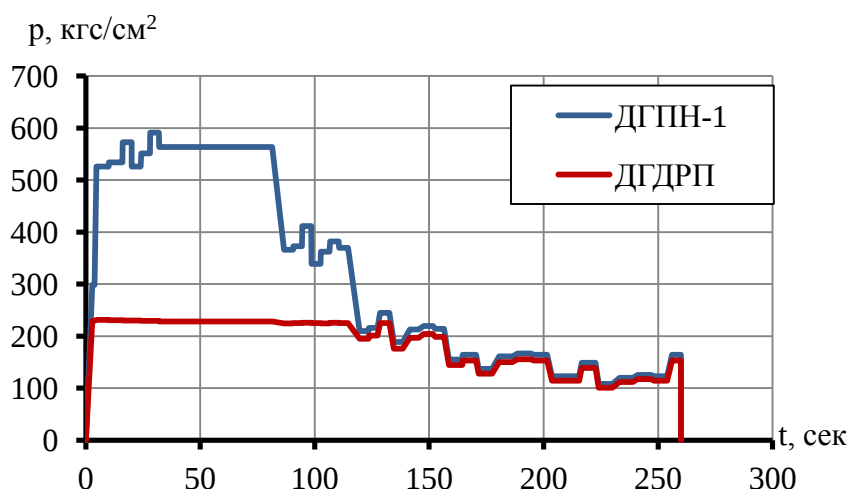


Рисунок 71 – Результаты огневых испытаний СД в составе двигателя РД191 после доработки жиклера

3.6. Результаты расчетного исследования процесса стабилизации СД 15Д285 с помощью трехмерного моделирования

Геометрическая модель СД изображена на рисунках 3 и 41.

Расчет параметров течения был произведен в стационарной постановке с помощью программного пакета *CFX* фирмы *ANSYS*. Для описания проточной части стабилизатора давления была построена смешанная (тетраэдрическая и гексагональная) сетка размером 4 млн. элементов. Для вычисления турбулентных напряжений Рейнольдса применена модель турбулентности "*Shear Stress Transport*" (*SST*). В качестве рабочего тела использовались вода и компонент – НДМГ при температуре 25 °С. Расчет изотермический.

Физическая модель

На вход в СД, согласно техническим требованиям, подается давление в диапазоне от 300 до 380 кгс/см², а на выходе из него давление должно находиться в пределах 200^{+10}_{-20} кгс/см². Расход через стабилизатор давления изменяется от 0,0445 до 0,89 л/с.

Граничные условия в модели с водой в качестве рабочего тела повторяют условия, созданные при модельных испытаниях данного СД на гидравлическом стенде (рисунок 43) при давлении на дренаже в 1 кгс/см².

Пружина, используемая в СД, имеет некоторый разброс по жесткости и по равновесной длине. К тому же усилие на реальной пружине не строго пропорционально ее длине. По этой причине СД требует настройки при модельных испытаниях, которая производится путем подкладывания шайб в основание пружины (см. рисунок 3). Для данной трехмерной модели СД величина коэффициента жесткости пружины была задана как некоторое среднее значение, а настройка стабилизатора заключалась в изменении начальной длины пружины 6 (рисунок 3) на 1 мм. Это обеспечило сходимость результатов расчета с результатами модельных испытаний СД.

Динамическая вязкость воды в расчетах постоянна и равна 0,0008899 Па·с. Давление насыщенного пара – 3574 Па. Плотность водяного пара – 0,02308 кг/м³. Стенки с прилипанием.

Граничные условия при расчетах на компоненте идентичны условиям при расчетах с водой за исключением давления на дренаже, которое в этом случае равно 12 кгс/см². Динамическая вязкость компонента для модели постоянна и равна 0,0005460 Па·с.

Результаты расчета

Результаты расчетов приведены в таблицах 7 (для воды) и 8 (для компонента). Проверка результатов расчетов осуществлялась по экспериментальным данным (рисунок 72), полученным в ходе модельных испытаний стабилизатора на воде.

Таблица 7 – Расчет параметров СД при модельных испытаниях без подводящих и отводящих магистралей (давление воды со стороны дренажа 1 кгс/см²)

Граничные условия задачи	Входное давление, кгс/см ²	380	380	380	300	300
	Расход на выходе, л/с	0,89	0,045	0	0,89	0,045
Результаты расчета	Давление на выходе, кгс/см ²	190	207	207	189	206
	Расход на дренаже, л/с	0,254	0,262	0,262	0,254	0,262
	Смещение золотника, мм	1,953	3,428	3,543	1,513	3,183
	Гидродинамическая сила, кгс	153	161	161	152	160

Таблица 8 – Расчет параметров СД при модельных испытаниях без подводящих и отводящих магистралей (давление компонента со стороны дренажа 12 кгс/см²)

Граничные условия задачи	Входное давление, кгс/см ²	380	380	300	300
	Расход на выходе, л/с	0,89	0,045	0,89	0,045
Результаты расчета	Давление на выходе, кгс/см ²	203	218	202	217
	Расход на дренаже, л/с	0,286	0,295	0,287	0,294
	Смещение золотника, мм	2,045	3,418	1,563	3,151
	Гидродинамическая сила, кгс	154	161	152	159

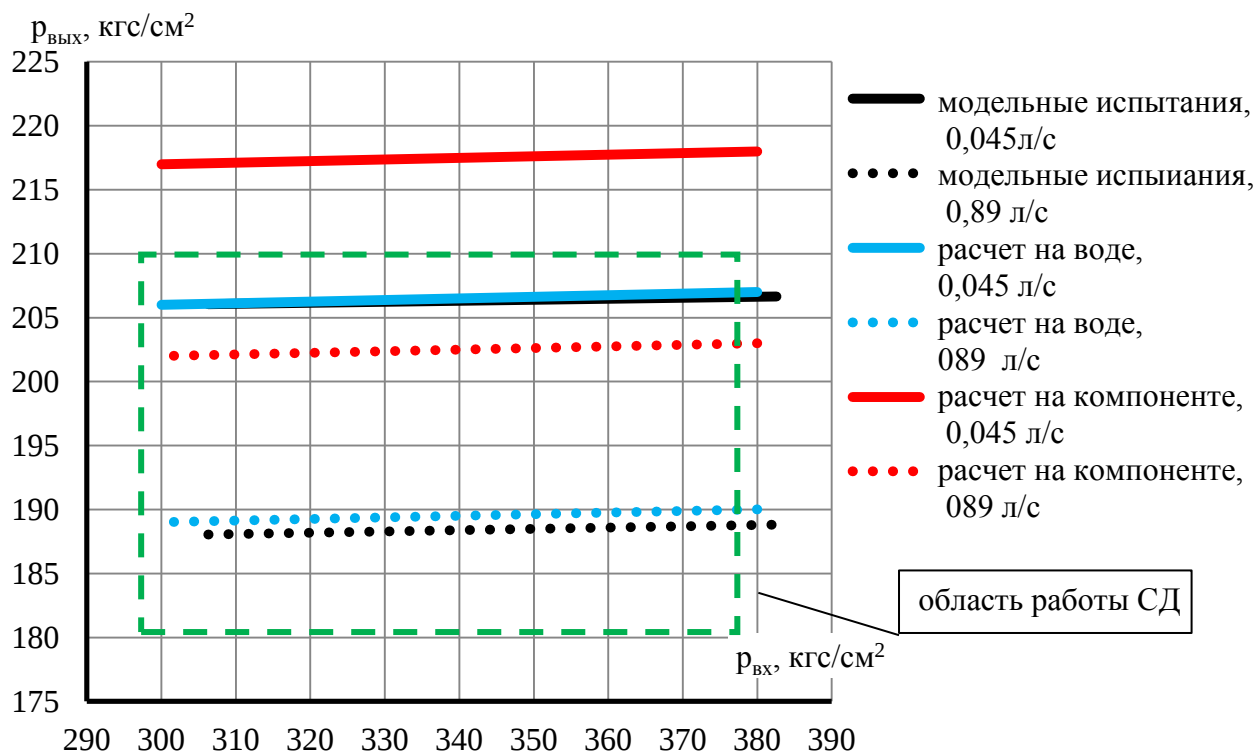


Рисунок 72 – Результаты модельных испытаний и трехмерных расчетов СД

На рисунках 73 и 74 показаны распределение давления в стабилизаторе и характерные скорости воды соответственно при давлении на входе 380 кгс/см², расходе на выходе 0,89 л/с и давлении на дренаже в 1 кгс/см². Для совпадения с результатами модельных испытаний начальная длина большой пружины была уменьшена на 1 мм.

