

На правах рукописи

Баляба Максим Владимирович

**РАЗРАБОТКА ГАСИТЕЛЕЙ ПУЛЬСАЦИЙ
ДЛЯ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ ДАВЛЕНИЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА**

01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Самара – 2019

Работа выполнена в федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева» на кафедре автоматических систем энергетических установок.

Научный руководитель:

доктор технических наук, профессор Крючков Александр Николаевич.

Официальные оппоненты:

Халатов Евгений Михайлович, доктор технических наук, профессор, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Ковровская государственная технологическая академия имени В. А. Дегтярева», кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропривод», профессор кафедры;

Антипов Владимир Александрович, доктор технических наук, профессор, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Самарский государственный университет путей сообщения», кафедра «Наземные транспортно-технологические средства», профессор кафедры.

Ведущая организация:

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Самарский государственный технический университет», г. Самара.

Защита состоится 26 декабря 2019 г. в 14:00 на заседании диссертационного совета Д 212.215.08, созданного на базе федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева», по адресу: 443086, г. Самара, Московское шоссе, 34.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева» и на официальном сайте Самарского университета: https://www.ssau.ru/resources/dis_protection/balyaba.

Автореферат разослан

Учёный секретарь
диссертационного совета
доктор технических наук, доцент

Г. М. Макарьянц

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В процессе поставки природного газа потребителям возникает необходимость его редуцирования, что осуществляется на газораспределительных станциях (ГРС). Работу ГРС сопровождают интенсивные высокочастотные пульсации давления рабочей среды, вызывающие вибрацию присоединённых трубопроводов и приводящие к сверхнормативному уровню звукового давления, излучаемого в окружающую среду через корпусные элементы конструкций. Из-за возбуждаемой вибрации разрушаются импульсные трубки, многократно возрастает погрешность измерительных приборов, происходит ослабление фланцевых соединений и их разгерметизация, разрушается изоляционное покрытие трубопроводов. Динамические напряжения, обусловленные повышенной вибрацией трубопроводов, способствуют образованию усталостных трещин трубопроводной арматуры ГРС, а также её разрушению, что приводит к вынужденным аварийным остановкам оборудования ГРС. При этом основными источниками высокочастотных пульсаций давления рабочей среды являются регуляторы давления газа, понижающие давление с 5...7 МПа в магистральном трубопроводе до 0,5...1 МПа в трубопроводных сетях потребителей. Такое глубокое редуцирование давления газа происходит в дроссельном узле регулятора и сопровождается сверхкритическими режимами течения газа и сверхзвуковыми скоростями потока, которые являются главным источником высокочастотных пульсаций давления в диапазоне частот от 0,5 до 20 кГц. В работе рассмотрены регуляторы давления газа, такие как РДУ, РДПП и схожие с ними, т.е. регуляторы, в которых сила, действующая от давления газа на запорный элемент, пренебрежимо мала по сравнению с силами, действующими на чувствительный элемент регулятора.

Анализ методов снижения высокочастотных пульсаций показал, что для решения данной проблемы необходимо устанавливать гасители пульсаций давления рабочей среды. Наиболее эффективными являются гасители, встроенные в корпус регулятора, так как они располагаются непосредственно в области дроссельного узла и существенно влияют на его характеристики как источника газодинамических колебаний. Однако любой гаситель представляет собой определённое гидравлическое сопротивление и может существенно повлиять на динамику системы регулирования давления, т.е. на динамику процессов в низкочастотной области (до 40 Гц), где расположены собственные частоты подвижных элементов регуляторов.

Поэтому на сегодняшний день вопрос разработки гасителей пульсаций давления, обеспечивающих не только снижение динамических и виброакустических нагрузок в системах регулирования давления газа, но также устойчивость и показатели качества регулирования давления газа, является актуальным.

Степень разработанности темы. Проблеме снижения динамических и виброакустических нагрузок при работе регуляторов давления газа посвящены работы Халатова Е.М., Шорина В.П., Арзуманова Э.С., Гимадиева А.Г., Крючкова А.Н., Свербилова В.Я., Макарьянца Г.М., Илюхина В.Н., Стадника Д.М., Иголкина А.А., Шабанова К.Ю., C.J. Hös, A.R. Champneys, D. Bies, C. Hansen, L. Beranek, H. D. Baumann, V. A. Carucci, Denis G. Karczub, A.C. Fagerland и других отечественных и зарубежных исследователей, в которых рассмотрены различные методы повышения устойчивости систем регулирования давления газа, многоступенчатого дросселирования давления и деления потока гасителями пульсаций давления и отмечено, что трубопроводная арматура является потенциальным источником динамических и виброакустических нагрузок высокого уровня. Обзор выполненных исследований выявил недостаточную проработанность вопросов проектирования встроенных в регуляторы и автономных (выполненных в виде отдельных агрегатов) гасителей пульсаций давления для систем регулирования давления газа при обеспечении устойчивости и качества регулирования. В связи с этим были сформулированы цель и задачи исследования.

Цель работы. Снижение динамических и виброакустических нагрузок в системах регулирования давления природного газа за счёт создания гасителей пульсаций давления.

Задачами работы являются:

1 Обзор методов и средств снижения динамических и виброакустических нагрузок в системах регулирования давления природного газа.

2 Теоретическое и экспериментальное исследование зависимостей распределения отношения давления между ступенями гасителя пульсаций и регулятором давления газа, влияющих на выбор параметров гасителя, позволяющего обеспечить требуемые виброакустические характеристики системы регулирования давления газа в целом.

3 Разработка математической модели системы регулирования давления газа для расчёта низкочастотных динамических процессов регулирования, учитывающей установку регулятора давления, гасителя пульсаций и характеристики присоединённой системы.

4 Разработка методики проектирования гасителей пульсаций для систем регулирования давления газа, позволяющих снижать динамические и виброакустические нагрузки при обеспечении требуемых параметров регулирования.

5 Расчёт, проектирование и создание опытных образцов автономного и встроенного в регулятор давления газа РДПП80-50М гасителей пульсаций.

6 Проведение экспериментальных исследований эффективности разработанных опытных образцов гасителей пульсаций давления по снижению динамических и виброакустических нагрузок в системах регулирования давления газа.

Научная новизна работы

1 Предложены и обоснованы зависимости распределения отношения давления между ступенями гасителя пульсаций и регулятором давления газа, определяющие параметры гасителя, позволяющего обеспечить требуемые виброакустические характеристики системы регулирования давления газа в целом.

2 Разработана математическая модель системы регулирования давления газа, учитывающая установку регулятора давления, гасителя пульсаций, характеристики присоединённой системы и позволяющая прогнозировать влияние гасителя на низкочастотные динамические процессы регулирования давления.

3 Создана и апробирована методика проектирования гасителей пульсаций для систем регулирования давления газа, отличающаяся учётом влияния параметров гасителя на низкочастотную динамику системы, что позволяет обеспечить её требуемые динамические характеристики.

Теоретическая значимость работы. Выявленные зависимости распределения отношения давления между ступенями гасителя пульсаций и регулятором давления газа позволили разработать методику проектирования автономных и встроенных гасителей пульсаций давления, обеспечивающих снижение динамических и виброакустических нагрузок в системах регулирования давления газа.

Разработанные методика и модель направлены на решение научно-технической задачи – снижение динамических и виброакустических нагрузок в системах регулирования давления природного газа.

Практическая значимость работы. На основании созданной методики спроектированы и изготовлены в АО «Агрегат» опытные образцы гасителя высокочастотных пульсаций давления, встроенного в регулятор РДПП80-50М, а также автономного гасителя, устанавливаемого после регуляторов давления газа.

Разработанные опытные образцы гасителей пульсаций давления позволяют значительно снизить уровни пульсаций давления рабочей среды, вибрацию трубопроводной арматуры, обеспечить выполнение санитарных норм по уровню звукового давления, а также обеспечить требуемые параметры регулирования давления газа.

