**Кшуманев Сергей Викторович. Исследование и обеспечение динамического качества пружинных предохранительных клапанов пневмогидросистем железнодорожного транспорта : диссертация ... кандидата технических наук : 01.02.06.- Самара, 2005.- 194 с.: ил. РГБ ОД, 61 05-5/2447**

ОРЛОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
САМАРСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ

На правах рукописи

**Кшуманев Сергей Викторович**

**ИССЛЕДОВАНИЕ И ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО КАЧЕСТВА
ПРУЖИННЫХ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ КЛАПАНОВ
ПНЕВМОГИДРОСИСТЕМ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА**01.02.06 - Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель доктор технических наук, профессор Мулюкин О.П.

Самара 2005

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

ОБОЗНАЧЕНИЯ 4



ИНДЕКСЫ 6

СОКРАЩЕНИЯ 7

ВВЕДЕНИЕ 8

1. СОСТОЯНИЕ, ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ, СПОСОБЫ И СРЕД­СТВА ОБЕСПЕЧЕНИЯ СТАБИЛЬНОСТИ ВЫХОДНЫХ ПАРА­МЕТРОВ АВТОМАТИЧЕСКИХ ПРУЖИННЫХ КЛАПАНОВ ПРИ ВНЕШНЕМ НАГРУЖЕНИИ 13

1Л .Классификация, области применения и особенности выбора типа

автоматического клапана ПГС транспортного средства 13

* 1. Анализ состояния исследований по обеспечению стабильности выходных параметров агрегатов автоматики в условиях внешнего нагружения при выработке гарантированного ресурса в составе ПГС объектов 27
		1. Жесткое соединение агрегата автоматики с виброактивным

основанием объекта (внутренняя защита агрегата) 28

* + 1. Соединение агрегата автоматики с виброактивным основа­

нием транспортного средства через упругодемпфирующую подвеску (внешняя защита агрегата) 33

* + 1. Тенденции развития и перспективы повышения устойчиво­

сти, показателей надежности и технического уровня агрегатов защиты и предохранения ПГС транспортной техники 37

1.3.Определение цели и постановка задач исследования, научная но­визна и практическая ценность работы 40

1. АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРУЖИННЫХ



ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ КЛАПАНОВ С УЧЕТОМ

ВНЕШНЕГО НАГРУЖЕНИЯ 44

1. Общие сведения о подходах и допущениях в математических

моделях пружинных предохранительных клапанов 44

1. Математическая модель пружинного предохранительного клапана

с сильфонным чувствительным органом 54

1. Моделирование процессов в защищаемых ПГС с двухпозицион­ным предохранительным клапаном 65
2. Выводы 86
3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ

ДЕКОНСТРУКТИВНЫХ ФАКТОРОВ НА ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПРУЖИННЫХ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ КЛАПАНОВ 89

3.1. Оценка изменения давления открытия подпружиненной клапанно­седельной пары при внешнем вибронагружении 89



**з**

* 1. Оценка ресурса клапанного уплотнителя пружинного предохрани­

тельного устройства при варьировании скоростью посадки клапа­на на седло 99

* 3.3. Оценка работоспособности клапанного уплотнения клапанного

имитатора при внешнем ударном нагружении 110

3.4 Выводы 117

1. СИСТЕМАТИЗАЦИЯ, УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ И РАЗРАБОТ­КА СПОСОБОВ И СРЕДСТВ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОГО КАЧЕСТВА ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ КЛАПАННЫХ УСТРОЙСТВ И ПРИМЕРЫ ИХ

КОНСТРУКТОРСКОЙ РЕАЛИЗАЦИИ 119

4.1. Роль конструктивного анализа и классификаторов клапанных аг­регатов в повышении качества и сокращении сроков проектирова­ния высокоэффективных конструкций 120

* 4.2. Совершенствование известных и разработка новых способов и

средств обеспечения динамического качества пружинных клапан­ных агрегатов при срабатывании 140

1. Разработка клапанных агрегатов с заданным динамическим качест­вом переходных процессов с использованием 160
2. Выводы 171

ЗАКЛЮЧЕНИЕ 174

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ 181

ПРИЛОЖЕНИЕ Диагностические системы и устройства коррекции ди­агностических параметров ПК на рабочем ходе кла­панно-седельной пары 194

« (•

**ОБОЗНАЧЕНИЯ**

*F-* площадь, м2

і

й *V-* объем, м

/ - длина (ширина или толщина), м *М-* масса, кг

*Т-* абсолютная температура среды, К .