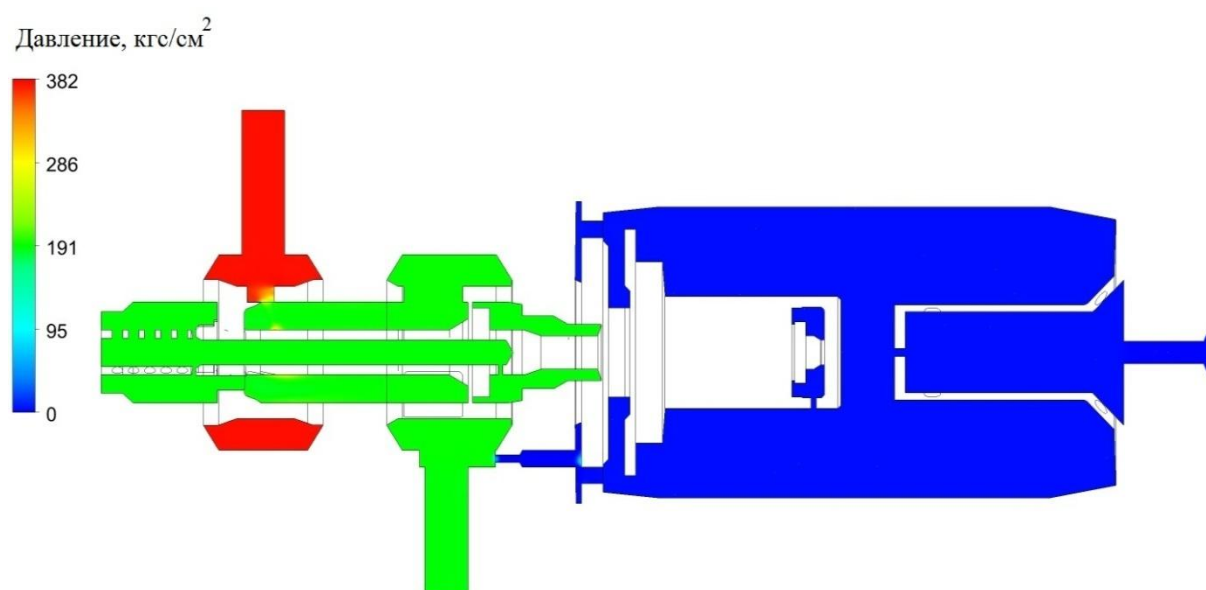


Рисунок 73 – Распределение давления в СД

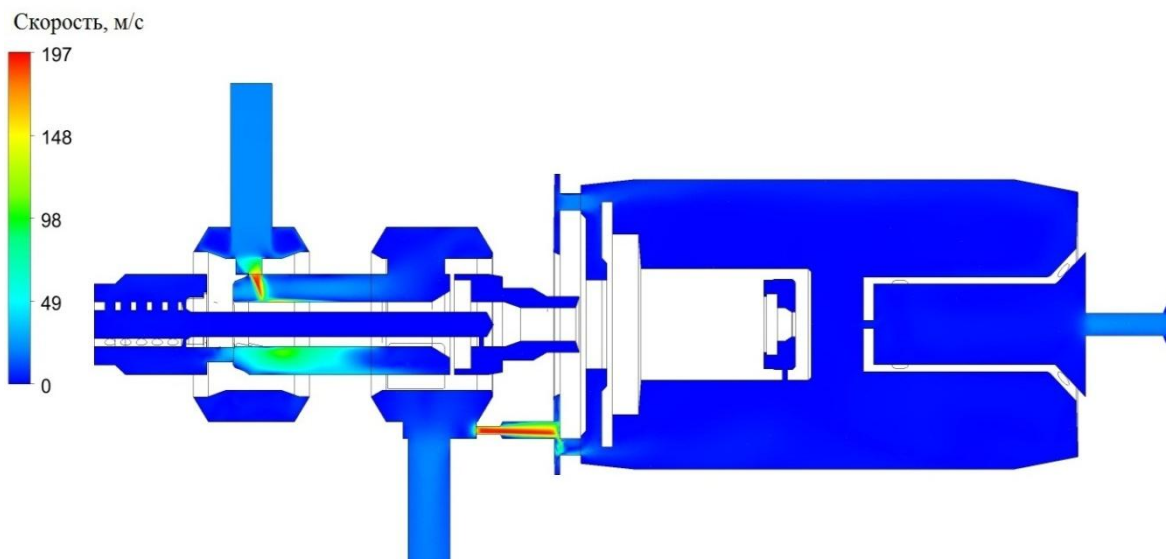


Рисунок 74 – Скорость воды в СД

Основные потери давления в стабилизаторе происходят в дросселирующих окнах и в жиклере (см. рисунок 3), соединяющем основной тракт с дренажным отверстием. При малых расходах на рулевой привод ($<0,1$ л/с) течение в стабилизаторе определяется потерями в жиклере и отношением давления на входе к давлению на дренаже и не зависит от расхода.

Силы, действующие на подвижные элементы стабилизатора: малая пружина – 13,7 кгс; большая пружина – 171,4 кгс; золотник – 62,8 кгс; упор – 0,4 кгс; поршень – 94,5 кгс. На рисунке 75 приведено распределение давления на подвижных элементах стабилизатора.

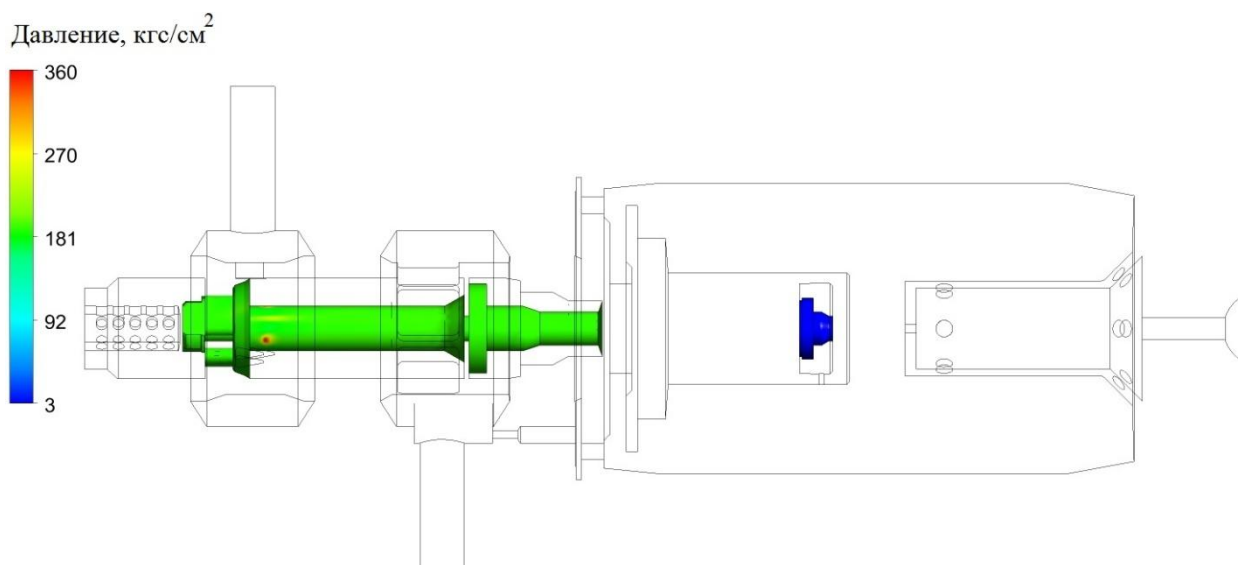


Рисунок 75 – Распределение давления на золотнике и поршне СД

Выводы

1. По результатам расчетов получено распределение параметров течения (давления, скорости) по проточной части стабилизатора, в том числе значение давления на выходе из стабилизатора, расход на дренаже, смещение золотника и гидродинамические значения сил на подвижных элементах стабилизатора для нескольких вариантов граничных условий для воды и компонента. Результаты расчета соответствуют данным полученным в ходе штатных модельных испытаний СД (при давлении воды со стороны дренажа 1 кгс/см^2) и входе модельных испытаний с подводящими и отводящими магистралями (при давлении компонента со стороны дренажа 12 кгс/см^2) (рисунок 72).

2. Расчеты показали, что характеристики стабилизатора зависят, в основном, от расхода на выходе из стабилизатора и давления на дренаже. При малых расходах основной поток поступает на дренаж, поэтому течение зависит только от перепада давлений на входе и на дренаже.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе использования системного подхода при проектировании и создании агрегатов регулирования ЖРД больших тяг на примере стабилизатора давления автором:

1. Проведено исследование и анализ конструкций агрегатов регулирования ЖРД (стабилизатора давления, дросселя и регулятора расхода), применяемых в отрасли, и имеющих одну конструктивную схему – золотниковую. Указаны конструктивные общности этих агрегатов.

2. На основе системного подхода разработана математическая модель расчета СД и составлена к ней расчетная схема течения рабочего тела в стабилизаторе давления с учетом подводящих и отводящих в системе гидропитания рулевых приводов двигателя.

3. Разработаны методика и программа расчета одноступенчатого СД ЖРД золотникового типа, основанная на системном подходе к его проектированию, и позволяющая проводить статические расчеты и расчеты динамических переходных процессов с учетом акустических волн в магистралях, учитывать особенности конструкции СД (профиль дросселирующих окон, силовые характеристики пружин и т.д.), влияние гидродинамических характеристик подводящих и отводящих магистралей в системе гидропитания рулевых приводов двигателя и утечки через рабочие поверхности золотниковой пары СД на его рабочие характеристики. Данный программно-математический комплекс, учитывающий перечисленные параметры, ранее не использовался при проектировании и создании одноступенчатых золотниковых СД ЖРД больших тяг.

4. Программа расчета СД апробирована на практике при определении причин нештатной работы СД РД191. Правильность проведенных расчетов подтверждена положительными результатами последующих огневых испытаний СД в составе двигателя РД191.

5. Разработаны методические рекомендации по проектированию СД ЖРД, которые на основе принципов преемственности позволяют создавать новые конструкции агрегата, адаптированные под конкретные условия работы путем его

модернизации (например, путем изменения, усовершенствования или улучшения конструктивных параметров основных элементов агрегата в зависимости от требований, предъявляемых к виду его рабочих характеристик).

6. Разработана КД на СД 15Д285, РД181 – чертежи и технические условия для проведения модельных испытаний.

7. Проведены расчетные (включая 3D - моделирование), исследовательские и опытно-конструкторские работы по определению влияния конструктивных параметров СД (профиля дросселирующих окон, пружины, площади чувствительного элемента) и гидравлических характеристик подводящих и отводящих магистралей СД на их рабочие характеристики.

8. По результатам трехмерных расчетов получено распределение параметров течения (давления, скорости) по проточной части стабилизатора, в том числе значение давления на выходе из стабилизатора, расход на дренаже, смещение золотника и гидродинамические значения сил на подвижных элементах стабилизатора для нескольких вариантов граничных условий для воды и компонента. Результаты расчета соответствуют данным полученным в ходе штатных модельных испытаний СД (при давлении воды со стороны дренажа 1 кгс/см^2) и входе модельных испытаний с подводящими и отводящими магистралями (при давлении компонента со стороны дренажа 12 кгс/см^2).

9. Положительные результаты экспериментальной отработки стабилизаторов давления 15Д285, РД181, РД191, дросселя РД191 и регулятора расхода для двигателя РД191М подтвердили правильность использованных при их проектировании теоретических расчетов и принятых конструкторских решений.

10. Полученные с использованием системного подхода результаты экспериментальных исследований одноступенчатых золотниковых СД ЖРД больших тяг, включающие в себя исследования по определению влияния конструктивных параметров и гидродинамических характеристик подводящих и отводящих магистралей СД, актуальны, так как дают более полное и целостное представление об этих агрегатах, и представляют практический интерес при проектировании новых и модернизации внедренных агрегатов регулирования ЖРД.

11. Использование системного подхода при проектировании СД ЖРД больших тяг позволит повысить эффективность проведения научно-исследовательских работ и опытно-конструкторских работ при создании новых образцов СД и модернизации внедренных, а также качество результатов разработок.

