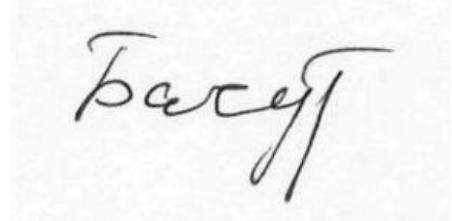


На правах рукописи

A rectangular box containing a handwritten signature in black ink. The signature is written in a cursive style and appears to read 'Бачурин'.

БАЧУРИН Александр Борисович

**ГИДРОАВТОМАТИКА РЕГУЛИРУЕМОЙ ДВИГАТЕЛЬНОЙ
УСТАНОВКИ
(РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ)**

Специальность:

05.04.13 – Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты

АВТОРЕФЕРАТ

**диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

УФА 2014

Работа выполнена в ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный авиационный технический университет» на кафедре прикладной гидромеханики

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Целищев Владимир Александрович

Официальные оппоненты: **Носков Александр Семенович**
доктор технических наук, профессор
ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого президента России Б.Н. Ельцина» заведующий кафедрой гидравлики;

Редников Сергей Николаевич
кандидат технических наук,
доцент кафедры гидравлики
и гидропневмосистем ФГБОУ ВПО
«Южно-Уральский государственный университет»

Ведущая организация: ФГБОУ ВПО «Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева» (НИУ), г. Самара

Защита диссертации состоится 25 июня 2014 г. в 14-00 часов на заседании диссертационного совета Д-212.298.02 на базе ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет» по адресу:

454080, г. Челябинск, проспект им. В.И. Ленина, 76, ауд. 1001.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет» и на сайте <http://www2.susu.ac.ru/>

Автореферат разослан «6» мая 2014 года.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
ученая степень, ученое звание



А. О. Чернявский

Общая характеристика работы

Актуальность работы

Перспективы развития регулируемых двигательных установок (РДУ) неразрывно связаны с развитием и внедрением высокоточных систем автоматического управления. Возрастающие требования к уровню и качеству параметров и характеристик регулируемых двигательных установок приводят к необходимости совершенствования методов расчета и проектирования электрогидравлических исполнительных механизмов систем гидроавтоматики. Достигнутый в настоящее время уровень развития вычислительной техники как по быстродействию, так и по объёму оперативной памяти, широкое внедрение многопроцессорных систем позволяет использовать и более совершенные математические модели для расчёта рабочих процессов. Современные аппаратные средства и математическое обеспечение ЭВМ позволяют решать системы нелинейных дифференциальных уравнений, наиболее точно описывающие процессы в системах гидроавтоматики, получать требуемые статические и динамические характеристики. Это позволяет сократить время проектирования и доводки гидравлических регуляторов, а также обеспечить рациональный выбор параметров и требуемое качество переходных процессов.

Работа выполнена в рамках реализации грантов по направлению «Ракетостроение» при участии в Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 –2013 гг.:

1) № ПЗ17 от 28 июля 2009 г. по проблеме: «Электрогидравлические системы управления регулируемой двигательной установкой твердого топлива многократного включения»

2) № П934 от 20 августа 2009 г. по проблеме: «Разработка методов расчета и совершенствование рулевых приводов ракетных двигателей»

3) Государственный контракт № 02.740.11.0522 на выполнение научно-исследовательских работ (НОЦ) «Разработка методов и средств проектирования, испытания и диагностики систем управления РДТТ с глубоким регулированием модуля тяги и многократным включением»(шифр заявки «2010-1.1-410-008-002»).

Степень разработанности темы исследования. Проведенный обзор работ ведущих научных организаций и предприятий страны, посвященных данному направлению исследования за последние годы, показал, что вопрос математического моделирования физических процессов, протекающих в системах гидроавтоматики регулируемой двигательной установки, остается недостаточно изученным.