Методология и методы исследования. В работе использовались теоретические и экспериментальные методы исследования, а также метод натурного моделирования на разработанной автором стендовой установке. Газодинамический расчёт характеристик регулятора со встроенным гасителем пульсаций давления выполнялся с применением программного комплекса ANSYS/Fluent на основе дискретизации уравнений газовой динамики с использованием метода контрольных объёмов. Прочностной расчёт выполнялся с помощью ANSYS Mechanical. Математическое моделирование низкочастотных динамических процессов в системе регулирования

давления газа с гасителем пульсаций давления и без него проводилось в программном комплексе Matlab Simulink.

На защиту выносятся:

1 Зависимости распределения отношения давления между ступенями гасителя пульсаций и регулятором давления газа, определяющие параметры гасителя, позволяющего обеспечить требуемые виброакустические характеристики системы регулирования давления газа в целом.

2 Математическая модель системы регулирования давления газа, учитывающая установку регулятора давления, гасителя пульсаций, характеристики присоединённой системы и позволяющая прогнозировать влияние гасителя на низкочастотные динамические процессы регулирования давления.

3 Методика проектирования гасителей пульсаций для систем регулирования давления газа, отличающаяся учётом влияния параметров гасителя на низкочастотную динамику системы, что позволяет обеспечить её требуемые динамические характеристики.

4 Разработанные с использованием созданной методики, экспериментально апробированные, защищённые патентами и внедрённые гасители пульсаций для систем регулирования давления природного газа.

Достоверность результатов исследований обеспечивается обоснованностью принятых допущений при получении газодинамических уравнений для расчёта параметров гасителя пульсаций давления. Снижение динамических и виброакустических нагрузок в системе регулирования давления газа с разработанными автономным и встроенным гасителями пульсаций давления подтверждено проведёнными экспериментами на стендовой установке, разработанной автором. Экспериментальные исследования проведены на поверенном оборудовании с использованием современных методик сбора и обработки информации.

Апробация работы. Результаты работы докладывались и обсуждались на Международной молодежной научной конференции «XIII КОРОЛЁВСКИЕ ЧТЕНИЯ» (2015, Самара), на 22 Международном конгрессе в Институте вибрации и шума во Флоренции (2015, Италия) (ICSV22), на Международной научно-технической конференции «ДИНАМИКА И ВИБРОАКУСТИКА МАШИН» (2016, Самара), на Международной научно-технической конференции ГАЗОТРАНСПОРТНЫЕ СИСТЕМЫ: НАСТОЯЩЕЕ И БУДУЩЕЕ (GTS-2017) (2017, Москва), на XVII научно-технической конференции молодых специалистов и работников ООО "Газпром трансгаз Самара" (2019, Тольятти).

Публикации. По теме исследования опубликовано 9 работ, из них 2 статьи в изданиях, рекомендованных ВАК, 5 статей в изданиях, индексируемых в базе данных "Scopus", 2 статьи в изданиях, индексируемых в базе данных РИНЦ; получены 3 патента: на изобретение устройства для гашения пульсаций давления в линиях редуцирования газа, на программное приложение для расчёта динамических характеристик пневматических трубопроводов в распределённых параметрах, на полезную модель прямогочного регулятора давления газа со встроенным гасителем пульсаций.

Структура диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, четырёх глав, заключения, списка литературы из 64 наименований. Общий объём диссертации составляет 154 страницы, включая 119 рисунков и 6 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы исследования, посвящённого снижению динамических и виброакустических нагрузок в системах регулирования давления природного газа; сформулированы цель и задачи исследования; приведены основные положения и результаты, выносимые на защиту, апробация, структура и краткое содержание работы.

В первой главе выполнен анализ динамических и виброакустических нагрузок в системах регулирования давления природного газа. Проведён обзор конструкций наиболее распространённых типов регуляторов давления газа.

Выявлено, что недостатками регулятора являются неустойчивая работа на определённых режимах, повышенные уровни вибрации и звукового давления, что является следствием высокочастотных пульсаций рабочей среды в выходном тракте регулятора.

Глубокое редуцирование давления газа происходит в дроссельном узле регулятора и сопровождается сверхзвуковыми скоростями потока, которые являются главным источником высокочастотных пульсаций.

Низкочастотные динамические процессы обусловлены колебаниями чувствительного элемента, регулирующего органа, колебаниями регулируемого давления и ростом ударных нагрузок (рисунок 1,а). Последние могут приводить к появлению перекосов, разрушению седла регулятора (рисунок 1,б), а в случае продолжительного действия может наступить поломка самого агрегата и присоединённой системы.

Проведён обзор методов снижения высокочастотных пульсаций давления рабочей среды при работе регуляторов давления газа, из которого следует, что для снижения высокочастотных пульсаций давления рабочей среды используют методы ступенчатого дросселирования давления и деления потока газа.

Обзор средств, основанных на данных методах, показал, что для эффективного снижения высокочастотных пульсаций давления рабочей среды от регуляторов давления газа рекомендуется установка в линию редуцирования гасителей пульсаций давления (ГПД). ГПД могут устанавливаться как после регуляторов давления (автономные), так и в корпусе регулятора (встроенные). Конструктивно ГПД выполняются в виде наборов перфорированных шайб или перфорированных втулок.

Установлено, что при проектировании ГПД необходимо учитывать влияние его параметров на низкочастотную динамику системы регулирования, чтобы обеспечить устойчивость и показатели качества регулирования давления газа.

Несмотря на распространённость таких устройств за рубежом и их высокую эффективность, в открытом доступе отсутствует методика проектирования ГПД, учитывающая влияние его параметров на низкочастотную динамику системы регулирования давления газа.

Во второй главе представлено описание методики проектирования ГПД для систем регулирования давления газа, отличающейся учётом влияния параметров гасителя на низкочастотную динамику системы.

Предложены и обоснованы зависимости распределения отношения давления между ступенями ГПД и регулятором давления газа, определяющие параметры гасителя, позволяющего обеспечить требуемые виброакустические характеристики системы регулирования давления газа в целом.

В основе разрабатываемого ГПД лежит принцип ступенчатого дросселирования давления газа совместно с выравниванием профиля скоростей потока, а также снижением скорости потока газа до дозвуковых значений в дроссельном узле регулятора и на каждой ступени ГПД. Основным параметром любого дросселирующего элемента в газовой магистрали, определяющим скорость течения газа в узком сечении, согласно формуле (1), является коэффициент β , равный отношению давлений на выходе и входе дросселирующего элемента:

$$v = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot R \cdot T_{ex} \cdot \left(1 - \beta^{\frac{k-1}{k}}\right)}, \quad (1)$$

где v – скорость газа, м/с; k – коэффициент адиабаты; R – газовая постоянная, Дж/(кг·К); T_{ex} – температура перед дросселирующим элементом, К.

Отметим, что отношение температур потока в адиабатном процессе дросселирования также определяется величиной β : $T_{вых} / T_{ex} = \beta^{(k-1)/k}$, которая для природного газа при $k=1,32$

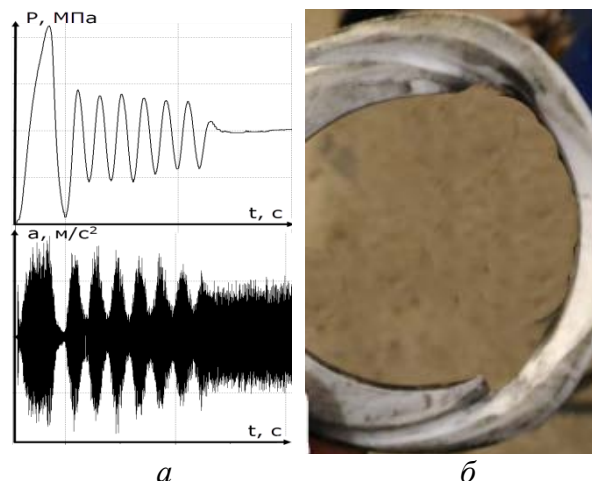


Рисунок 1 – Корреляция колебаний регулируемого давления и ударных вибронгрузок (а) и разрушенное вследствие ударов седло регулятора (б)

определяется по выражению $T_{\text{вых}} / T_{\text{вх}} = \beta^{0,242}$. Так, при $\beta=0,7$ температура изменяется не более чем на 7%, а при $\beta=0,8$ – не более чем на 4%.