12. Результатом использования системного подхода, раскрытого в данной работе, стал спроектированный, изготовленный и прошедший испытания на двигателе одноступенчатый золотниковый стабилизатор давления 15Д285. Такой подход и оригинальное конструктивное решение позволило создать в кратчайшие сроки и с минимальными затратами агрегат, сочетающий в себе простоту конструкции с минимальными габаритами, и обладающий высоким уровнем надежности. Результаты, полученные в ходе создания СД 15Д285, использовались при модификации СД двигателя РД191 и разработке СД двигателя РД181. Конструкции указанных СД внедрены и успешно эксплуатируются в современных ЖРД: 15Д285, РД191, РД181.

Подводя итоги этой работы хотелось выразить свою благодарность за возможность ее написания ведущим специалистам НПО Энергомаш и двигателестроительной отрасли: Громыко Борису Михайловичу, Кошелеву Игорю Михайловичу, Кириллову Виктору Васильевичу, Бабкину Виктору Петровичу, Дроздову Евгению Анатольевичу, Гунину Андрею Федоровичу и Муравьеву Олегу Ивановичу.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Benaway Bernard G. Flow regulator: US 3130747 A. - США, 28 апрель 1964 г.
2. Charles F., Lind Jr. In line flow control valve: US 4080993 A. - США, 28 март 1978 г.
3. Chenault Roy L. Hydraulic governor: US2865397 A. - США, 23 декабрь 1958 г.
4. Dranovsky M. Combustion Instabilities in Liquid Rocket Engines: Testing and Development Practices in Russia, Progress in Astronautics and Aeronautics, AIAA, Reston, Virginia, 2007. Vol.221.
5. Dukema O.W. A Proposed Mechanism of High Frequency Combustion Instability Rocketdyne Research Rept. №RR 60-25, Jan. 1961 г.
6. Hidetoshi Fujiwara, Akihiko Sato. Flow volume control device for power steering system: US4549566A. - США, 29 октябрь 1985 г.
7. James Archie Wynn Jr. Pressure regulator including a fixed valve ball and method of assembling the same: US 7040344 B2. - США, 9 май 2006 г.
8. Susumu Honaga, Akihiko Sato. Flow controlling apparatus for power steering, operating fluid: US4361166. - США, 30 ноябрь 1982 г.
9. Teruhiko Mochizuki, Atsushi Tanaka. Flow control apparatus: US 4768540 A. - США, 6 сентябрь 1988 г.
10. Worden Donald A. Pressure regulator and pneumatic noise filter: US 3251376 A. - США, 17 май 1966 г.
11. Yang V. and Anderson W. Liquid Rocket Engine Combustion Instability, Progress in Astronautics and Aeronautics. AIAA, Washington, D.C., 1995, Vol.169.
12. Марцинковський В.А. Вібрації роторів відцентрових машин: В 2 книгах. Книга 1. Гідродинаміка дроселюючих каналів. - Суми : Вид-во СумДУ, 2002, 337 с.
13. Шнякін В. М. Конох В.І., Калініченко І.І., Хохлов Г.Г., Гордієць І.М., Кукса І.Ю. Регулятор витрати: UA 99750 C2. - Україна, 25 сентябрь 2012 г.

14. Авласенко Л.В., Анисимов В.А., Конах В.Н., Мищенко А.С. Опыт отработки и математического моделирования динамики стабилизатора давления прямого действия ЖРД. ГП Конструкторское бюро "Южное"им. М.К. Янгеля, Днепропетровск, Украина. // Авиационно-космическая техника и технология. - 2008, №9 (56) г. - С. 166 - 171.
15. Алешкевич В.А., Деденко Л.Г., Караваев В.А. Колебания и волны. Лекции. - М.: Физический факультет МГУ, 2001, 144 с.
16. Андерсон Д., Таннехили Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен./Dace A. Anderson, John C. Tannehill, Richard H. Pletcher. Computational fluid mechanics and heat transfer./Перевод с английского. - М.: Мир, 1990, 336 с.
17. Андронов А.А., Вит А.А., Хайкин С.Э. Теория колебаний. - М.: Наука., 1981.- 568 с.
18. Бабкин А.И., Белов С.И., Рутовский Н.Б., Соловьев Е.В. Основы теории автоматического управления ракетными двигательными установками. - М.: Машиностроение, 1978, 328 с.
19. Бабкин В.П., Громыко Б.М., Крапивных Е.В., Ромасенко Е.Н., Теленков А.А. Разработка конструкции дросселя горючего для двигателя РД191 с пологой характеристикой// Труды НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко. - 2016 г. - №33. - С. 204 – 216.
20. Башта Т.М., Зайченко И.З., Ермаков В.В., Хаймович Е.М. Объемные гидравлические приводы. - М.: Машиностроение, 1969, 628 с.
21. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. - М.: Машиностроение, 1971, 672 с.
22. Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. - М.: Машиностроение, 1967, 495 с.
23. Башта Т.М. Гидравлические следящие приводы. - М.: Машгиз, 1960, 282 с.
24. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. - М.: Машиностроение, 1972, 320 с.

25. Башта Т.М. Конструкция и расчет самолетных гидравлических устройств. - М.: Оборонгиз, 1961, 475 с.
26. Беляев Е.Н., Чванов В.К., Черваков В.В. Математическое моделирование рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей. - М.: Издательство МАИ, 1999, 228 с.
27. Бесекерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования. - М.: Наука, 1966.- 992 с.
28. Бирюков В.И., Мосолов С.В. Акустика газовых трактов жидкостных ракетных двигателей. - М.: Изд-во МАИ, 2013.- 164 с.
29. Бирюков В.И., Мосолов С.В. Динамика газовых трактов жидкостных ракетных двигателей. - М.: Изд-во МАИ, 2016.-168 с.
30. Ванин В.А., Однолько В.Г., Пестрецов С.И., Фидаров В.Х., Колодин А.Н. Научные исследования в технологии машиностроения. - Тамбов: Изд-во Тамбовского государственного технического университета, 2009, 232 с.
31. Васютин Ю. И., Ильин В. Т., Мерзликина В. А., Лутфуллина А. Ф. Редуктор давления газа: RU 2535523 C1. - РФ, 18 апрель 2013 г.
32. Васютин Ю. И., Ильин В.Т., Лебедев А.В., Мерзликина В.А. Редуктор давления газа: RU 2484434 C1. - РФ, 25 октябрь 2011 г.
33. Володин В.А. Конструкция и проектирование ракетных двигателей. - М.: Машиностроение, 1971, 336 с.
34. Гарбера С.Н., Копков Г.А. Эффективный способ определения динамических характеристик регулятора расхода // Научно-технический юбилейный сборник. КБ химавтоматики: в 3-х томах/ Под ред. В.С. Рачука. - Воронеж: "Кварта". - 2012, Том 1. - С. 223 - 230.
35. Гахун Г.Г., Алексеев И.Г., Баулин В.И., Гутковский Э.Л., Дубенец С.А., Мурзинов Г.Н. Атлас конструкций ЖРД. Часть III/Серия №6. Двигателестроение. - М.: Издательство МАИ, 1981, 77 с.
36. Гахун Г.Г., Баулин В.И., Володин В.А., Курпатенков В.Д, Краев М.В., Трофимов В.Ф. Конструкция и проектирование жидкостных ракетных двигателей. - М.: Машиностроение, 1989, 424 с.

37. Горохов В.Д., Копков Г.А., Кунавкин С.П. Регулятор тяги для маршевого кислородно-керосинового ЖРД нового поколения. // Научно-технический юбилейный сборник КБ химавтоматики/Под ред. В.С. Рачука. - Воронеж: "Кварта". - 2012, Том 1. - С. 213 - 219.

38. Горохов В.Д., Копков Г.А., Орлов В.А., Сурин В.П. К вопросу о выборе конструктивной схемы регулятора расхода прямого действия. // Научно-технический юбилейный сборник. КБ химавтоматики: в 3-х томах/ Под ред. В.С. Рачука. - Воронеж: "Кварта". - 2012, Том 1. - С. 207 - 213.

39. Горячкин А.А., Жуковский А.Е., Игначков С.М., Шорин В.П. Регуляторы расхода для топливных систем двигателей летательных аппаратов. - М.: Машиностроение, 2000, 208 с.

40. Гребнев М. Ю., Громыко Б.М., Крапивных Е.В., Теленков А.А. Выбор конструктивных параметров стабилизатора давления ЖРД, обеспечивающих постоянство давления. // Итоги диссертационных исследований. Том 1. - Материалы VI Всероссийского конкурса молодых ученых, посвященного 90-летию со дня рождения академика В.П. Макеева.. - М. : РАН, 2014. - С. 31-41.

41. Громыко Б. М., Кошелев И.М., Крапивных Е.В. Разработка математической модели стабилизатора давления. // Труды НПО Энергомаш имени академика В.П Глушко. - 2015, №32. - С. 75 - 90.

42. Громыко Б.М., Кириллов В.В., Кириллов А.В., Лачинов Д.С. Стабилизатор перепада давлений жидкости: RU 2183849 С2. - РФ, 29 октябрь 1999 г.

43. Громыко Б.М., Крапивных Е.В., Теленков А.А., Тюрин А.А. Экспериментальная оценка влияния конструктивных параметров стабилизатора давления на его статические характеристики и работоспособность.// Труды НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко. - 2015, №32. - С. 181 - 197.

44. Дерчагев А. А., Иванов М. Ю., Копков Г. А., Кучин А. П., Новиков А. Е., Реш Г. Ф., Синявин В. Г. Регулятор расхода: RU 2548613 С1. - РФ, 29 январь 2014 г.