В вопросах, связанных с созданием гидравлических схем регулирования ракетных двигателей твердого топлива (РДТТ) и математическими моделями их функционирования, следует отметить вклад многих отечественных предприятий. В частности, ФГУП «Московский институт теплотехники»,

ГРЦ «КБ им. В. П. Макеева» (г. Миасс), НПО «Искра» (г. Пермь), НПО «Алтай» (г. Бийск), НПО «Союз» (г. Люберцы), НПОА (г. Екатеринбург), НИИАП (г. Москва), УГАТУ (г.Уфа), ПНИПУ., ЮУрГУ, ИжГТУ, МГТУ им. Н. Э. Баумана, КГТУ им. Туполева. Отмечается существенный вклад в создание основ теории управляемых двигателей таких ученых (и их научных школ) как Б.Н. Лагутин, А.А. Шишков, Б.Т. Ерохин, А.М. Липанов, Е.А. Федосов, Л.Н. Лавров, М.И. Соколовский, В.И. Петренко, В.И. Феофилактов, В.М. Бобылев, В.Ф. Присняков, В.Г. Зезин, С.Д. Ваулин, А.М. Русак, И.А. Кривошеев, В.А. Целищев, Wengan Xu, J.A Steinz, Ide Kum, M. и др.

Цель работы. Разработка и исследование гидравлической машины и гидроагрегата для электрогидравлической системы управления РДУ.

Основные задачи исследования:

- анализ гидравлической системы управления площадью поверхности горения РДУ;
- разработка математических моделей гидравлической машины для регулирования минимального сечения сопла и гидроагрегата для управления площадью поверхности горения твердого топлива с учетом их влияния на внутривалли-стические характеристики и переходные процессы РДУ;
- проведение экспериментальных исследований исполнительных устройств гидроавтоматики и верификация результатов моделирования;
- разработка методики моделирования рабочих процессов в гидравлической системе РДУ с учетом взаимного влияния устройств гидроавтоматики.

Научная новизна

- Новая принципиальная и компоновочная схема электрогидравлической системы управления двигательной установки (патент № 2443895), отличающаяся наличием встроенного делителя потока, регулятора расхода, струйной гидравлической рулевой машины и системы гашения порохового заряда, позволяющая повысить надежность и эффективность работы системы.
- Математическая модель электрогидравлической системы управления РДУ, заключающаяся в моделировании статических и динамических характеристик устройств гидроавтоматики, входящих в состав РДУ, позволяющая обеспечить при разработке необходимые требования к качеству переходных процессов.
- Методика моделирования процессов в электрогидравлической системе РДУ, включающая этапы моделирования, исследования и прогнозирования параметров и характеристик устройств гидроавтоматики РДУ, позволяющая повысить качество проектирования и сократить сроки доводки.

Теоретическая и практическая значимость работы. Разработанная методика расчета гидроавтоматики для управления РДУ позволяет исследовать устойчивость, точность и быстродействие с учетом действующих на него управляющих и возмущающих воздействий.

Разработанный комплекс прикладных программ позволяет проводить численное исследование имитационных моделей гидравлических устройств автоматики регулирования двигательной установки и сравнивать полученные результаты с экспериментальными данными. Разработанная система гидроавтоматики РДУ позволяет значительно сократить время переходного процесса с одного режима работы на другой и повысить точность управления. Методика моделирования процессов в электрогидравлической системе управления энергетических установок внедрена на ОАО УАП «Гидравлика», ОАО «Институт технологии и организации производства» и в учебный процесс УГАТУ.

Методология и методы исследования. Теоретические и экспериментальные исследования опираются на основы технической гидромеханики и гидродинамики. В работе применены численные методы, методы дифференциального и интегрального исчисления и верификации математических моделей на основе результатов экспериментальных исследований. Численные исследования проводились с помощью компьютерных пакетов и *MS Excel* и *Maple*. Опытная проверка результатов математических моделей проходила на автоматизированных стендах на базе учебного научного инновационного центра «Гидропневмоавтоматика».

Положения, выносимые на защиту:

1. Новая принципиальная и компоновочная схема электрогидравлической системы управления двигательной установки.
2. Математическая модель гидравлической системы управления РДУ, позволяющая исследовать работу РДУ с учетом нелинейностей в гидроагрегатах.
3. Результаты экспериментальной проверки математической модели электрогидравлической системы управления.
4. Методика моделирования рабочих процессов электрогидравлической системы РДУ.