• л

*Q, Q -* объемный, м /с, и массовый, кг/с, расход среды *AG-* перетечки рабочей среды через УС, м3/с *р -* давление, МПа *Ар -* перепад давления на ИО, МПа

о

*у -* удельный вес, Н/м *р -* плотность, кг/м3

*Ry, Rr* - универсальная газовая постоянная, Дж/(моль-К)

*Re -* число Рейнольдса

\*

*с, ср, Су* - удельная теплоемкость вещества, газа при постоянном давлении и газа при постоянном объеме, Дж/(кг-К) *ic -* удельная энтальпия рабочей среды, Дж/кг *п -* показатель политропного процесса *к -* показатель адиабатического процесса *со -* круговая частота, рад/с

*Ду* - условный проходной диаметр рабочего тракта, мм *Н-* рабочий ход ИО, м

/- площадь проходного сечения дросселирующего устройства, м2; частота ко­лебания элемента системы, Гц

*m -* приведенная масса золотника в момент соударения с седлом, кг *t,* т - время (быстродействие ИО), с .

• *х, х, х -* координата (перемещение),м; скорость, м/с; ускорение, м/с2 *а-* коэффициент расхода *ср -* коэффициент подъемной силы *срт -* угол трения

*а -* коэффициент теплообмена, Вт/(м2-К) *а* г - половина угла при вершине конуса золотника, ...°

^ -коэффициент гидравлического сопротивления тракта; относительная дефор­мация уплотнителя в зоне контакта золотника с седлом *R -* гидросопротивление, МПа *рт-* коэффициент трения скольжения *рв.т.* - динамическая вязкость, Па-с Сдин. - динамическая реакция газового слоя ДУ *tj=go/cqo -* безразмерная частота действия возмущающей силы *Ті, Т2 —* постоянная времени СРД Р - усилие привода, управляющая сила, Н Ри- сила инерции (инерционная нагрузка), Н *Р* - усилие предварительного сжатия (затяжки) пружины, Н

с„р. - жесткость пружины, Н

Ар. - сила сухого трения, Н *Рв.т—* сила вязкого трения, Н *є* - коэффициент учета расширения рабочего тела Ад - газодинамическая сила, Н

*No* - нормальная составляющая усилия натяга между уплотнением и хвостови­ком тарели клапана, Н

А - коэффициент динамичности ИО при срабатывании клапанно-седельной пары *q -* погонная нагрузка (давление по контуру) в зоне ФПК элементов КУ, Н/м Ад - удельное давление герметизации в зоне ФПК элементов КУ, МПа А, *Ер, Ел* - текущая, потенциальная, кинетическая энергия и энергия дисси­пации, Дж

о - механическое напряжение, МПа

а в - предел прочности, МПа

от - предел текучести, МПа

*ан* - ударная вязкость, Дж/м2

*Е* - модуль Юнга (модуль упругости), ГПа

v - коэффициент Пуассона

8 - деформация, м

*W(S)* - передаточная функция

g - ускорение свободного падения, м/с2

л-3,1415...

Д - символ превращения

*S=d/dt —* оператор дифференцирования

~ - символ изображения по Лапласу

**ИНДЕКСЫ**

О - исходное положение или положение ИО, при котором значение искомого параметра равно нулю

1,2 — соответственно, вход и выход проходного тракта п - поршень с - седло

ст - стенка корпуса

к - клапан

пр. - пружина

упл. - уплотнение

\* - безразмерный параметр

**СОКРАЩЕНИЯ**

АЧХ - амплитудно-частотная характеристика

ВВФ - внешние воздействующие факторы

ВВВ - внешнее возмущающее воздействие

ГПТА - гидропневмотопливный агрегат

ГТД - газотурбинный двигатель

ДСТ - демпфер сухого трения

ДЛА - двигатель летательных аппаратов

ДПК - двухпозиционный предохранительный клапан

ДКА - демпфер клапанного агрегата

ДУ - демпфирующее устройство

ИО - исполнительный орган

КРУ - клапанное регулирующее устройство

КА - клапанный агрегат

КУ - клапанное уплотнение

ЛА - летательный аппарат

МЕРЕТРАНС - металлическая резина транспортных систем МР - металлический аналог резины или «Металлорезина»