45. Добровольский М.В. Жидкостные ракетные двигатели. - М.: Машиностроение, 1968, 396 с.
46. Евстигнеев А.Н., Жуковский А.Е., Квасов В.М., Кондрашов Ю.И., Малеев А.Ф., Шахматов Е.В., Шестаков Г.В. Основы создания агрегатов автоматики пневмогидравлических систем летательных аппаратов и двигателей. Часть 1. Обеспечение конструкторской надежности и технологичности агрегатов. - Самара: НПО "Импульс", 1993, 375 с.
47. Емельянов А.И., Емельянов В.А., Калинина С.А. Практические расчеты в автоматике. - М.: Машиностроение, 1967, 316 с.
48. Жуковский А.Е., Кинелев В.Г., Мулюкин О.А., Свербилов В.Я., Чегодаев Д.Е., Шорин В.П. Основы создания агрегатов пневмогидравлических систем летательных аппаратов и двигателей. Часть 2. Обеспечение качества динамических процессов и устойчивости систем с агрегатами регулирования и управления. - Самара: НПО "Импульс", 1995, 216 с.
49. Кащук А.С., Терехов Н.Т. Регулятор расхода: RU 2142156 C1. - РФ, 27 ноябрь 1999 г.
50. Козелков В.П., Терехов Н.Т., Лаврентьев В.Ф. Регулятор расхода: RU 2164034 C1. - РФ, 10 март 2001 г.
51. Копков Г.А., Кучин А.П., Новиков А.Е., Иванов М.Ю., Реш Г.Ф., Антонов Д.С. Стабилизаторы расхода для синхронизации перемещения исполнительных органов систем летательных аппаратов// Научно-технический юбилейный сборник. КБ химавтоматики: в 3-х томах/ Под ред. В.С. Рачука. - Воронеж: "Кварта". - 2012, Том 1. - С. 219 -223.
52. Копков Г.А., Рачук В.С. Регулятор расхода: RU 2065198 C1. - РФ, 10 август 1996 г.
53. Копков Г.А. Управляемый дроссель: RU 2139464 C1. - РФ, 10 октябрь 1999 г.
54. Коростышевский И.М. Уравновешенный редуктор давления рабочей среды: RU 2239222 C1. - РФ, 27 октябрь 2004 г.

55. Крапивных (Цыганова) Е.В. Разработка системного подхода к проектированию и созданию агрегатов регулирования ЖРД больших тяг и исследование влияния конструктивных параметров на работоспособность. // Сборник аннотаций работ V Международного отраслевого научно-технического форума "Молодежь и будущее авиации и космонавтики". - Москва: Издательство МАИ, 2013. - С. 5 - 8.

56. Крапивных Е.В. Влияние гидравлических характеристик подводящих и отводящих магистралей на статические характеристики и работоспособность стабилизатора давления ЖРД [Электронный ресурс]. – Журнал «Труды МАИ». - 2015, №80 г. – <http://www.mai.ru/science/trudy/published.php?ID=56924>.

57. Лапин А.Д. Распространение звука в волноводе переменного сечения. //Акустический журнал, Т.4, №2, 1968 г.

58. Лебединский Е.В., Зайцев Б.В., Соболев А.А. Многоуровневое математическое моделирование регулятора расхода для ЖРД. [Электронный ресурс]. - <http://www.kerc.msk.ru/ipg/papers/model2.pdf>.

59. Лебединский Е.В., Калмыков Г.П., Мосолов С.В. и др. Рабочие процессы в жидкостном ракетном двигателе и их моделирование/Под редакцией академика РАН А.С. Коротева. - М.: Машиностроение, 2008.- 511 с.

60. Лебединский Е.В., Натанзон М.С., Никифоров М.В. Экспериментальный метод определения динамических свойств газовой потоков. // Акустический журнал, : Т. XXVIII, Вып. №2, 1982 г.- С.660-664.

61. Льюис Э., Стерн Х. Гидравлические системы управления. /Перевод с английского. - М.: Издательство "Мир", 1966, 407 с.

62. Махин В.А., Присняков В.Ф., Белик Н.П. Динамика жидкостных ракетных двигателей. - М.: Машиностроение, 1969, 834 с.

63. Морз Ф. Колебания и звук. - М.- Л.: Гостехиздат, 1949.- 496 с.

64. Некрасов Б.Б. Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах. - М.: Московская типография №8 Главполиграфпрома, 1967, 398 с.

65. Осипов А.А. Распространение трехмерных акустических возмущений в каналах переменной площади поперечного сечения при частотах, близких к

частоте отсечки. Изв. АН СССР. Сер. Механика жидкости и газа, №6, 1980, С.149-159.

66. Самарский А.А., Вабищевич П.Н. Вычислительная теплопередача. - М.: Едиториал, 2003, 784 с..

67. Самарский А.А., Гулин А.В. Численные методы. - М.: Наука, 1989, 432 с.

68. Саттон Д. Ракетные двигатели. Основы теории и конструция жидкостно-реактивных двигателей./Перевод со 2-го американского издания: G.Sutton. Rocket propulsion elements. An introduction to the engineering of rockets, 1949, New York - London. - М.: Издательство иностранной литературы, 1952, 327 с.

69. Теленков А.А. Разработка и внедрение методики и инженерной программы создания оптимальных конструкций электромагнитных клапанов жидкостных ракетных двигателей. // Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук.. - Химки : НПО Энергомаш, 2011, 152 с.

70. Турыгин Л.Н., Глинин Л.В. К истечению жидкости через отверстия в среды с противодавлением. // Вестник машиностроения. №11, 1976, С. 8 - 9.

71. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей. Основные положения и общие методы./Перевод с английского. С. А. J. Fletcher. Computational Techniques for Fluid Dynamics. Fundamental and General Techniques. - М.: Мир, 1991, 504 с.

72. Шибанов А.А., Пикалов В.П., Сайдов С.С. Методы физического моделирования высокочастотной неустойчивости рабочего процесса в жидкостных ракетных двигателях/Под ред. д-ра техн. наук К.П.Денисова. - М.: Машиностроение/Машиностроение-Полет, 2013.- 512 с.

73. Шорин В.П., Гимадиев А.Г., Быстров Н.Д. Гидравлические и газовые цепи передачи информации. - М.: Машиностроение, 2000.- 328 с.

74. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. - М.: Машиностроение, 1980.-156 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Исходные данные и обозначения величин, используемых при расчете СД

Исходные данные и обозначения величин, используемые в программе расчета СД, представлены в таблице 1 приложения 1 и на рисунке 3 данной диссертационной работы.

Таблица 1

Обозначение	Наименование	Размерность
d	Удельный (объемный) вес жидкости	Н/м ³
g	Ускорение свободного падения	м/с ²
mg1+mg2	Суммарный вес золотника поз.9, опоры поз.5, поршня поз.12	кг
mp1+mp2	Суммарный вес двух пружин поз.6 и поз.8	кг
k1	Жесткость пружины поз.6	Н/м
k2	Жесткость пружины поз.8	Н/м
e	Коэффициент жидкостного трения золотника (в среднем e=0,1...0,8)	—
Xп1	Предварительное (рабочее) поджатие пружины поз.6	м
Xп2	Предварительное (рабочее) поджатие пружины поз.8	м
N окон	Количество дросселирующих окон в направляющей поз.3 стабилизатора	—
a	Ширина дросселирующего окна	м
b	Длина прямоугольной части дросселирующего окна	м
c	Длина дросселирующего окна	м
e	Коэффициент восстановления полного давления дросселирующего окна золотника поз.9	—
m	Коэффициент расхода дросселирующего окна золотника поз.9	—
l	Глубина дросселирующего окна (разница между внутренним и наружным диаметром направляющей, в месте расположения окна)	м
F1	Площадь 1	м ²
F2	Площадь 2	м ²
F3	Площадь 3	м ²
F4	Площадь 4	м ²
F5	Площадь 5	м ²
F8	Площадь 8	м ²
F9	Площадь 9	м ²
F11	Площадь 11	м ²
F13	Площадь 13	м ²
F14	Площадь 14	м ²
d6	Диаметр отв. 6	м
m6	Коэффициент расхода отв. 6	—
L6	Длина отв. 6	м
dP6	Перепад давления на отв. 6	Н/м ²
G6	Расход через отв. 6	м ³ /с
d5	Диаметр отв. 5	м
m5	Коэффициент расхода отв. 5	—

Продолжение таблицы 1

dP5	Перепад давления на отв. 5	Н/м ²
L5	Длина отв. 5	м
G5	Расход через отв. 5	м ³ /с
d15	Диаметр отв. 15	м
m15	Коэффициент расхода отв. 15	—
L15	Длина отв. 15	м
dP15	Перепад давления на отв. 15	Н/м ²
G15	Расход через отв. 15	м ³ /с
Хл	Координата основания дросселирующего окна СД	м
Хп	Координата вершины дросселирующего окна СД	м
a	Толщина острой кромки золотника	м
L1	Длина магистрали 1	м
L2	Длина магистрали 2	м
L3	Длина магистрали 3	м
L4	Длина магистрали 4	м
L5	Длина магистрали 5	м
L6	Длина магистрали 6	м
L7	Длина магистрали 7	м
l1 ... l14	Длина канала шайбы 1 ... 14	м
d1 ... d14	Диаметр канала шайбы 1 ... 14	м
dP1 ... dP14	Перепад на шайбе 1 ... 14 при проливке	Н/м ²
G1 ... G14	Расход проливки	м ³ /с
P4вх.	Давление на входе в СД	Н/м ²
P5вых.	Давление на выходе из СД	Н/м ²
P9вых.	Давление на выходе из дренажа СД	Н/м ²
t1	Время возникновения абсолютного возмущения давления на границе магистрали 1	с
t2	Длительность абсолютного возмущения давления на границе магистрали 1	с
t3	Время конца абсолютного возмущения давления на границе магистрали 1	с
t4	Время конца счета	с
A	Амплитуда абсолютного возмущения давления на границе магистрали 1	Н/м ²
f	Частота возмущения (вид возмущения - внезапно приложенный синус)	Гц
p	Параметр Ньютона	—
V2 ... V6	Объем магистрали	м ³
C2 ... C6	Эквивалентная скорость звука в объеме	м/с
x	Координата	м
c(x)	Скорость звука в жидкости проливки	м/с
D(x)	Коэффициент гидропотерь единицы длины магистрали	—
dz(x)	Коэффициент гидропотерь единицы длины магистрали	—

Листинг программы расчета СД ЖРД больших тяг в статической и динамической постановке с учетом акустических волн в магистралях

Расчеты велись в программной среде Fortran 90. Расчетная схема к программе представлена на рисунке 37 данной диссертационной работы.

Метод интегрирования: метод характеристик для акустики с сшиванием по неявной схеме Эйлера с итерациями Ньютона.