Процесс дросселирования давления газа, осуществляемый ступенями ГПД, сопровождается рядом физических явлений, определяющих эффективность ГПД. К ним следует отнести:

1. Эффект подпора (поджатия) дозирующего сечения регулятора, приводящий к снижению колебательной мощности регулятора при росте его отношения давлений $\beta_{\text{рег}}$.

2. Эффект выравнивания поля скорости потока, вызывающий снижение максимальной скорости в сечении, где установлена ступень ГПД.

3. Демпфирование (диссипация) пульсаций давления, возбуждаемых регулятором и другими ступенями ГПД. При этом эффективность демпфирования пропорциональна гидравлическому сопротивлению ступени.

4. Генерация пульсаций потока при течении газа через ступени ГПД, причём указанные пульсации (колебания давления) распространяются от ступеней как по потоку, так и против него. Интенсивность генерации колебаний значительно возрастает при уменьшении β и росте гидросопротивления ступени ГПД.

Важным этапом в разработке ГПД является выбор зависимостей $\beta(i)$, где i – порядковый номер ступени ГПД. Такую последовательность чисел $\beta(i)$ можно рассмотреть как дискретную функцию. Характер изменения $\beta(i)$ возможно определить, исходя из вышеуказанных физических явлений, связанных с дросселированием давления газа в ступенях ГПД.

Исходя из формулы (1) в целях уменьшения скорости газа в ступенях ГПД необходимо с ростом номера ступени исключить снижение величины β , т.е. должно выполняться условие

$$\beta(i+1) \geq \beta(i), \quad (2)$$

где i – номер ступени ГПД.

Таким образом, отношения давлений $\beta(i)$ можно распределять между регулятором и ГПД по трём зависимостям, представленным на рисунке 2.

Первая зависимость определения $\beta(i)$ (ступенчатая, рисунок 2,а) подразумевает условное разделение всех ступеней ГПД на подпорные и выравнивающие. Подпорные ступени характеризуются значительным гидравлическим сопротивлением (соответствующим малым величинам $\beta_{\text{подп}}(i)$), в значительной мере определяющим гидравлическое сопротивление ГПД в целом). Выравнивающие ступени ГПД (с параметром $\beta_{\text{выр}}(i)$), наоборот, характеризуются малым гидравлическим сопротивлением и обеспечивают выравнивание поля скоростей потока по радиусу ГПД и выходного трубопровода. Выбор зависимости $\beta(i)$ определяется следующим образом.

Исходя из габаритных ограничений, задаётся общее количество ступеней ГПД, а затем они делятся на n ступеней "подпорных" и m ступеней "выравнивающих". Ступенчатая зависимость предполагает условия $\beta_{\text{подп}}(n) = \text{const}$, $\beta_{\text{выр}}(m) = \text{const}$ (рисунок 2,а). Задаваясь значением $\beta_{\text{рег}} = \beta_{\text{подп}}$ и зная общее отношение давления ГРС $\beta_{\text{ГРС}}$, находим $\beta_{\text{выр}}$ из условия

$$\beta_{\text{ГРС}} = \beta_{\text{рег}} \cdot \beta_{\text{подп}}^n \cdot \beta_{\text{выр}}^m, \text{ если } \beta_{\text{рег}} = \beta_{\text{подп}}, \text{ то } \beta_{\text{ГРС}} = \beta_{\text{подп}}^{n+1} \cdot \beta_{\text{выр}}^m \Rightarrow \beta_{\text{выр}} = (\beta_{\text{ГРС}} / \beta_{\text{подп}}^{n+1})^{1/m}. \quad (3)$$

Методика предполагает необходимость задания $\beta_{\text{рег}}$, которое выбирается в диапазоне от критического отношения давлений до 0,9. Значение верхней границы обосновывается требованием сохранения минимального перепада давления на регуляторе от общего перепада ГРС.

Такой подход к определению зависимости $\beta(i)$ возможен лишь в случае, когда $\beta_{\text{ГРС}}^{1/(n+1)} \geq 0,5 \dots 0,8$. Это неравенство следует из условия, что параметр регулятора $\beta_{\text{рег}}$ равен аналогичному параметру первой ступени ГПД $\beta_{\text{рег}} = \beta(1)$. Если условие $\beta_{\text{ГРС}}^{1/(n+1)} \geq 0,5 \dots 0,8$ не выполняется, что связано с возможностью реализации только малого количества дроссельных ступеней в конструкции ГПД, то наиболее рациональной зависимостью является постоянство пара-

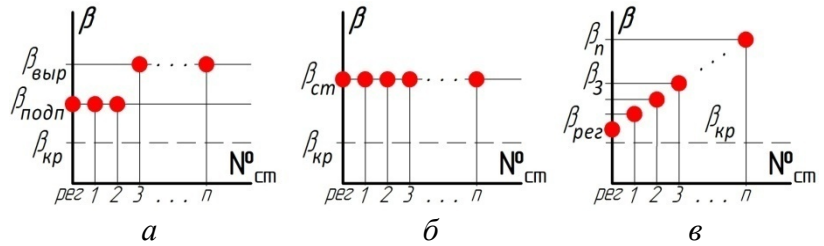


Рисунок 2 – Зависимости распределения $\beta(i)$

метра β для регулятора и всех ступеней ГПД (равномерная, рисунок 2,б). Последовательность определения параметра $\beta(i)$ в этом случае следующая.

Исходя из габаритных ограничений, задаётся общее количество ступеней n . Затем, зная общий $\beta_{ГРС}$, по условию (4) находится $\beta_{рег}$, равный отношению давлений на ступенях ГПД $\beta_{см}$:

$$\beta_{ГРС} = \beta_{рег} \cdot \beta_{см}^n, \text{ если } \beta_{рег} = \beta_{см}, \text{ то } \beta_{ГРС} = \beta_{см}^{n+1} \Rightarrow \beta_{см} = (\beta_{ГРС})^{\frac{1}{n+1}}. \quad (4)$$

При использовании данной зависимости для расчёта отношений давлений на регуляторе и каждой ступени ГПД нужно задавать только количество ступеней, так как $\beta_{ГРС}$ известно, а $\beta_{рег}$ принимается равной $\beta_{см}$. Это является преимуществом перед ступенчатой зависимостью и значительно упрощает расчёт. Также данная зависимость позволяет обеспечить наибольшую эффективность ГПД по снижению высокочастотных пульсаций рабочей среды за регулятором, так как $\beta_{рег}$ получается максимально возможным, а, соответственно, скорость газа – наименьшей.

При отсутствии габаритных ограничений по расположению ГПД с большим числом дроссельных ступеней ($n \geq 6 \dots 8$) возможно использование в гасителе непрерывно возрастающей зависимости $\beta(i+1) > \beta(i)$. Реализация непрерывного увеличения параметра $\beta(i)$ возможна по различным законам. Достоинством непрерывно возрастающей дискретной функции $\beta(i)$ является постоянное снижение скорости газа в ступенях ГПД и реализация минимальной скорости в выходной ступени. Однако недостатком возрастающей функции $\beta(i)$ является увеличение габаритных размеров ГПД.

В работе рассмотрен вариант непрерывно линейно возрастающей дискретной функции $\beta(i)$ (рисунок 2,в). Исходя из габаритных ограничений ГПД, ограничений по минимальной толщине стенки между отверстиями и диаметром отверстий, находим максимально возможную суммарную площадь всех отверстий последней ступени. Далее, зная массовый расход газа, находим отношение давлений последней ступени β_n по формуле Сен-Венана – Ванцеля. Затем, зная общую степень понижения давления системы $\beta_{ГРС}$, задаваясь количеством ступеней и законом непрерывно возрастающей дискретной функции $\beta(i)$, находим $\beta_{рег}$ и $\beta(i)$ по уравнениям в таблице 1, где a – коэффициент нарастания отношения давлений.