ОКБ - опытное конструкторское бюро

ОКП - основные классификационные признаки

ОрелГТУ - Орловский государственный технический университет

ПГС - пневмогидросистема

ППП - пакет прикладных программ

ППР - планово-предупредительный ремонт

ПК - предохранительный клапан

ППК - пропорциональный предохранительный клапан

СамГАПС - Самарская государственная академия путей сообщения

САПР - система автоматизированного проектирования

СГАУ - Самарский государственный аэрокосмический университет

СПГ - сниженный природный газ

СРД - система релаксационного демпфирования

СР - стабилизатор расхода

СФД - система функциональной диагностики

ТЗ - техническое задание

УС - уплотнительное соединение

УДЭ -упругодемпфирующий элемент

УТР - установившийся технический режим в ПГС

УФХ - упругофрикционная характеристика

ФПК - фактическая площадь касания

ЭУ - энергетическая установка

ЭПК - электропневмоклапан

\*

ВВЕДЕНИЕ

Современный этап развития транспортной техники характеризуется не­уклонным повышением требований к ее эксплуатационной безопасности (на­дежности и ресурса) при одновременном росте тактико-технических парамет­ров и жестком лимитировании массо-габаритных характеристик клапанных автоматических устройств пневмогидросистем энергетических установок.

Роль агрегатов автоматики, к которым относятся аппаратура защиты и предохранения пневмогидросистем транспортных средств от избыточного дав­ления в питающих трактах (резервуарах и сосудах под давлением) в обеспече­нии общей надежности работы энергетических установок трудно переоценить. Причем обеспечение стабильности выходных параметров агрегатов автоматики ПГС в условиях применения в транспортных системах нетрадиционных высо­кокалорийных топлив, прежде всего криогенных (жидкий водород, сжиженный природный газ) и «всепогодных» синтетических жидкостей и масел с повы­шенными агрессивными и токсичными свойствами при жестких экологических требованиях к работе энергоустановок переходит в разряд актуальных задач клапанного агрегатостроения и должно базироваться на кардинальных исследо­ваниях влияния вибрационного и ударного нагружения на работоспособность агрегатов и разработке научно обоснованных рекомендаций по их созданию.

В силу объективных причин (отсутствие автономного привода, компен­сирующего существенное влияние газодинамической силы на скорость движе­ния золотника при прямом и обратном ходе, особенности течения рабочей среды при перекрытии расходной магистрали и гистерезис упругодемпфирующих эле­ментов, обуславливающих изменение величины давления обратной посадки зо­лотника на седло) формирование требуемого качества переходного процесса в самодействующем пружинном предохранительном клапане сопряжено со зна­чительными трудностями. Указанные трудности возрастают при значительных скоростях соударения уплотнительных поверхностей клапанных уплотнений, работе с трением и нерегламентируемыми усилиями в условиях воздействия знакопеременного контактного давления, эрозии, коррозии, термоциклов, вибра­ционных, включая транспортные, нагрузок и других ВВФ, влияющих на ста­бильность выходных параметров клапанных агрегатов автоматики.

Опыт эксплуатации такого типа устройств, включая предохранительные кла­паны с импульсным управлением, показывает, что формирование требуемого качества переходного процесса предохранительного клапана требует решения ряда проблем:

1. В ряде случаев, включая внештатные или аварийные ситуации в об­служиваемой пневмогидросистеме, срабатывание золотника (клапана) сопро­вождается его колебаниями с определенной частотой. Это провоцирует возник­новение колебаний рабочей среды и нестабильность ее расхода через клапанно­седельную пару.
2. Вибронагружение предохранительных клапанов переносным ускоре­нием со стороны мест крепления его корпуса с виброактивным основанием объекта при его транспортировке существенно (по известным литературным источникам до 5%) снижает настроечное значение величины давления откры­тия золотника рабочей средой. Это обуславливает рост непроизводительных утечек через клапанно-седельные пары, что помимо экономической создает также и экологическую проблему при стравливании из железнодорожных ре­зервуаров и сосудов с криогенными или токсичными рабочими средами избы­точного давления в окружающую среду.
3. Наличие колебаний значительных масс упругоподвешенных частей клапанного устройства приводит к возникновению больших ударных нагрузок при посадке золотника на седло и многократным отскокам золотника от седла, частота которых определяется частотой колебаний золотника. При этом совер­шенно очевидно, что ресурс предохранительного клапана, определяемый гаран­тийным числом циклом срабатывания до выхода из строя его наиболее динами­чески нагруженного элемента - клапанного уплотнения, сильфонного чувствительного элемента, уплотнений и пар трения подвижных элементов, включая элементы встроенной сигнализации и контроля параметров клапана, вырабатывается в течении короткого промежутка времени. Это, в свою очередь приводит к явлениям параметрического либо катастрофического отказов и де­лает невозможной безопасную эксплуатацию системы.

Качество решения указанных основополагающих проблем на стадии эс­кизного проектирования пневмогидросистемы объекта в целом с учетом конст­руктивного исполнения входящих в нее предохранительных клапанов опреде­ляет, в конечном счете, эксплуатационную надежность создаваемой конструкции, т.е. стабильность ее выходных параметров (степень герметично­сти, величину давления открытия и ресурс клапанно- седельной пары).

Настоящая работа является результатом исследования различных конст­рукций клапанных агрегатов автоматики с разработкой методик расчета их вы­ходных параметров в условиях комбинирования вибрационных и ударных нагру­зок. Значительное место в работе отведено анализу эффективности применяемых в промышленности конструкторско-технологических и эксплуатационных прие­мов стабилизации выходных параметров агрегатов автоматики и созданию но­вых способов и устройств достижения требуемых величин выходных парамет­ров. В работе также отражены вопросы конструирования высоконадежных оригинальных агрегатов автоматики на базе целенаправленного изменения па­раметров переходных процессов на рабочем ходе исполнительного органа.

В первой главе на основе критического анализа российской и зарубежной научной научно-технической литературы и патентной документации, а также разработанных при участии автора оригинальных конструкций автоматических клапанов охарактеризовано состояние исследований по обеспечению стабиль­ности их выходных параметров при выработке гарантийного ресурса в составе ПГС объектов и при автономных исследованиях работоспособности агрегатов на предприятии-изготовителе. В анализе четко разграничены особенности ста­билизации выходных параметров как за счет регулирования качества переход­ных процессов собственно в агрегате до установки в ПГС транспортного сред­ства, так и путем целенаправленного снижения воспринимаемых агрегатом механических воздействий от объекта за счет введения упругодемпфирующих проставок в месте крепления агрегата с силовой рамой транспортного средства.

**и**

На основе проведенного обзора сформированы цель и задачи исследований.

Вторая глава освещает вопросы аналитического исследования работоспо­собности агрегатов автоматики при вибрационном и ударном нагружении. Раз­работаны математические модели пропорционального и двухпозиционного предохранительного клапанов с учетом продольных вибраций. Охарактеризо­ваны особенности моделирования переходных процессов в агрегатах автомати­ки с упругодемпфирующими элементами переменной структуры для получения заданных выходных параметров.

Третья глава посвящена вопросам экспериментального исследования вибро­нагруженных предохранительных клапанов. Представлены результаты исследования влияния конструктивных факторов и параметров вибронагружения на выходных па­раметры ППК и ДНК. Охарактеризованы стендовое оборудование и контрольно­измерительная аппаратура, используемые при проведении экспериментов.

В четвертой главе охарактеризованы вопросы систематизации, усовер­шенствования и разработки способов и средств обеспечения динамического ка­чества клапанных агрегатов и примеры их конструкторской реализации. Оце­нена стабильность выходных параметров как для агрегатов с встроенными демпферами различной физической природы, так и при соединении агрегатов с силовой рамой двигателя при помощи упругодемпфирующей подвески (демп­феры и виброизоляторы на основе пар трения, тросов, пластин, лент и элемен­тов из исскуственных упругопористых материалов типа МР и «МЕРЕТРАНС»).