Переменные:

- y(1)-P1 -давление на входе в стабилизатор
- 2 -P2 -давление на выходе из стабилизатора
- 3 -P3 -давление на выходе из стабилизатора в дренаж
- 4 -P4 -давление в полости стабилизатора за отверстием
- 5 -P5 -давление на кромке золотника
- 6 -P6 -давление в полости перед отверстиями в дренаж
- 7 -G1 -расход на входе в стабилизатор
- 8 -G2 -расход на выходе из стабилизатора
- 9 -G3 -расход на выходе из стабилизатора в дренаж
- 10 -G4 -расход перед отбором на жиклер в дренаж
- 11 -G5 -расход в жиклер в дренаж
- 12 -G6 -расход через отверстие из полости стабилизатора
- 13 -G7 -расход вытеснения
- 14 -G8 -расход вытеснения
- 15 -G9 -расход
- 16 -G10 -расход
- 17 -G11 -расход вытеснения
- 18 -G12 -расход
- 19 -G13 -расход вытеснения
- 20 -G14 -расход вытеснения
- 21 -G15 -расход
- 22 -h -перемещение золотника
- 23 -u -скорость перемещения золотника
- 24 -P4 -давление перед шайбой 4 (динамика)
- 25 -P5 -давление за шайбой 5 (динамика)
- 26 -P9 -давление за шайбой 9 (динамика)
- 27 -G4 -расход через шайбу 4 (динамика)
- 28 -G5 -расход через шайбу 5 (динамика)
- 29 -G9 -расход через шайбу 9 (динамика)

Исходные данные (И.Д.) и результаты в файлах: DinStb2.d, DinStb2.r

=====

```

real*8 a(300), b(55), y(30), z(30), x(37), F(2000), t, p(37), qpi/0.78596d0/, dFEx, e(30), Fxz, Fxk,
& v, w, PG(4,50000,7), AL(7), BL(7), AR(7), BR(7), dpi/6.283185307d0/, xx(7), xt(20), c(50)
integer*4 Nt(21), Nm(7), Mp(7)
real*4 Td(2,100,21)
character*60 ch
integer*2 md, mm, me
!-----
common /abzt/a,b,z,t,AL,BL,AR,BR,Td,Nt ! z(i)=Y(i)

```

```

external FStb2, JStb2, dFStb2, dJStb2
!-----
open(5, file = 'DinStb2.d', action = 'read', blank = 'zero')
open(6, file = 'DinStb2.r')
!-----
write(6, '(10X, A40)') ' СТАБИЛИЗАТОР ДАВЛЕНИЯ '
call GetDat(me, mm, md)
write(6, 2) md, mm, me
2 format(/, 7X, 'Результаты работы программы DinStb2 ( ', I2, ', ', I4, ' ', /, 28X, 'И.Д. ')
!-----
do i=1, 1000
    read(5, 3) n, a(i), ch
3 format(I5, 1X, D12.5, A60)
    if(n.LE.0) go to 5
    write(6, 4) n, a(i), ch
4 format(1X, I4, 1X, 1PE12.5, A60)
end do ! i
write(*, *) 'Ошибка в и.д.: a'
stop
!-----
5 do j=1, 21
    do i=1, 10000
        read (5, '(1X, I4, 2(1X, E12.5))') n, Td(1, i, j), Td(2, i, j)
        write(6, '(1X, I4, 2(1X, 1PE12.5))') n, Td(1, i, j), Td(2, i, j)
        Nt(j)=i
        if(n.LT.0) exit
    end do ! i
end do ! j
!-----
write(6, 6)
6 format(/, 25X, ' Результаты счета ')
call Cnst2(a, b)
!=====
m=1
do j=1, 7
    PG(4, 1, j)=0.0d0
    x(1)=dFEx(PG(4, 1, j), Nt(m), Td(1, 1, m))
    x(2)=dFEx(PG(4, 1, j), Nt(m+1), Td(1, 1, m+1))
    PG(3, 1, j)=x(1)/a(2)/(qpi*x(2)*x(2))
    Nm(j)=1
    Mp(j)=-1
    do i=2, 50000
        Nm(j)=Nm(j)+1
        PG(4, i, j)=PG(4, i-1, j)+x(1)*a(124)
        x(1)=dFEx(PG(4, i, j), Nt(m), Td(1, 1, m))
        x(2)=dFEx(PG(4, i, j), Nt(m+1), Td(1, 1, m+1))
        PG(3, i, j)=x(1)/a(2)/(qpi*x(2)*x(2))
        if((j.EQ.1).OR.(j.EQ.2).OR.(j.EQ.4)) then
            if((Mp(j).LT.0).AND.(PG(4, i, j).GE.a(55+j))) Mp(j)=Nm(j)
        else
            Mp(j)=1
        end if
    end do
end do

```

```

    if(PG(4,i,j).GE.a(48+j)) exit
  end do
  m=m+3
end do
do i=1,7
  z(1+4*(i-1))=PG(4,1,i)
  z(2+4*(i-1))=PG(4,2,i)
  z(3+4*(i-1))=PG(4,Nm(i)-1,i)
  z(4+4*(i-1))=PG(4,Nm(i),i)
end do
!-----
m=3
do j=1,7
  x(2)=a(187+3*(j-1))/a(188+3*(j-1))/a(186+3*(j-1))/a(186+3*(j-1))
  do i=2,Nm(j)
    PG(4,i-1,j)=(PG(4,i,j)-PG(4,i-1,j))*x(2)*dFEx(PG(4,i-1,j),Nt(m),Td(1,1,m))
  end do
  m=m+3
  PG(4,Nm(j),j)=PG(4,Nm(j)-1,j)
end do

```

!=====

СТАТИКА

```

n=23
  write(6,7)
7 format(/,12X,'Статика ')
  do i=1,n
    y(i)=a(133+i)
  end do
  t=0.0d0
  write(6,(/,6X,A5,9X,A7)) 'y0(i)', 'Невязки'
  call FStb2(y,n,F)
  do i=1,n
    write(6,(1X,I2,2(1X,1PE12.5))) i, y(i), F(i)
  end do
  do i=1,26
    e(i)=a(i+159)
  end do
  ie=0
  if(e(1).LT.0.0d0) then
    e(1)=-e(1)
    ie=1
  end if
  ite=idnint(a(123))
  nh=0
  call NRJGpeh(y,n,FStb2,JStb2,a(122),e,ie,a(121),nh,ite,it,ier,F)
!-----

```

Статика магистралей

```

PG(2,Nm(2),2)=y(7)
  x(1)=y(7)*dabs(y(7))
  PG(1,Nm(2),2)=y(1)+b(20)*x(1)
  y(24)=PG(1,Nm(2),2)
  y(27)=y(7)

```

```

do i=Nm(2)-1,1,-1
  PG(2,i,2)=y(7)  ! G
  PG(1,i,2)=PG(1,i+1,2)+PG(4,i,2)*x(1)
end do
x(2)=PG(1,1,2)+b(19)*x(1)
!-----
x(3)=a(118)*y(7)
PG(2,Nm(1),1)=x(3)
x(1)=x(3)*dabs(x(3))
PG(1,Nm(1),1)=x(2)+b(18)*x(1)
do i=Nm(1)-1,1,-1
  PG(2,i,1)=x(3)
  PG(1,i,1)=PG(1,i+1,1)+PG(4,i,1)*x(1)
end do
b(51)=PG(1,1,1)+b(17)*x(1)
!-----
if(a(118).LT.1.0d0) then
  x(3)=y(7)-x(3)
  PG(2,Nm(3),3)=x(3)
  x(1)=x(3)*dabs(x(3))
  PG(1,Nm(3),3)=x(2)+b(28)*x(1)
  do i=Nm(3)-1,1,-1
    PG(2,i,3)=x(3)
    PG(1,i,3)=PG(1,i-1,3)+PG(4,i,3)*x(1)
  end do
  b(54)=PG(1,1,3)+b(27)*x(1)
else
  do i=1,Nm(3)
    PG(2,i,3)=0.0d0
    PG(1,i,3)=x(2)
  end do
  b(54)=x(3)
end if
!-----
PG(2,1,4)=y(8)
x(1)=y(8)*dabs(y(8))
PG(1,1,4)=y(2)-b(21)*x(1)
y(25)=PG(1,1,4)
y(28)=y(8)
do i=2,Nm(4)
  PG(2,i,4)=y(8)
  PG(1,i,4)=PG(1,i-1,4)-PG(4,i,4)*x(1)
end do
x(4)=PG(1,Nm(4),4)-b(22)*x(1)
!-----
x(3)=a(119)*y(8)
PG(2,1,5)=x(3)
x(1)=x(3)*dabs(x(3))
PG(1,1,5)=x(4)-b(23)*x(1)
do i=2,Nm(5)
  PG(2,i,5)=x(3)
  PG(1,i,5)=PG(1,i-1,5)-PG(4,i,5)*x(1)

```

```

end do
b(52)=PG(1,Nm(5),5)-b(24)*x(1)
!-----
if(a(119).LT.1.0d0) then
  x(3)=y(8)-x(3)
  PG(2,1,6)=x(3)
  x(1)=x(3)*dabs(x(3))
  PG(1,1,6)=x(4)-b(30)*x(1)
  do i=2,Nm(6)
    PG(2,i,6)=x(3)
    PG(1,i,6)=PG(1,i-1,6)+PG(4,i,6)*x(1)
  end do
  b(55)=PG(1,Nm(6),6)+b(29)*x(1)
else
  do i=1,Nm(6)
    PG(2,i,6)=0.0d0
    PG(1,i,6)=x(4)
  end do
  b(55)=x(4)
end if
!-----
PG(2,1,7)=y(9)
x(1)=y(9)*dabs(y(9))
PG(1,1,7)=y(3)-b(25)*x(1)
y(26)=PG(1,1,7)
y(29)=y(9)
do i=2,Nm(7)
  PG(2,i,7)=y(9)
  PG(1,i,7)=PG(1,i-1,7)-PG(4,i,7)*x(1)
end do
b(53)=PG(1,Nm(7),7)-b(19)*x(1)
!-----
write(6,'(/,7X,A6)') 'Коэффициенты'
do i=1,55
  write(6,'(1X,I2,1X,1PE12.5)') i, b(i)
end do
!-----
call FStb2(y,n,F)
write(6,'(/,6X,A4,9X,A7)') 'y(i)', 'Невязки'
do i=1,n
  write(6,'(1X,I2,2(1X,1PE12.5))') i, y(i), F(i)
end do
!-----
write(6,'(/,17X,A26)') 'Начало и конец магистралей'
write(6,'(10X,A1,12X,A1,12X,A1,12X,A2,12X,A1)') 'P','G','z',
& 'dz','x'
do j=1,7
  write(6,'(5X,I2)') j
  do i=1,2
    write(6,'(1X,I5,5(1X,1PE12.5))') i,(PG(ii,i,j), ii=1,4), z(i+4*(j-1))
  end do
  jj=3