Основные характеристики всех зависимостей распределения $\beta(i)$ между регулятором и ступенями ГПД представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Характеристики зависимостей распределения $\beta(i)$

№	Наименование	Формулы для определения $\beta(i)$	Ограничения по применению
1	Ступенчатая	$\beta_{выр} = \left(\frac{\beta_{ГРС}}{\beta_{нодн}^{n+1}} \right)^{\frac{1}{m}}; \beta = \begin{cases} \beta_{нодн} = 0,6 \dots 0,75; i = 1 \dots n \\ \beta_{выр} = 0,8 \dots 0,9; i = n+1; \dots; m \end{cases}$	$\beta_{ГРС}^{\frac{1}{n+1}} \geq 0,5 \dots 0,8$
2	Равномерная	$\beta_{см} = (\beta_{ГРС})^{\frac{1}{n+1}}$	отсутствуют
3	Линейная	$\begin{cases} \beta(i) = a \cdot i + \beta_{рег}; \beta_{рег} = \beta_{ГРС} / \prod_{i=1}^n \beta(i); a = \frac{\beta_n - \beta_{рег}}{n} \end{cases}$	$\beta_{ГРС}^{\frac{1}{n+1}} \geq 0,5 \dots 0,8$

Для сравнения всех вышеперечисленных зависимостей распределения $\beta(i)$ проведены расчёты скорости потока газа и уровня высокочастотных пульсаций давления за регулятором и каждой ступенью ГПД согласно международному стандарту ANSI/ISA-S74.17-1989. Расчёты проводились при равном количестве ступеней ГПД для каждой зависимости $\beta(i)$. Самый низкий уровень высокочастотных пульсаций давления между регулятором и первой ступенью ГПД реализуется в случае с равными $\beta(i)$ (равномерная зависимость, $L_p=150$ дБ). Для остальных зависимостей $L_p \geq 154$ дБ. Ступенчатая и линейная зависимости позволяют обеспечить наибольшую эффективность ГПД по снижению высокочастотных пульсаций давления непосредственно после ГПД в выходном трубопроводе, так как $\beta(i)$ последних ступеней ГПД получается максимально возможной, а, соответственно, скорость газа – наименьшей. Однако в этом случае возрастают виброакустические нагрузки на регулятор из-за значений $\beta_{рег}$ и скоростей газа в дроссельном узле близких к критическим. Результаты расчётов были подтверждены эксперимен-

тально путём испытания автономных ГПД с распределением $\beta(i)$ по вышеизложенным зависимостям. Уровень пульсаций давления измерялся между регулятором давления газа и ГПД, а также после ГПД в выходном трубопроводе. Результаты показаны на рисунках 3, 4.

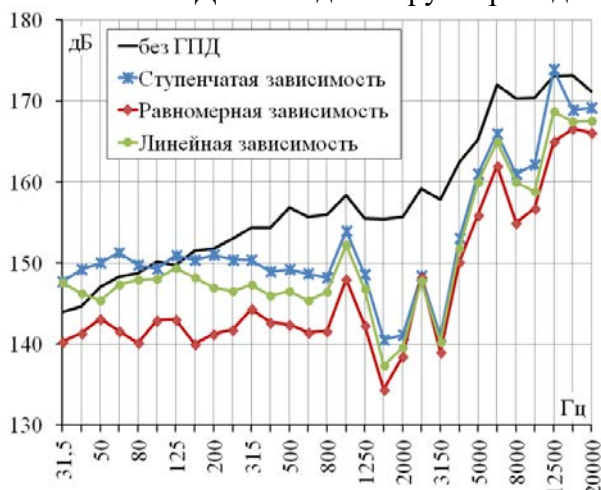


Рисунок 3 – Третьооктавные спектры пульсаций между регулятором и ГПД

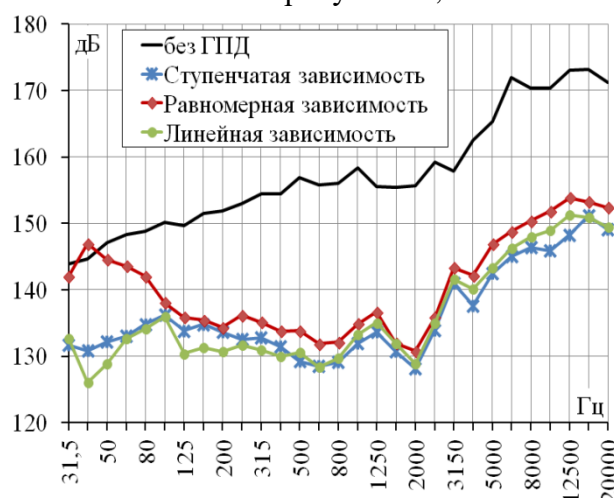


Рисунок 4 – Третьооктавные спектры пульсаций после ГПД

Таким образом, зависимость $\beta_{рег} = \beta(i) = \text{const}$ является наиболее рациональной и позволяет минимизировать виброакустические нагрузки на регулятор, а также обеспечить наилучшие диссипативные свойства первых ступеней ГПД.

С другой стороны, ГПД представляет собой определённое сопротивление потоку и может существенно повлиять на низкочастотную динамику системы регулирования давления в целом. Для прогнозирования влияния ГПД на низкочастотные динамические процессы регулирования давления разработана математическая модель системы регулирования давления газа, учитывающая установку регулятора, ГПД и характеристики присоединённой системы. На рисунке 5 показана расчётная схема регулятора с присоединённой системой и ГПД.

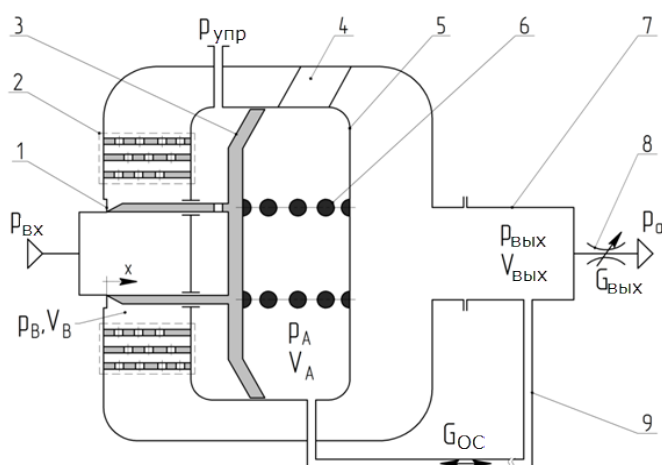


Рисунок 5 – Расчётная схема регулятора с присоединённой системой и ГПД:

- 1 – седло, 2 – ГПД, 3 – затвор, 4 – пилон,
- 5 – клапанное устройство, 6 – пружина,
- 7 – промежуточный трубопровод,
- 8 – выходной дроссель,
- 9 – трубопровод обратной связи

При разработке математической модели приняты следующие основные допущения: рабочая среда – совершенный газ; режим течения газа на выходном дросселе – сверхкритический; полости и трубопровод обратной связи рассматриваются в сосредоточенных параметрах; не учитывается влияние полостей между ступенями ГПД на динамику системы, т.е. ГПД рассматривается только как активное сопротивление; аэродинамическая сила по сравнению с силами от статического давления и силой упругости пренебрежимо мала; в качестве параметра оценки деформации областей и границ устойчивости в системе уравнений рассматривается сила вязкого демпфирования, характеризующая в данном случае величину собственного демпфирования в системе.

Уравнения (5), описывающие движение регулирующего элемента (x , v), изменения давления в полостях регулятора (p_A , p_B , $p_{вых}$), течение газа в трубопроводе обратной связи и в дросселирующих сечениях (G_{OC} , G_x), получены на основании второго закона Ньютона и основных законов гидромеханики.

$$\begin{cases} \dot{x} = v; \\ \dot{v} = \frac{A_p}{m}(p_{yup} - p_A) - \frac{D}{m}v - \frac{J}{m}x - \frac{F_0}{m}; \\ \dot{p}_A = \frac{a^2}{V_A}(G_{OC} + \rho_A A_p v); \\ \dot{G}_{OC} = \frac{1}{L_{OC}}(p_{вых} - p_A - Z_{OC} G_{OC}); \\ \dot{p}_B = \frac{a^2}{V_B}(G_x - k_{ГПД} \Delta p_{ГПД}); \\ \dot{p}_{вых} = \frac{a^2}{V_{вых}}(k_{ГПД} \Delta p_{ГПД} - B A_{вых} p_{вых}). \end{cases} \quad (5)$$

для обеспечения устойчивости системы практически не меняется. Требуемое демпфирование системы снижается при докритическом режиме течения газа на дозирующем сечении регулятора за счёт дополнительного сопротивления, которое вносит ГПД.