В приложении охарактеризованы некоторые вопросы использования ди­намических систем и устройств коррекции динамических параметров ПК на ра­бочем ходе клапанно-седельной пары (универсальный метод проверки системы по форме диагностики «годен - не годен»; метод функциональной диагностики *технического* состояния трибомеханических узлов по параметрам частиц изно­са; виброакустическая диагностика; методы лазерной диагностики; системы функциональной диагностики - реализованной автором в виде конструктивного решения ПК с автоматической сменой клапанного уплотнения после выработки гарантийного ресурса на новое из блока запасных частей).

Заключение, отражающее наиболее значимые результаты, полученные в процессе исследований, показывает выявленные закономерности и особенности работы объектов исследования.

Работа выполнена в НИЛ «Динамическая прочность и виброзащита транспортных систем» СамГАПС в соответствии с координационными планами федеральных и отраслевых программ Федерального агентства по железнодорож­ному транспорту МПС РФ: «Государственная программа по повышению безо­пасности движения поездов на железнодорожном транспорте России на период 1993-2000 годы» (Постановление Правительства РФ от 29.10.92 №833), отрасле­вой «Программы энергосбережения на железнодорожном транспорте в 1998­2000, 2005 годах» (Постановление Правительства РФ от 04.07.98 №262 пр-у) и «Программы создания нового поколения грузового подвижного состава на 2000- 2005годы (Постановление Коллегии МПС РФ от 24-25 декабря 1999г. №23).

Автор выражает искреннюю благодарность научному руководителю, доктору технических наук, профессору Мулюкину О.П. за ценные указания по обобщению аналитических и экспериментальных исследования, определению областей приложения полученных результатов и методическую помощь в прове­дении исследований и профессору кафедры «Прикладная механика» Орловского государственного технического университета, доктору технических наук, про­фессору Савину Л.А. за полезные советы, высказанные им на всех стадиях вы­полнения работы, включая математическое моделирование переходных процес­сов в пружинных предохранительных клапанах.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При выполнении диссертационной работы в соответствии с поставленны­ми целью и задачами исследований получены следующие основные результаты:

1. Проанализировано текущее состояние, тенденции развития и пер­спективы повышения устойчивости, показателей надежности и технического уровня агрегатов защиты и предохранения ПГС транспортной техники, в том числе охарактеризованы типовые подходы и допущения в математических моделях пружинных ПК при:
* определении величины перепада давления рабочей среды в тракте «Вход» - «Выход»;
* оценке коэффициента расхода от перемещения золотника относи­тельно седла;
* обосновании неучета величины вязкостного трения в зависимости от скорости срабатывания предохранительной арматуры для ПК с принятыми геометрическими параметрами клапанно-седельной пары при работе на воз­душной среде, инертных газах и водороде.
1. Уточнен механизм герметизации затвора в математической модели пружинного вибронагруженного ПК при гармонических вынужденных коле­баниях, пригодной для специфических условий, реализуемых в криогенных предохранительных устройствах с сильфонным чувствительным элементом.
2. В результате моделирования переходных процессов в защищаемых ПГС с двухпозиционным предохранительным клапаном:
* синтезирован набор расчетных соотношений для определения тер­модинамических параметров защищаемой системы с однофазной газовой средой и с двухфазной жидкостно-газовой средой переменного объема;
* получены выражения для оценки влияния параметров защищаемой системы, параметров ПК и внешних возмущающих воздействий на частоту вынужденных колебаний упругоподвешенного золотника, позволяющие по­

лучить условия экстремума от этих параметров методами дефферинциально- го исчисления;