```

```

do i=Nm(j)-1,Nm(j)
  write(6,'(1X,I5,5(1X,1PE12.5))') i,(PG(ii,i,j), ii=1,4), z(jj+4*(j-1))
  jj=jj+1
end do
end do
!=====

```

ДИНАМИКА

```

write(6,8)
8 format(/,29X,'Переходной процесс ')
kt=idnint(a(125)/a(124))
np=idnint(a(133))
if(np.EQ.1) write(6,'(13X,A10)') 'Отклонения'
if(np.EQ.2) write(6,'(13X,A25)') 'Относительные отклонения'
n=29
e(27)=e(24)
e(28)=e(25)
e(29)=e(26)
write(6,9)
9 format(5X,'t',10X,'P1',9X,'P2',9X,'G1',9X,'G2',9X,'h',10X,'u')
!-----
do i=1,n
  x(i)=y(i)
end do
do i=1,7
  x(n+i)=PG(1,Mp(i),i)
end do
do i=1,5
  xt(i)=b(50+i)
end do
xt(6) =PG(2,1,1)
xt(7) =PG(2,Nm(1),1)
xt(8) =PG(2,1,2)
xt(9) =PG(2,Nm(2),2)
xt(10) =PG(2,1,4)
xt(11) =PG(2,Nm(4),4)
xt(12) =PG(2,1,5)
xt(13) =PG(2,Nm(5),5)
xt(14) =PG(2,1,7)
xt(15)=PG(2,Nm(7),7)
xt(16)=PG(2,1,3)
xt(17)=PG(2,Nm(3),3)
xt(18)=PG(2,Nm(6),6)
xt(19)=PG(2,1,6)
!-----
Lt=5
b(1)=1.0d0/a(124)
!-----
10 p(1)=t
p(2)=y(1)
p(3)=y(2)
P(4)=y(7)
p(5)=y(8)

```

```

P(6)=y(22)
p(7)=y(23)/100.0d0
p(8)=PG(1,Mp(1),1)
p(9)=PG(1,Mp(2),2)
p(10)=PG(1,Mp(4),4)
if(np.GE.1) then
  p(2)=p(2)-x(1)
  p(3)=p(3)-x(2)
  P(4)=p(4)-x(7)
  p(5)=p(5)-x(8)
  P(6)=p(6)-x(22)
  p(7)=p(7)-x(23)/100.0d0
  p(8)=p(8)-x(30)
  p(9)=p(9)-x(31)
  p(10)=p(10)-x(33)
end if
if(np.EQ.2) then
  p(2)=p(2)/x(1)
  p(3)=p(3)/x(2)
  P(4)=p(4)/x(7)
  p(5)=p(5)/x(8)
  if(x(22).NE.0.0d0) p(6)=p(6)/x(22)
  if(x(23).NE.0.0d0) p(7)=p(7)/(x(23)/100.0d0)
  p(8)=p(8)/x(30)
  p(9)=p(9)/(31)
  p(10)=p(10)/(33)
end if
if(np.EQ.0) then
  write(6,'(7(1X,F11.5),1X,I4)') (p(i),i=1,7), it
else
  write(6,'(10(1X,1PE10.3),1X,I4)') (p(i),i=1,10), it
end if
!-----
Do j=1,kt
if(t.GT.a(129)) stop
do i=1,n
  z(i)=y(i)
end do
t=t+a(124)
do i=1,7
  call dChr6(PG(1,1,i),Nm(i)-1,AL(i),BL(i),AR(i),BR(i))
end do
call NRJGpeh (y,n,dFStb2,dJStb2,a(132),e,ie,a(121),nh,ite,it,ier,F)
!-----
PG(1,Nm(2),2)=y(24)
PG(2,Nm(2),2)=y(27)
PG(1,1,4)=y(25)
PG(2,1,4)=y(28)
PG(1,1,7)=y(26)
PG(2,1,7)=y(29)
xt(9)=y(27)
xt(10)=y(28)

```

```

xt(14)=y(29)
!-----
do i=1,9
  c(i)=0.0d0
end do
c(3)=1.0d0
c(2)=-c(3)
c(7)= c(3)
c(8)= c(3)
c(5)=-(b(17)*xt(6)+b(31)/a(124))
c(6)=AL(1)
if(a(131).GT.0.0d0) then
  v=a(130)*dsin(dpi*a(131))
else
  if(t.LE.a(126)) v=a(130)*t/a(126)
  if(t.GT.a(126)) v=a(130)
end if
xx(1)=b(51)+v
xx(2)=-b(31)/a(124)*xt(6)
xx(3)=BL(1)
call dGELG(xx,c,3,1,1.0d-15,ier1)
PG(1,1,1)=xx(1)
PG(2,1,1)=xx(2)
xt(1)=xx(1)
xt(6)=xx(2)
!-----
do i=1,9
  c(i)=0.0d0
end do
c(2)=1.0d0
c(3)= c(2)
c(7)= c(2)
c(8)=-c(2)
c(5)=-(b(24)*xt(13)+b(38)/a(124))
c(6)=AR(8)
xx(1)=b(52)
xx(2)=-b(38)/a(124)*xt(13)
xx(3)=BR(8)
call dGELG(xx,c,3,1,1.0d-15,ier1)
PG(1,Nm(8),8)=xx(1)
PG(2,Nm(8),8)=xx(2)
xt(2)=xx(1)
xt(13)=xx(2)
!-----
do i=1,9
  c(i)=0.0d0
end do
c(2)=1.0d0
c(3)= c(2)
c(7)= c(2)
c(8)=-c(2)
c(5)=-(b(26)*xt(15)+b(40)/a(124))

```

```

c(6)=AR(7)
xx(1)=b(53)
xx(2)=-b(40)/a(124)*xt(15)
xx(3)=BR(7)
call dGELG(xx,c,3,1,1.0d-15,ier1)
PG(1,Nm(7),7)=xx(1)
PG(2,Nm(7),7)=xx(2)
xt(3)=xx(1)
xt(15)=xx(2)
!-----
do i=1,9
  c(i)=0.0d0
end do
c(3)=1.0d0
c(2)=-c(3)
c(8)= c(3)
if(a(118).LT.1.0d0) then
  c(7)=c(3)
  xx(1)=b(54)
else
  c(4)=c(3)
  xx(1)=0.0d0
end if
c(5)=-b(27)*xt(16)+b(41)/a(124))
c(6)=AL(3)
xx(2)=-b(27)/a(124)*xt(16)
xx(3)=BL(3)
call dGELG(xx,c,3,1,1.0d-15,ier1)
PG(1,Nm(3),3)=xx(1)
PG(2,Nm(3),3)=xx(2)
xt(4)=xx(1)
xt(16)=xx(2)
!-----
do i=1,9
  c(i)=0.0d0
end do
c(2)=1.0d0
c(3)= c(2)
c(8)=-c(3)
if(a(119).LT.1.0d0) then
  c(7)= c(2)
  xx(1)=b(55)
else
  c(4)=c(3)
  xx(1)=0.0d0
end if
c(5)=-b(29)*xt(18)+b(43)/a(124))
c(6)=AR(6)
xx(2)=-b(29)/a(124)*xt(18)
xx(3)=BR(6)
call dGELG(xx,c,3,1,1.0d-15,ier1)
PG(1,Nm(6),6)=xx(1)

```

```

PG(2,Nm(6),6)=xx(2)
xt(5)= xx(1)
xt(18)=xx(2)
!-----
do i=1,49
  c(i)=0.0d0
end do
c(1)=1.0d0
c(4)= c(1)
c(9)=-c(1)
c(12)= c(1)
c(17)= c(1)
c(20)= c(1)
c(22)=-c(1)
c(23)= c(1)
c(24)=-c(1)
c(35)=-c(1)
c(42)= c(1)
c(49)=-c(1)
c(29)=-(b(18)*xt(7)+ b(32)/a(124))
c(37)=-(b(19)*xt(8)+ b(33)/a(124))
c(45)=-(b(28)*xt(17)+b(42)/a(124))
c(32)=AR(1)
c(40)=AL(2)
c(48)=AR(3)
xx(1)=-b(32)/a(124)*xt(7)
xx(2)=-b(33)/a(124)*xt(8)
xx(3)=-b(42)/a(124)*xt(17)
xx(4)=BR(1)
xx(5)=BL(2)
xx(6)=BR(3)
xx(7)=0.0d0
call dGELG(xx,c,7,1,1.0d-15,ier1)
PG(1,Nm(1),1)=xx(1)
PG(2,Nm(1),1)=xx(5)
PG(1,1,2)=xx(2)
PG(2,1,2)=xx(6)
PG(1,Nm(3),3)=xx(3)
PG(2,Nm(3),3)=xx(7)
xt(7) =xx(5)
xt(8) =xx(6)
xt(17)=xx(7)
!-----
if(a(220).GT.0.0d0) then
  w=a(219)*dsin(dpi*a(220))
else
  if(t.LT.a(214)) w=0.0d0
  if((t.GE.a(214)).AND.(t.LT.a(215))) w=a(219)*(t-a(214))/(a(215)-a(214))
  if((t.GE.a(215)).AND.(t.LE.a(217))) w=a(219)
  if((t.GT.a(216)).AND.(t.LT.a(217))) w=a(219)-a(219)*(t-(a(215)-a(214)))/(a(217)-a(216))
  if(t.GE.a(217)) w=0.0d0
end if