Из рисунка 6 видно, что при уменьшении приведённого объёма полости между дозирующим сечением регулятора и ГПД (\bar{V}) повышается требуемое демпфирование системы. Следовательно, объём полости между дозирующим сечением регулятора и ГПД должен быть минимальным, что целесообразно как с точки зрения устойчивости, так и с точки зрения эффективности снижения виброакустических нагрузок.

Экспериментально подтверждено, что при встроенном ГПД работа регулятора более устойчива (рисунок 7). Наличие полости между дозирующим сечением регулятора и автономным ГПД приводит к появлению задержки в передаче сигналов и увеличивает колебательность системы. Из рисунка 7 видно, что установка встроенного ГПД обеспечивает устранение колебаний в системе с регулятором давления газа, что свидетельствует о значительном повышении запаса устойчивости и снижении динамических нагрузок на элементы системы.

Предложенные зависимости и разработанная математическая модель составляют основу разработанной методики проектирования ГПД для систем регулирования давления газа. В алгоритме методики (рисунок 8) выбрана равномерная зависимость распределения $\beta(i)$ как наиболее рациональная.

Реализация методики проектирования ГПД начинается с оценки геометрии проточной части регулятора и возможности размещения встроенного ГПД. В случае отсутствия такой возможности переходят к проектированию автономного ГПД. Далее алгоритм одинаков как для автономного, так и для встроенного ГПД.

Задаются габаритные ограничения, в соответствии с которыми определяются количество ступеней ГПД, их толщина и расстояние между ними. После определения $\beta_{рег}$ и $\beta(i)$ производится расчёт проходной площади и количества отверстий в каждой ступени ГПД.

Для определения областей и границ устойчивости использованы собственные значения матрицы Якоби, составленной на основании частных производных первого порядка функций дифференциальных уравнений в точках установившегося режима. С использованием критерия Рауса-Гурвица определены границы и области устойчивости системы (рисунок 6) при изменении приведённого расхода газа (q). Красная линия представляет собой границу устойчивости для регулятора без ГПД. Площадь над кривой является областью устойчивости, а под кривой – областью неустойчивости. Из результатов моделирования следует, что при сверхкритических режимах течения газа в системе требуемое демпфирование (κ)

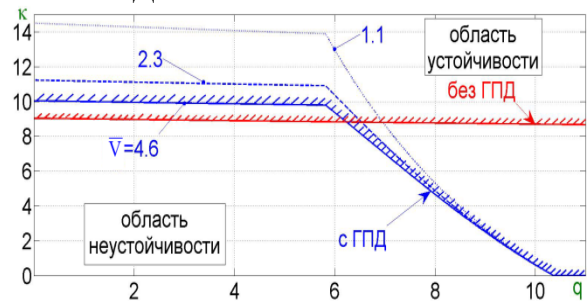


Рисунок 6 – Границы устойчивости в плоскости параметров коэффициента требуемого демпфирования и приведённого расхода газа

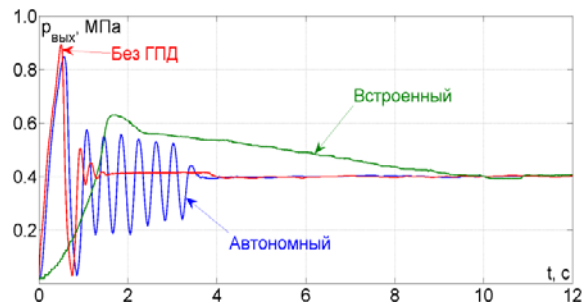


Рисунок 7 – Переходные процессы без ГПД, с автономным ГПД и со встроенным в регулятор ГПД

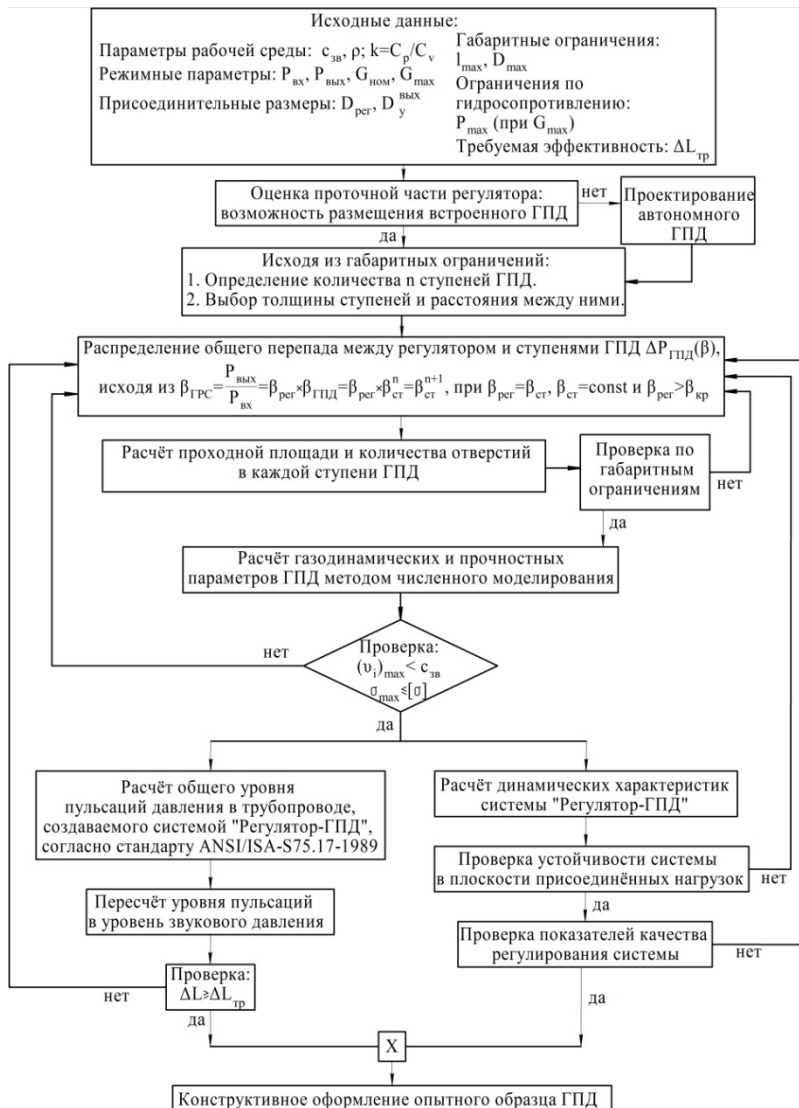
$$F(i) = \frac{G}{\mu(i) \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot P(i) \cdot \rho(i) \cdot \left[\beta(i)^{\frac{2}{k}} - \beta(i)^{\frac{k+1}{k}} \right]}} \quad (6)$$

перед i -й ступенью ГПД, Па; $\rho(i)$ – плотность газа, кг/м³; $\beta(i)$ – отношение давлений на i -й ступени ГПД.

После расчёта $F(i)$ и задания диаметра отверстий $d_{отв}=3...4$ мм определяется количество отверстий $m(i)$ в каждой ступени ГПД: $m(i) = F(i) / (0,785 \cdot d_{отв}^2)$, где $F(i)$ – площадь проходного сечения i -й ступени ГПД, м²; $d_{отв}$ – диаметр отверстий, м.

Далее, получив все геометрические параметры ГПД и перепады давления на каждой его ступени, приступают к расчёту газодинамических и прочностных параметров ГПД методом численного моделирования. На данном этапе методики проверяются следующие условия:

- скорость течения газа в дозирующем сечении регулятора и в каждой ступени ГПД должна быть меньше скорости звука;
- максимальные эквивалентные напряжения деталей ГПД должны быть меньше допустимых значений.