* показано, что частота упругоподвешенной массы золотника ДПК зависит как от эксплуатационных, так и конструкционных параметров защи­щаемой ПГС, и определены величины гарантированного срока службы ПК по лимиту ресурса наиболее нагруженных динамических звеньев (уплотни­тель затвора; чувствительный элемент: сильфон, мембрана и пр.) в традици­онных конструкциях пружинной предохранительной арматуры.
1. На базе выполненных аналитических исследований предложен ряд рекомендаций по совершенствованию динамического качества пружинных ПК:
* ПК не будет подвержен вынужденным колебаниям при пропорцио­нальной зависимости его пропускной способности внешнему возмущающему воздействию при прочих неизменных условиях. Отсюда следует, что ДПК целесообразно устанавливать в ПГС только тогда, когда по условиям экс­плуатации величина внешнего возмущающего воздействия постоянна и на­перед известна. Если же ВВВ переменно в ходе эксплуатации системы, то в этом случае целесообразно установка ППК, изменяющего свою пропускную способность пропорционального этому воздействию как пропорциональный регулятор давления «до себя»;
* увеличение сопротивления трубопровода перед ПК приводит, во- первых, к уменьшению пропускной способности систем «клапан- подводящий и отводящий трубопроводы», и, во вторых, к значительному уменьшению давления на входе в клапан. Результатом этого является резкое снижение давления перед клапаном в момент его срабатывания, что приво­дит к нарушению равновесия сил на подвижной системе клапана в открытом состоянии и, в конечном счете, к его закрытию. При этом частота вынужден­ных колебаний возрастает, а гарантированный срок службы динамически на­груженных уплотнительных соединений ПК уменьшается;
* увеличение сопротивления отводящего трубопровода приводит к уменьшению пропускной способности трубопроводов и ПК, а также перепа­да давления на клапане. Это приводит к нарушению равновесия сил, дейст­вующих на подвижную систему клапана в открытом состоянии за счет уменьшения газодинамической силы и вызывает его преждевременное за­крытие;
* условие экономичной работы ПК (равенство давления обратной по­садки золотника на седло давлению рабочей среды) для ДПК может быть обеспечено целенаправленным выбором параметров пружины с учетом взаи­мосвязи ее силовой характеристики с геометрической (гидравлической) ха­рактеристикой проточной полости клапана, а также с рабочим давлением и теплофизическими свойствами рабочей среды, как правило, путем коррекции закона движения золотника перед посадкой на седло при помощи специаль­ных механизмов.
1. В результате экспериментальных исследований пружинной предо­хранительной арматуры:

а) установлено, что для исследованных типов ППК и ДПК с условным проходным диаметром до 8мм величина изменения давления срабатывания *(.Лрі* ) при вибронагружении в диапазоне частот вынужденных колебаний 0...60ГЦ и ускорений до 27,72м/с2 составляла 2...7% от рабочего давления среды на выходе ПК. Расхождение результатов теоретических и эксперимен­тальных исследований не превышало 22%;

б) определены новые структурные решения пружинных ПК с мини­мальным разбегом величины давления срабатывания при варьировании па­раметров вибро,-ударонагружения на базе рычажно-шарнирных звеньев с ор­тогональным (по отношению к направлению внешнего воздействия) распо­ложением геометрических осей исполнительного и чувствительного элемен­тов и комбинирования пружинных и газовых пружин с учетом возможностей пневматического демпфирования во входном и выходном трактах, внутрен­ней демпферной камере и применения специальных дросселирующих уст­ройств;

в) выявлено существенное влияние скорости соударения клапана с седлом на ресурс КУ из фторопласта-4 при работе на криогенных температу­рах воздушной среды. При этом показано, что уменьшение скорости сраба­тывания клапана с 8,7 до 2,8 мм/с обеспечило повышение ресурса полимер­ного уплотнителя более чем в три раза (до 7000 срабатываний) при соответ­ствующем снижении порога утечек с 1200 до 7,5 см3/мин;

г) установлен ряд закономерностей динамического процесса подпру­жиненной клапанно-седельной пары ПК при внешнем нагружении:

* при высокой точности изготовления элементов сопряжения клапан­направляющая (не хуже *H9/J9)* и высоком качестве обработки сопрягаемых поверхностей (не ниже *R =* 1,25) влияние вида сочетания конструктивных ма­териалов сопрягаемых деталей (сталь — по стали, сталь — алюминиевый сплав, сталь - бронзовый сплав) на динамику (АЧХ) клапанного устройства крайне незначительно (разброс амплитуд смещения клапана не превышал 8%);
* при различных ускорениях в условиях повышения частоты внешне­го нагружения благоприятное воздействие на сокращение числа и уменьше­ние амплитуды поков АЧХ (до 15%) оказывают уменьшение усилия предва­рительной затяжки пружины ПК и введение дросселирования среды из демпферной камеры клапанного устройства;
* выбор соотношения между инерционной нагрузкой и силой упруго­сти, определяющего собственную частоту подпружиненной подвижной мас­сы ПК в значительной мере зависит от взаимной направленности сил тяжести подвижных частей клапана, предварительной затяжки пружинных звеньев и величины перераспределения внешней нагрузки. Это определяет важность учета особенности установки ПК в составе ПГС объекта;
* введение в ПК защищающего от транспортных нагрузок пружинно­го механизма разгрузки (дополнительной разгрузочной пружины, отжимаю­щей клапан от седла на гарантированное расстояние), с одной стороны, ис­ключило имевшееся ранее при внешнем нагружении соударения уплотни­тельных поверхностей, а, с другой обусловило рост резонансных пиков на АЧХ вследствии влияния инерционных свойств пружин при смене частоты нагружения. Последнее обстоятельство предопределяет необходимость тща­тельного анализа величин и пределов возможных дополнительных резонан­сов упругих звеньев в сопоставлении с частотами собственных колебаний всех подвижных элементов ПК.
1. Предложен рациональный закон изменения скорости движения та- рели запорного органа во всех фазах работы ПК («закрыт», «открытие», «от­крыт» и «закрытие») с представлением требуемого качественного характера регулирования инерционной нагрузки, сил сухого и вязкого трения и усилия упругого элемента с учетом варьирования на рабочем ходе запорного органа величин коэффициента подъемной силы, площадей проходного сечения сед­ла и выходного тракта.
2. Разработана методика расчета газодинамической нагрузки на таре- ли перемещающего клапана при его перекладки на седло, увязывающая ди­намическое качество переходных процессов двухпозиционных полноподъ­емных автоматических клапанов со временем их протекания.
3. Предложены новые структурные решения средств обеспечения дина­мического качества пружинных клапанных агрегатов при срабатывании на базе:
* демпфирующих устройств клапанного уплотнения и седла, и их комбинации (с использованием искусственных упругопористых металличе­ских материалов типа МР и «МЕРЕТРАНС»), повышающих срок службы герметизирующих подвижных соединений;
* рычажно-шарнирных механизмов с ортогональным расположением геометрических осей упругих и исполнительных механизмов, что исключает зваимное наложение (с соответствующим снижением числа)резонансных частот запорного органа, пружин и чувствительного элементов;
* безштоковой подвески запорного органа в корпусе клапанного агре­гата на парах качения, металлорезиновых или тросовых виброизоляторах га­

сителей высокочастотных внешних воздействий, вызывающих разгерметиза­цию клапанно-седельных пар;

* малошумного модульного затвора с переменным сечением с по­этапным включением выполненных в его теле многоступенчатых проходов, существенно расширяющего пределы регулирования величины перепада давления при варьировании расхода рабочей среды;
* инерционных самоподключающихся связей в виде набора подвиж­ных масс с регулированием сил вязкого трения на этапе торможения запор­ного органа для безударного контакта с седлом клапанного агрегата;
* камерных уплотнений, обеспечивающих целенаправленное измене­ние коэффициента подъемной силы на рабочем ходе конического золотника для его амортизации в момент посадки на седло и повышения быстродейст­вия при открытии;
* оригинальной конструкции и разработанной методики расчета ком­бинированного упругодемпфирующего элемента повышенной несущей спо­собности и расширенным диапазоном регулирования упругодемпфирующих характеристик путем поэтапного включения (отключения) составляющих элементов упругодемпфирующего элемента при варьировании величины внешней нагрузки;
* модификаций набора фрикционных клиновых гасителей с двухсто­ронним клином, обеспечивающим гашение воспринимаемых внешних коле­баний как на прямом, так и обратном ходе запорного органа.
1. На базе иерархического подхода и представлении описания демп­фирующих устройств различной физической природы (с акцентированием конструкций ДСТ) в виде линейных комплексов систематизированы извест­ные и авторские разработки ДКА в виде единой классификационной таблич­ной формы, обеспечивающей выявление динамически нагруженных звеньев КА и создание новых патентоспособных способов и средств демпфирования упругоподвешенных клапанно-седельных пар с минимизацией затрат време­

ни на проектирование высоконадежных клапанных агрегатов со стабильны­ми выходными параметрами.

Систематизированы диагностические системы и устройства кор­рекции динамических параметров клапанно-седельной пары на рабочем ходе запорного органа, дополненные разработанными при участии авторов спосо­бом и устройством безразборной диагностики и парирования нагружения функциональной нагруженности КУ агрегата, являющееся составляющими единой системы функциональной диагностики.