```

```

b(30)=(a(113)+w*a(113))/a(114)/a(114)*a(202)/a(203)
do i=1,49
  c(i)=0.0d0
end do
c(1)=1.0d0
c(4)= c(1)
c(9)=-c(1)
c(12)= c(1)
c(17)=-c(1)
c(20)= c(1)
c(22)=-c(1)
c(23)= c(1)
c(24)= c(1)
c(35)=-c(1)
c(42)= c(1)
c(49)= c(1)
c(29)=-(b(22)*xt(11)+b(36)/a(124))
c(37)=-(b(23)*xt(12)+b(37)/a(124))
c(45)=-(b(30)*xt(19)+b(44)/a(124))
c(32)=AR(4)
c(40)=AL(5)
c(48)=AL(6)
xx(1)=-b(36)/a(124)*xt(11)
xx(2)=-b(37)/a(124)*xt(12)
xx(3)=-b(44)/a(124)*xt(19)
xx(4)=BR(4)
xx(5)=BL(5)
xx(6)=BL(6)
xx(7)=0.0d0
call dGELG(xx,c,7,1,1.0d-15,ier1)
PG(1,Nm(4),4)=xx(1)
PG(2,Nm(4),4)=xx(5)
PG(1,1,5)=xx(2)
PG(2,1,5)=xx(6)
PG(1,1,6)=xx(3)
PG(2,1,6)=xx(7)
xt(11)=xx(5)
xt(12)=xx(6)
xt(19)=xx(7)
End Do
!-----
Lti=idnint(t/A(129)*100.0d0)
if(Lti.GE.Lt) then
  write(*,('\,I3,A1')) Lt, '%'
  Lt=Lt+5
end if
go to 10
END Program DinStb2
c=====
Real*8 Function Fxz (x)
real*8 x
real*8 a(300)

```

```

common /abzt/a
if(x.LE.0.0d0) Fxz=0.5d0*a(11)*(a(12)+a(13))
if(x.GT.0.0d0.AND.x.LE.a(12)) Fxz=0.5d0*a(11)*(a(12)+a(13)-2.0d0*x)
if(x.GT.a(12).AND.x.LE.a(13)) Fxz=0.5d0*a(11)*(a(13)-x)*(a(13)-x)/(a(13)-a(12))
if(x.GT.a(13)) Fxz=1.0d-02
return
End

```

C-----

```

Real*8 Function Fxk (x)
real*8 x
real*8 a(300)
common /abzt/a
if(x.LE.0.0d0) Fxk=1.0d-03
if(x.GT.0.0d0.AND.x.LE.a(12)) Fxk=a(10)*a(11)*a(48)
if(x.GT.a(12).AND.x.LE.a(13)) Fxk=a(10)*a(11)*(a(13)-x)/(a(13)-a(12))*a(48)
if(x.GT.a(13)) Fxk=1.0d-03
return
End

```

C-----

```

SubRoutine Cnst2 (a,b)
real*8 a(1), b(1), r, qpi/0.78596d0/
!-----
b(1)=1.0d0/a(124)
b(2)=(a(3)+0.33333333d0*a(4))/a(2)
b(3)=a(6)-a(5)
b(4)=a(6)*a(9)-a(5)*a(8)
b(5)=a(20)-a(19)
b(6)=a(30)-a(18)
r=2.0d0*a(2)*a(1)
b(7)=a(15)
b(7)=r*b(7)*b(7)
b(8)=b(7)*a(14)*a(14)
b(9)=a(16)/a(2)
!-----
b(10)=a(32)
if(b(10).LE.0.0d0) b(10)=a(35)/(qpi*a(31)*a(31)*dsqrt(r*a(34)))
b(10)=r*(b(10)*qpi*a(31)*a(31))**2
b(11)=a(33)/(a(2)*qpi*a(31)*a(31))
!-----
b(12)=a(37)
if(b(12).LE.0.0d0) b(12)=a(40)/(qpi*a(36)*a(36)*dsqrt(r*a(39)))
b(12)=r*(b(12)*qpi*a(36)*a(36))**2
b(13)=a(38)/(a(2)*qpi*a(36)*a(36))
!-----
b(14)=a(42)
if(b(14).LE.0.0d0) b(14)=a(45)/(qpi*a(41)*a(41)*dsqrt(r*a(44)))
b(14)=r*(b(14)*qpi*a(41)*a(41))**2
b(15)=a(43)/(a(2)*qpi*a(41)*a(41))
!-----
b(16)=a(20)-a(29)
!-----
do i=1,14

```

```

b(16+i)=a(61+4*(i-1))/a(62+4*(i-1))/a(62+4*(i-1))
b(30+i)=a(59+4*(i-1))/(a(2)*qpi*a(60+4*(i-1))*a(60+4*(i-1)))
end do
i=0
j=-3
do k=1,7
j=j+3
i=i+1
b(16+i)=b(16+i)*a(187+j)/a(188+j)
i=i+1
b(16+i)=b(16+i)*a(187+j)/a(188+j)
end do
do i=1,5
b(44+i)=a(2)*a(221+2*(i-1))/a(222+2*(i-1))/a(222+2*(i-1))
end do
return
End SubRoutine Cnst2

```

C-----

```

SubRoutine FStb2 (Y,n,F)
!=====
! ВЫЧИСЛЕНИЕ УРАВНЕНИЙ="невязок".          Статика
!=====
real*8 Y(1),F(1),a(300),b(55),z(30),t,r,v,FxZ,dpi/6.283185d0/, AL(7), BL(7), AR(7), BR(7), Fxk
integer*4 Nt(21)
real*4 Td(2,100,21)
common /abzt/ a,b,z,t,AL,BL,AR,BR, Td, Nt
!-----
f(1)=y(23)
f(2)=b(3)*y(22)+b(4)-(a(20)+Fxk(y(22)))*y(2)+b(5)*y(4)+a(30)*y(3)+Fxk(y(22))*y(5)-b(6)*y(6)
r=a(10)*Fxz(y(22))
f(3)=y(2)-y(1)+y(7)*dabs(y(7))/(b(7)*r*r)
f(4)=y(2)-y(4)+y(12)*dabs(y(12))/b(10)
f(5)=y(6)-y(2)+y(11)*dabs(y(11))/b(12)
f(6)=y(6)-y(3)+y(21)*dabs(y(21))/b(14)
f(7)=y(5)-y(1)+y(7)*dabs(y(7))/(b(8)*r*r)
f(8)=y(10)-y(8)-y(11)
f(9)=y(12)-a(1)*b(5)*y(23)
f(10)=y(9)-y(20)+y(21)
f(11)=y(11)-y(19)+y(21)
f(12)=y(20)-a(1)*a(30)*y(23)
f(13)=y(19)-a(1)*b(6)*y(23)
f(14)=y(12)-y(14)-y(15)
f(15)=y(14)-a(1)*a(24)*y(23)
f(16)=y(13)-a(1)*b(16)*y(23)
f(17)=y(18)-y(16)-y(15)
f(18)=y(17)-a(1)*a(27)*y(23)
f(19)=y(18)-a(1)*a(25)*y(23)
f(20)=y(7)-y(10)-y(13)-y(16)+y(17)
!-----
f(21)=y(1)-a(115)
f(22)=y(2)-a(116)
f(23)=y(3)-a(117)

```

```
return
End SubRoutine FStb2
```

C-----

```
SubRoutine JStb2 (Y,n,F)
!=====
! ВЫЧИСЛЕНИЕ МАТРИЦЫ ЯКОБИ.           Статика
!=====
real*8 Y(1), F(1), a(300), b(55), z(30), t , AL(7),BL(7),AR(7),BR(7)
integer*4 Nt(21)
real*4 Td(2,100,21)
common /abzt/ a,b,z,t,AL,BL,AR,BR, Td, Nt
external FStb2
call JBE(Y,n,FStb2,1.d-15,a(120),F)
return
End SubRoutine JStb2
```

C-----

```
SubRoutine dFStb2 (Y,n,F)
!=====
! ВЫЧИСЛЕНИЕ УРАВНЕНИЙ=НЕВЯЗОК.       Динамика
!=====
real*8 Y(1),F(1),a(300),b(55),z(30),t,r,v,Fxz,dpi/6.283185d0/,AL(7), BL(7), AR(7), BR(7), Fxk
integer*4 Nt(21)
real*4 Td(2,100,21)
common /abzt/ a,b,z,t,AL,BL,AR,BR, Td, Nt
!-----
if(a(213).NE.0.0d0) then
  v=a(212)*dsin(dpi*a(213))
else
  if(t.LT.a(207)) v=0.0d0
  if((t.GE.a(207)).AND.(t.LT.a(208))) v=a(208)*(t-a(207))/(a(208)-a(207))
  if((t.GE.a(208)).AND.(t.LT.a(209))) v=a(212)
  if((t.GT.a(209)).AND.(t.LT.a(210))) v=a(212)-a(212)*(t-(a(208)-a(207)))/(a(210)-a(209))
  if(t.GE.a(210)) v=0.0d0
end if
!-----
f(1)=b(1)*(y(22)-z(22))-y(23)
f(2)=b(1)*b(2)*(y(23)-z(23))+(a(7)+v)*y(23)+b(3)*y(22)+b(4)-(a(20)+Fxk(y(22)))*y(2)
& +b(5)*y(4)+a(30)*y(3)+Fxk(y(22))*y(5)-b(6)*y(6)
!-----
r=a(10)*Fxz(y(22))
f(3)=y(2)-y(1)+y(7)*dabs(y(7))/(b(7)*r*r)+b(1)*b(9)/r*(Y(7)-z(7))
f(4)=y(2)-y(4)+y(12)*dabs(y(12))/b(10)+b(1)*b(11)*(Y(12)-z(12))
f(5)=y(6)-y(2)+y(11)*dabs(y(11))/b(12)+b(1)*b(13)*(Y(11)-z(11))
f(6)=y(6)-y(3)+y(21)*dabs(y(21))/b(14)+b(1)*b(15)*(Y(21)-z(21))
f(7)=y(5)-y(1)+y(7)*dabs(y(7))/(b(8)*r*r)+b(1)*b(9)/r*(Y(7)-z(7))
f(8)=y(10)-y(8)-y(11)
f(9)=y(12)-a(1)*b(5)*y(23)+b(1)*b(47)*(Y(4)-z(4))
f(10)=y(9)-y(20)+y(21)+b(1)*b(46)*(Y(3)-z(3))
f(11)=y(11)-y(19)+y(21)-b(1)*b(49)*(Y(6)-z(6))
f(12)=y(20)-a(1)*a(30)*y(23)
f(13)=y(19)-a(1)*b(6)*y(23)
f(14)=y(12)-y(14)-y(15)
```

```

f(15)=y(14)-a(1)*a(24)*y(23)
f(16)=y(13)-a(1)*b(16)*y(23)
f(17)=y(18)-y(16)-y(15)
f(18)=y(17)-a(1)*a(27)*y(23)
f(19)=y(18)-a(1)*a(25)*y(23)
f(20)=y(7)-y(10)-y(13)-y(16)+y(17)-b(1)*b(45)*(Y(2)-z(2))
!-----