Площадь проходного сечения $F(i)$ в ступенях ГПД рассчитывается по формуле (6) Сен-Венана – Ванцеля, где G – массовый расход газа, кг/с; μ – коэффициент расхода; k – коэффициент адиабаты для газа; $P(i)$ – давление

Если оба вышеперечисленных условия выполняются, то приступают к следующей части методики проектирования ГПД, в противном случае возвращаются к распределению общего перепада давления между регулятором и ГПД. На данном этапе параллельно проводятся следующие расчёты:

- расчёт уровня высокочастотных пульсаций давления внутри трубопровода за регулятором давления газа;
- расчёт динамических характеристик системы "Регулятор-ГПД".

Если оба расчёта удовлетворяют требованиям, то в заключительной части алгоритма методики приступают к конструированию опытного образца ГПД. В противном случае возвращаются к распределению общего перепада давления между регулятором и ГПД.

В третьей главе представлены результаты газодинамического и прочностного расчётов спроектированных по разработанной методике и созданных опытных образцов автономного ГПД и

Рисунок 8 – Алгоритм проектирования ГПД встроенного в регулятор давления газа РДПП80-50М. В автореферате представлены результаты только для встроенного ГПД. Результаты газодинамического и прочностного расчётов для автономного ГПД приведены в диссертационной работе.

Встроенный ГПД был рассчитан для режима: входное давление 4 МПа; выходное давление 0,4 МПа; массовый расход газа 0,5 кг/с. Исходя из габаритных ограничений выходного тракта регулятора, был выбран ГПД, состоящий из 6 ступеней (коаксиально установленных перфорированных втулок) толщиной 2 мм и с межступенчатым расстоянием 2 мм. Согласно выбранной закономерности $\beta_{рег} = \beta(i) - \text{const}$ получены значения $\beta_{ст}$ и $\beta_{рег}$, равные 0,76. Конструктивная схема регулятора со встроенным ГПД показана на рисунке 9.

В ходе численного моделирования газодинамических процессов, происходящих в выходном тракте регулятора, была выбрана "k-w sst" модель турбулентности. В качестве граничных условий задавались массовый расход на входе 0,5 кг/с и статическое давление на выходе проточной части регулятора 0,4 МПа. В расчёте использована модель совершенного газа. В качестве критериев сходимости были использованы значения невязок дифференциальных уравнений, а также разница по массовому расходу на входе и выходе проточной части регулятора.

Распределение статического давления в проточной части регулятора в заводском исполнении и со встроенным ГПД показано на рисунках 10, 11. Видно, что в заводском исполнении (рисунок 10) весь перепад срабатывается в зоне редуцирования между седлом и штоком регулятора, а в случае встроенного ГПД (рисунок 11) перепад плавно распределяется между всеми его ступенями, и тем самым на каждой ступени обеспечивается докритический режим течения газа.

На рисунках 12, 13 показано распределение скоростей потока в проточной части регулятора в заводском исполнении и со встроенным ГПД соответственно. Из рисунков видно, что в заводском исполнении (рисунок 12) скорости газа достигают сверхзвуковых значений, а при установке ГПД (рисунок 13) скорости снижаются до дозвуковых, что ведёт к снижению высокочастотных пульсаций давления рабочей среды.

При прочностном расчёте встроенного ГПД граничные условия в виде закреплений и действующих нагрузок выбраны в соответствии со схемой его установки в регулятор давления, а также с условиями его работы. Нагрузки в виде статического давления выбирались, исходя из проведённого газодинамического расчёта. В качестве материала перфорированных втулок ГПД был выбран сплав Д16Т. Величина максимального напряжения, возникающего в деталях ГПД, равна 23 МПа, при допустимом напряжении 280 МПа (рисунок 14). Максимальные деформации равны 6,3 мкм. Коэффициент запаса прочности значительно больше рекомендуемого значения 1,5 для рабочих условий по пределу текучести. Следовательно, разработанная конструкция встроенного в регулятор ГПД обеспечивает его прочность в рабочих условиях.

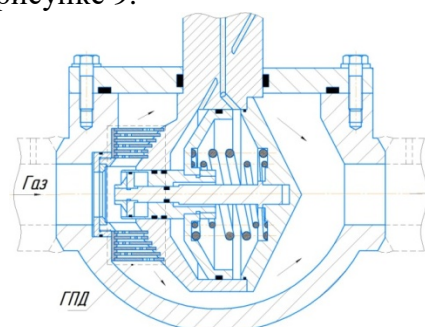


Рисунок 9 – Конструктивная схема регулятора РДПП80-50М со встроенным ГПД

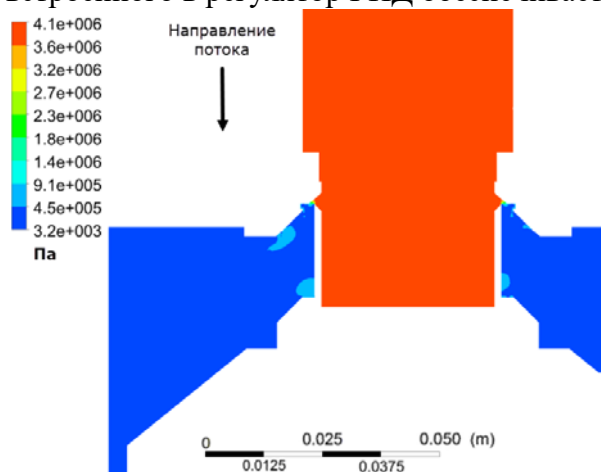


Рисунок 10 – Распределение статического давления в проточной части регулятора в заводском исполнении

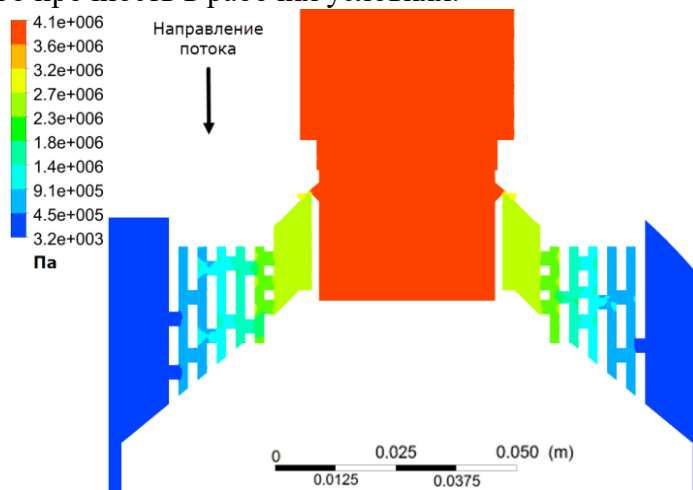


Рисунок 11 – Распределение статического давления в проточной части регулятора со встроенным ГПД

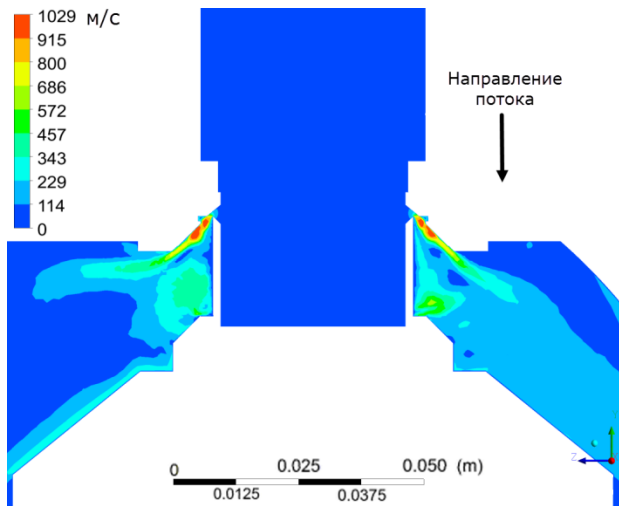


Рисунок 12 – Распределение скоростей потока в проточной части регулятора в заводском исполнении

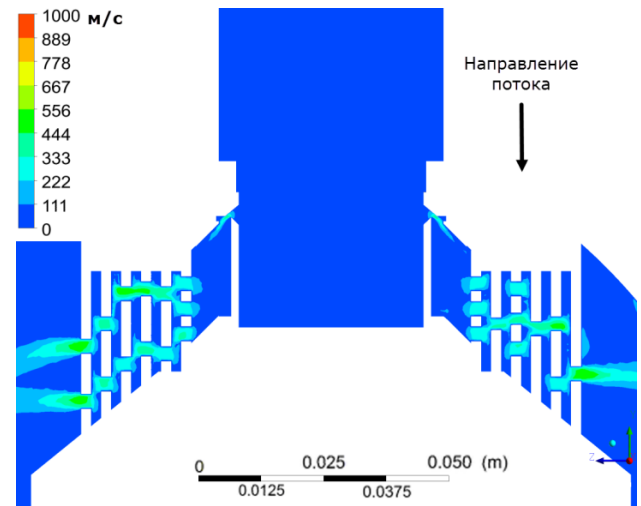


Рисунок 13 – Распределение скоростей потока в проточной части регулятора со встроенным ГПД

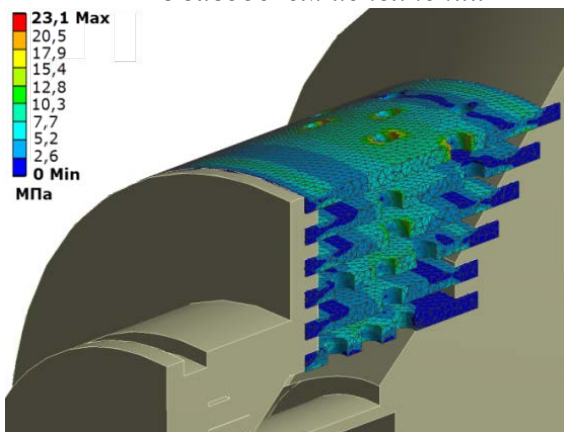


Рисунок 14 – Распределение напряжений в перфорированных втулках ГПД

После проведения всех расчётов и выполнения необходимых условий были изготовлены опытные образцы автономного ГПД (рисунок 15,а) и ГПД, встроенного в регулятор давления РДПП80-50М (рисунок 15,б).

В четвёртой главе представлены результаты экспериментальных исследований эффективности разработанных опытных образцов ГПД по снижению динамических и виброакустических нагрузок.

Для экспериментального исследования с участием автора разработана стендовая установка. Стенд собран на территории компрессорной станции Самарского университета. В качестве рабочей среды используется сжатый воздух. Поскольку скорость потока на выходе регулятора является основным па-

раметром, влияющим на генерацию пульсаций давления газа, то регулирующая арматура стенда позволяет изменять данную скорость в широких пределах как за счёт изменения давления газа, так и за счёт изменения его расхода. Измерительная аппаратура стенда позволяет фиксировать одновременно пульсации давления, виброускорение участков трубопровода, уровень звукового давления, изменение регулируемого давления, расход газа. Данный стенд обеспечивает режимы течения газа, аналогичные реальной ГРС. Регулятор давления газа РДПП80–50М устанавливался на измерительном участке стенда внутри заглушенной камеры (рисунок 15,а), позволяющей снижать все возможные помехи.

Проведено сравнение опытных образцов автономного и встроенного ГПД, спроектированных по одной и той же закономерности распределения отношений давлений. Эффективность автономного ГПД по снижению уровня высокочастотных пульсаций составила от 10 до 20 дБ в зависимости от частоты третьоктавного спектра (рисунок 16). Уровень пульсаций при встроенном ГПД оказался ещё ниже, чем при автономном, его эффективность составила от 10 до 35 дБ (рисунок 16). Эффективность разработанных опытных образцов ГПД по снижению виброускорения стенки трубопровода составила 55 м/с^2 для автономного и 100 м/с^2 для встроенного (рису-



Рисунок 15 – Опытные образцы ГПД

нок 17). Таким образом установлено, что разработанный опытный образец встроенного ГПД эффективнее автономного на 15 дБ по снижению пульсаций давления и на 45 м/с^2 по снижению виброускорения стенки трубопровода.

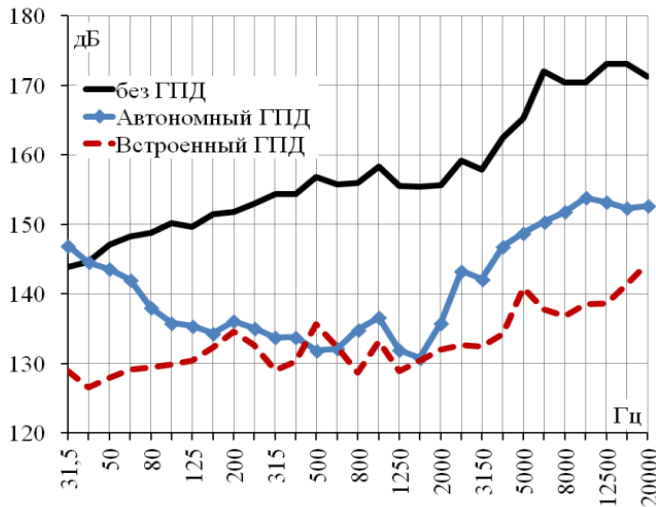


Рисунок 16 – Третьоктавные спектры пульсаций давления при автономном и встроенном ГПД

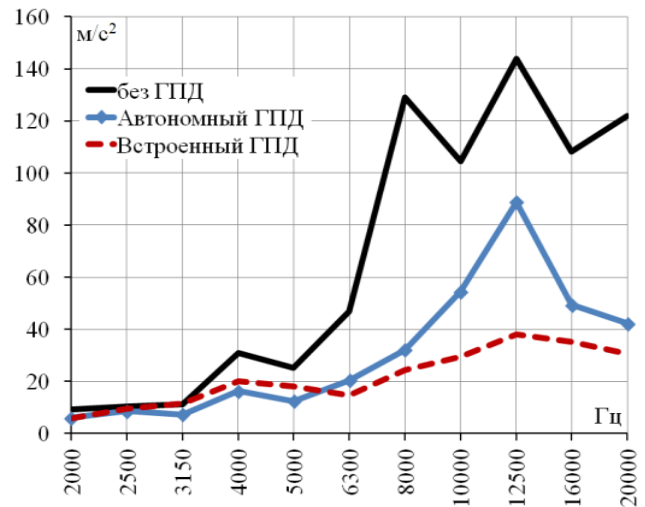


Рисунок 17 – Третьоктавные спектры виброускорения стенки выходного трубопровода

Зафиксированный при испытаниях регулятора без ГПД эквивалентный уровень звукового давления составил 108 дБ(А), а со встроенным ГПД – 78 дБ(А). Такое значение меньше установленных санитарных норм 80 дБ(А) согласно СанПиН 2.2.4.3359-16 на 2 дБ(А). Эффективность встроенного ГПД составила 30 дБ(А). Сравнительный третьоктавный спектр звукового давления представлен на рисунке 18.

Установка в регулятор давления газа встроенного ГПД обеспечивает отсутствие ударных нагрузок на элементы клапанной пары регулятора, что позволяет избежать разрушения этих элементов и повысить надёжность всей системы регулирования давления газа (рисунок 19).