```

```

f(21)=y(7)-y(27) ! 4
f(22)=y(28)-y(8) ! 5
f(23)=y(29)-y(9) ! 9
f(24)=y(1)-y(24)+b(20)*y(27)*dabs(y(27))+b(34)*b(1)*(y(27)-z(27))
f(25)=y(25)-y(2)+b(21)*y(28)*dabs(y(28))+b(35)*b(1)*(y(28)-z(28))
f(26)=y(26)-y(3)+b(25)*y(29)*dabs(y(29))+b(39)*b(1)*(y(29)-z(29))
f(27)=y(24)+AR(2)*y(27)-BR(2)
f(28)=y(25)+AL(4)*y(28)-BL(4)
f(29)=y(26)+AL(7)*y(29)-BL(7)
return
End SubRoutine dFStb2

```

C-----

```

SubRoutine dJStb2 (Y,n,F)

```

```

!=====
! ВЫЧИСЛЕНИЕ МАТРИЦЫ ЯКОБИ.           Динамика
!=====

```

```

real*8 Y(1), F(1), a(300), b(55), z(30), t, AL(7), BL(7), AR(7), BR(7)
integer*4 Nt(21)
real*4 Td(2,100,21)
common /abzt/ a,b,z,t,AL,BL,AR,BR, Td, Nt
external dFStb2
call JBE(Y,n,dFStb2,1.0d-15,a(120),F)
return
End SubRoutine dJStb2

```

C-----

```

SubRoutine JBE (X,n,FX,eX,e,F)

```

C =====

ЧИСЛИННОЕ ВЫЧИСЛЕНИЕ ЯКОБИАНА ПО РАЗНОСТНОЙ СХЕМЕ ВПЕРЕД
ПО ОТНОСИТЕЛЬНОМУ ϵ .

eX -ЗАДАВАЕМАЯ МАЛАЯ ВЕЛИЧИНА (ПРИНИМАЕМАЯ ЗА НОЛЬ X).

НА ВХОДЕ: $FX(X,n,F)$ -ПОДПРОГРАММА ВЫЧИСЛЕНИЯ УРАВНЕНИЙ, ВЕКТОР $X(n)$,
 eX,e ; В МАССИВЕ $F(n*n)$ ОТВЕТ ПО СТОЛБЦАМ. РАЗМЕР $F(n*n+n)$.
БЕЗ УПАКОВКИ.

=====

```

real*8 X(1), F(1), eX, e, dX, d
m=n*n
call FX(X,n,F(m+1))
do j=1,n
  d=e
  dX=dabs(X(j))
  if(dX.GT.eX) d=e*dX
  X(j)=X(j)+d
  k=j*n-n
  call FX(X,n,F(k+1))
  X(j)=X(j)-d

```

```

d=1.0d0/d
do i=1,n
  L=i+k
  F(L)=(F(L)-F(i+m))*d
end do
end do
return
End SubRoutine JBE

```

```

C=====
SubRoutine dChr6 (PG,n,aL,bL,aR,bR)

```

```

C=====

```

Метод характеристик.

Волновой процесс в магистрале с переменной проходной площадью и переменным сопротивлением единицы длины.

```

PG(1,i)->P
PG(2,i)->G
PG(3,i)->z=c/gF
PG(4,i)->dz*dx
n->кол-о участков

```

```

C=====

```

```

real*8 PG(4,n), aL, bL, aR, bR, C/0.05d0/, P, G
G=C*(PG(2,2)+PG(2,1))
aL=-PG(3,1)
bL=PG(1,2)+aL*PG(2,2)+PG(4,1)*G*dabs(G)
P=PG(1,1)
G=PG(2,1)
do i=2,n
  bR=PG(1,i+1)-PG(3,i)*PG(2,i+1)
  aR=PG(1,i-1)+PG(3,i-1)*PG(2,i-1)-bR
  PG(1,i-1)=P
  P=C*(PG(2,i-1)+PG(2,i))
  PG(2,i-1)=G
  G=P
  P=C*(PG(2,i+1)+PG(2,i))
  P=PG(4,i)*P*dabs(P)
  G=(aR-PG(4,i-1)*G*dabs(G)-P)/(PG(3,i-1)+PG(3,i))
  P=PG(3,i)*G+bR+P
end do
aR=PG(3,n)
bR=C*(PG(2,n)+PG(2,n+1))
bR=PG(1,n)+aR*PG(2,n)-PG(4,n)*bR*dabS(bR)
PG(1,n)=P
PG(2,n)=G
return
End SubRoutine dChr6

```

```

C-----

```

Real*8 Function dFEx (x,m,T)

```

!=====

```

```

!           F(x)

```

```

!  Выборка из 2*m-мерной таблицы с переменным шагом.

```

```

!  Таблица T(2,m) одинарной точности, m-количество пар

```

```

!  Линейная интерполяция и экстраполяция.

```

```

!
!      Структура заданной таблицы:
!      T(1,1) = x1  T(2,1) = F1  1
!      T(1,2) = x2  T(2,2) = F2  2
!      T(1,3) = x3  T(2,3) = F3  3
!      .....
!      T(1,m) = xm  T(2,m) = Fm  m
!

```

```

!      Результат с двойной точностью.
!=====

```

```

real*4 T(2,1)
real*8 x, y, z
do i=1,m-1
  j=i
  y=x-dblE(T(1,i+1))
  z=x-dblE(T(1,i))
  if((z*y.LE.0.0d0).OR.(z.LT.0.0d0)) exit
end do
y=y/(dblE(T(1,j+1))-dblE(T(1,j)))
dFEx=dblE(T(2,j+1))+y*(dblE(T(2,j+1))-dblE(T(2,j)))
return
End  ! dFEx

```

```

C##### SOLVER NRJGpeh #####

```

ПОДПРОГРАММЫ

ДЛЯ РЕШЕНИЯ УРАВНЕНИЙ МЕТОДОМ НЬЮТОНА-РАФСОНА-ЯКОБИ-ГАУССА
с параметром Ньютона и с замораживанием матрицы Якоби
(матрицы не упаковываются)

```

C=====

```

```

SubRoutine NRJGpeh (X,n,Fx,FJx,p,E,ie,eps,nh,ite,it,ier,F)

```

```

!=====
!  Решение системы нелинейных уравнений методом Ньютона-Рафсона
!      с параметром Ньютона p<1.
!  Матрица Якоби не упаковывается и замораживается nh раз.
!=====

```

```

real*8 X(1), F(1), E(1), p, eps
n2=n*n
nn=n+n2
ih=nh
it=0
1 call Fx(X,n,F)
ih=ih+1
if(ie.EQ.0) then
  do i=1,n
    if(dabs(F(i)).GT.E(i)) go to 2
  end do
  return
end if
2 do i=1,n
  F(i)=-F(i)
end do
if(ih.GT.nh) then
  call FJx(X,n,F(nn+1))

```

```

    ih=0
end if
do i=1,n2
    F(n+i)=F(nn+i)
end do
call dGELG(F,F(n+1),n,1,eps,ier)
do i=1,n
    F(i)=F(i)*p
    X(i)=X(i)+F(i)
end do
if(ie.GT.0) then
    do i=1,n
        if(dabs(F(i)).GT.E(i)) go to 3
    end do
    return
end if
3 if(ite.GT.0) then
    if(it.GE.ite) return
end if
it=it+1
go to 1
End SubRoutine NRJGpeh

```

```

C-----
SubRoutine dGELG (R,A,m,n,eps,ier)
!=====
!    РЕШЕНИЕ СИСТЕМЫ ЛИНЕЙНЫХ УРАВНЕНИЙ методом Гаусса
!    (с выбором максимального элемента по всей матрице)
!=====
real*8 A(1), R(1), eps, piv, tb, tol, pivi
if(m.LE.0) then
    ier=-1
    return
end if
ier=0
mm=m*m
nm=n*m
!-----
piv=0.0d0
do L=1,mm
    tb=dabs(A(L))
    if(tb.LE.piv) cycle
    piv=tb
    i=L
end do
!-----
tol=eps*piv
Lst=1
do k=1,m
    if(piv.LE.0.0d0) then
        ier=-1
        return
    end if

```

```

if((ier.EQ.0).AND.(piv.LE.tol)) ier=k-1
pivi=1.0d0/A(i)
j=(i-1)/m
i=i-j*m-k
j=j+1-k
do L=k,nm,m
  LL=L+i
  tb=pivi*R(LL)
  R(LL)=R(L)
  R(L)=tb
end do
if(k.GE.m) go to 2
Lend=LST+m-k
if(j.LE.0) go to 1
ii=j*m
do L=Lst,Lend
  tb=A(L)
  LL=L+ii
  A(L)=A(LL)
  A(LL)=tb
end do
1 do L=Lst,mm,m
  LL=L+i
  tb=pivi*A(LL)
  A(LL)=A(L)
  A(L)=tb
end do
A(Lst)=j
piv=0.0d0
Lst=Lst+1
j=0
do ii=Lst,Lend
  pivi=-A(ii)
  ist=ii+m
  j=j+1
  do L=ist,mm,m
    LL=L-j
    A(L)=A(L)+pivi*A(LL)
    tb=dabs(A(L))
    if(tb.LE.piv) cycle
    piv=tb
    i=L
  end do
  do L=k,nm,m
    LL=L+j
    R(LL)=R(LL)+pivi*R(L)
  end do
end do
Lst=Lst+m
end do
!-----
2 if(m.GT.1) then

```

```

Ist=mm+m
Lst=m+1
do i=2,m
  ii=Lst-i
  Ist=Ist-Lst
  L=Ist-m
  L=A(L)+0.5d0
  do j=ii,nm,m
    tb=R(j)
    LL=j
    do k=Ist,mm,m
      LL=LL+1
      tb=tb-A(k)*R(LL)
    end do
    k=j+L
    R(j)=R(k)
    R(k)=tb
  end do
end do
return
else
  if(m.EQ.0) return
end if
ier=-1
return
End Subroutine dGELG
C##### end SOLVER NRJGpeh #####

```