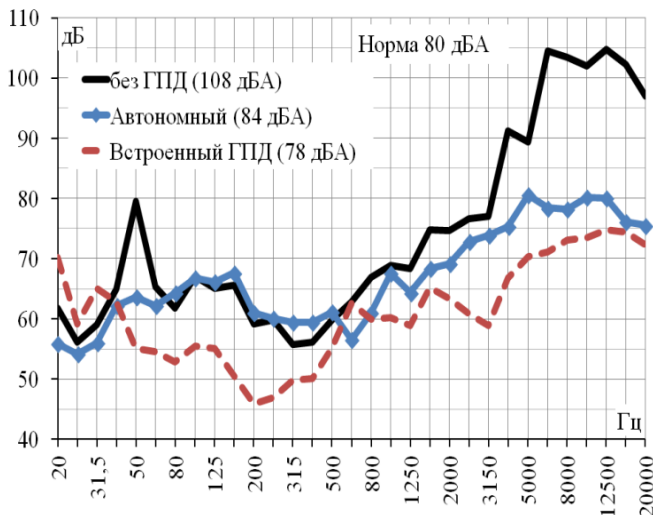


Рисунок 18 – Третьоктавные спектры звукового давления

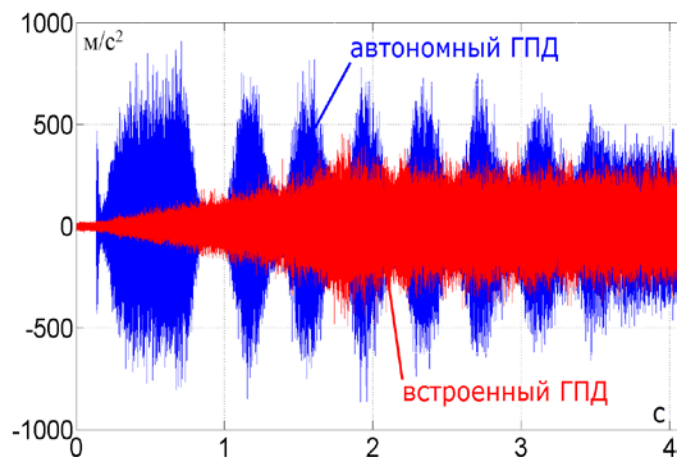


Рисунок 19 – Временная характеристика виброускорения стенок трубопровода

Показатели эффективности разработанных опытных образцов ГПД по снижению динамических и виброакустических нагрузок экспериментально подтверждают достоверность разработанной методики проектирования гасителей пульсаций для систем регулирования давления природного газа. Они соответствуют показаниям лучших мировых производителей регулирующей арматуры, таких как "Tartarini", "Masoneilan", "Emerson" и др.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

В результате проведённого исследования решена научно-техническая задача снижения динамических и виброакустических нагрузок в системах регулирования давления природного газа, имеющая существенное значение для промышленных предприятий и объектов газораспределительных станций.

Основные результаты и выводы выполненной работы заключаются в следующем:

1 Создана и апробирована методика проектирования гасителей пульсаций для систем регулирования давления газа, отличающаяся учётом влияния параметров гасителя на низкочастотную динамику системы, что позволяет обеспечить её требуемые динамические характеристики.

2 Предложены и обоснованы зависимости распределения отношения давления между ступенями гасителя пульсаций и регулятором давления газа, определяющие параметры гасителя, позволяющего обеспечить требуемые виброакустические характеристики системы регулирования давления газа в целом.

3 Установлено, что наиболее эффективной по снижению высокочастотных пульсаций давления между регулятором давления газа и гасителем пульсаций является зависимость с равными отношениями давлений на ступенях гасителя пульсаций.

4 Разработана математическая модель системы регулирования давления газа, учитывающая установку регулятора давления, гасителя пульсаций, характеристики присоединённой системы и позволяющая прогнозировать влияние гасителя на низкочастотные динамические процессы регулирования давления.

5 Теоретически и экспериментально доказано, что установка в систему регулирования давления газа регулятора с разработанным встроенным гасителем пульсаций позволяет повысить демпфирование системы и обеспечить её устойчивую работу.

6 Разработан стенд для исследования динамических и виброакустических характеристик регуляторов давления газа и гасителей пульсаций, позволяющий имитировать работу газораспределительной станции.

7 Изготовлены опытные образцы автономного и встроенного в регулятор давления газа РДПП80-50М гасителей пульсаций с эффективностью по снижению уровня высокочастотных пульсаций давления рабочей среды на 35 дБ, по снижению эквивалентного уровня звукового давления на 30 дБ(А), по снижению виброускорения стенки трубопровода на 100 м/с^2 .

8 Экспериментально доказано, что встроенный гаситель пульсаций давления эффективнее автономного по снижению динамических и виброакустических нагрузок. Установка в систему регулирования давления газа регулятора с разработанным встроенным гасителем пульсаций давления обеспечивает отсутствие ударных нагрузок при переходных процессах.

Результаты работы внедрены в производство регуляторов давления газа АО "Агрегат", г. Самара.

Таким образом, цель диссертации достигнута в части научного решения поставленной задачи и её практической реализации.

Перспектива дальнейшего развития темы состоит в исследовании влияния геометрических характеристик ступеней гасителя пульсаций на снижение виброакустических нагрузок в системах регулирования давления газа.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ

Статьи в изданиях, рекомендованных ВАК

1. Устранение газодинамических резонансных режимов вибронагружения трубопроводной арматуры газораспределительных станций [Текст] / М.В. Баляба, А.Н. Крючков, М.А. Ермилов [и др.] // Вестник СГАУ. – 2014. – № 4 (35). – С. 184-192.

2. Устранение газодинамических автоколебаний в выходном тракте регулятора давления газа [Текст] / М.В. Баляба, М.А. Ермилов, А.Н. Крючков [и др.] // Вестник Самарского универ-

ситета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2016. – № 3 (15). – С. 35-45. DOI: 10.18287/2541-7533-2016-15-3-35-45.

В изданиях, входящих в международную базу цитирования Scopus

3. Test bench for vibroacoustic research of the pneumatic system units and pipe fittings [Text] / M.V. Balyaba, M.A. Ermilov, A.N. Kryuchkov [et al.] // 22nd International Congress on Sound and Vibration, ICSV22. – 2015. – P. 1-8.

4. The experimental development of the pulsation damper in a gas reduction line [Text] / M.V. Balyaba, M.A. Ermilov, A.N. Kryuchkov [et al.] // 22nd International Congress on Sound and Vibration, ICSV22. – 2015. – P. 1-8.

5. Development of a pressure pulsation damper for gas pressure regulators with account of operation parameters [Text] / M.V. Balyaba, M.A. Ermilov, A.N. Kryuchkov [et al.] // Procedia Engineering. – 2015. – V. 106. – P. 277-283. doi:10.1016/j.proeng.2015.06.036.

6. Balyaba, M.V. Suppression of gas-dynamic self-oscillations in the outflow line of a gas control valve [Text] / M.V. Balyaba, M.A. Ermilov, A.N. Kryuchkov // Procedia Engineering. – 2017. – V. 176. – P. 577-585. doi: 10.1016/j.proeng.2017.02.300.

7. Balyaba, M.V. Development methodology for a pulsation damper of gas control valves [Text] / M.V. Balyaba, M.A. Ermilov, A.N. Kryuchkov // Procedia Engineering. – 2017. – V. 176. – P. 586-594. doi: 10.1016/j.proeng.2017.02.301.

Патенты РФ

8. Пат. 2622679 Российская Федерация, МПК⁷ F 16 L 55/04. Устройство для гашения пульсаций давления в линиях редуцирования газа [Текст] / Шабанов К.Ю., Грабовец В.А., Крючков А.Н., Ермилов М.А., Баляба М.В.; заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью «Газпром трансгаз Самара» (RU). – № 2015155946; заявл. 24.12.15; опубл. 19.06.17, Бюл. № 17. – 8 с.: ил.

9. Пат. 2019611869 Российская Федерация. Программное приложение для расчёта динамических характеристик пневматических трубопроводов в распределённых параметрах [Текст] / Баляба М.В., Стадник Д.М., Иголкин А.А.; заявитель и патентообладатель Самарский университет (RU). – № 2019610551; заявл. 22.01.19; опубл. 05.02.19, Бюл. № 2. – 1 с.

10. Пат. 190998 Российская Федерация, МПК⁷ G 05 D 16/10. Прямоточный регулятор давления газа со встроенным гасителем пульсаций [Текст] / Баляба М.В., Стадник Д.М., Крючков А.Н., Ермилов М.А.; заявитель и патентообладатель Самарский университет (RU). – № 2019109465; заявл. 01.04.19; опубл. 18.07.19, Бюл. № 20. – 6 с.: ил.

В других изданиях

11. Методика разработки гасителя пульсаций для регуляторов давления [Текст] / М. В. Баляба, М. А. Ермилов, А. Н. Крючков [и др.] // Динамика и виброакустика машин. – 2016. – № 3 (2). – С. 33-41.

12. Кондрашов, Ю. И. К вопросу о проектировании прямоточного регулятора давления газа прямого действия [Текст] / Ю. И. Кондрашов, В. Н. Илюхин, М. В. Баляба // Динамика и виброакустика машин. – 2019. – № 5 (1). – С. 22-29.