Апробация работы

Основные теоретические положения и практические результаты работы докладывались и обсуждались на Всероссийской научно-технической конференции «Динамика машин и рабочих процессов» 2009 г. – г. Челябинск, всероссийской молодежной научно-технической конференции «Мавлютовские чтения», 2010г. – г. Уфа, на третьей Всероссийской молодежной научно-практической конференции «Вакуумная, компрессорная техника и пневмоагрегаты», 2010г. – г. Москва, на 15-ой международной научно-технической конференции студентов и аспирантов «Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика», 2011г. – г. Москва, Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана. В 2010-2014 года работа докладывалась на научных семинарах УНИЦ «Гидропневмоавтоматика». Материалы диссертации вошли в отчеты по грантам по направлению «Ракетостроение» в рамках реализации Федеральной целевой программы «На-

учные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 гг.:

Объем и структура работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения и приложений, содержит 145 страниц машинописного текста, библиографический список из 110 наименований.

Содержание работы

Во введении обоснована актуальность работы, сформирована цель, поставлены основные задачи исследований и приведены методы их решения, представлены выносимые на защиту положения и краткое содержание по главам.

В первой главе проведен аналитический обзор научной литературы и патентной документации, связанных с исследованием регулируемых ракетных двигателей твердого топлива. Составлена классификация систем регулирования тяги ракетного двигателя по используемым для этого средствам.

Исследования перспектив развития систем управления РДУ показали, что реализованный диапазон устойчивого регулирования модуля тяги посредством механического изменения площади критического сечения сопла находится в пределах 3,0 – 6,0. Газодинамический способ позволяет регулировать модуль тяги в диапазоне 1,7 – 2,0. Интервал изменения при использовании «тепловых» ножей составляет 1,5 – 8,0. При использовании магнитных полей или акустической энергии для воздействия на интенсивность горения топлива величина тяги регулируется в пределах 1,5 – 2,0.

Анализ способов регулирования модуля тяги изменением площади поверхности горения показывает, что перспективным является РДТТ с комбинированной электрогидравлической системой управления многократного включения. По результатам анализа способов регулирования была разработана новая принципиальная и компоновочная схема электрогидравлической системы управления РДТТ и получен патент RU244389C1.

Результатом проведенного анализа явилось формирование цели и задач исследования.

Во второй главе проведено исследование гидравлической системы регулирования площади поверхности горения для ракетного двигателя твердого топлива как объекта регулирования. Разработана математическая модель регулируемого РДТТ с изменяемой площадью поверхности горения твердого топлива и с изменяемой площадью критического сечения сопла. На основании анализа результатов расчета определены требования к синтезу системы управления.

Система дифференциальных уравнений внутренней баллистики камеры сгорания РДТТ с изменяемой геометрией площади критического сечения сопла и с гидрорегулированием площади поверхности горения твердого топлива выглядит следующим образом (1):

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp(t)}{dt} = \frac{I}{V_k(t)} \left[\gamma RT(t) \chi_k S(t) \rho_s U(t) - \gamma \sqrt{RT(t)} \mu_c A_n F(t)_* p(t) - p(t) S(t) U(t) \right] \\ U(t) = U_l \left(\frac{p(t)}{p_{\text{атм}}} \right) \\ p(t) = \rho_T RT(t),^v \\ \frac{dV_k(t)}{dt} = U(t) S(t), \\ S_V(t) = \frac{S_T}{\sin \alpha(t)}, \quad \sin \alpha(t) = \frac{U(t)}{V(t)}, \\ Q_{\text{др}}(t) = \mu_{\text{др}} \cdot F_{\text{др}}(t) \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p(t)}{\rho}}, \\ Q_k(t) = V F_k - \frac{W}{E} \frac{dp_{\text{ж}}(t)}{dt}, \\ m_k \frac{dV(t)}{dt} = p_{\text{ж}}(t) F_k - k_{\text{тр}} V(t) - F_{\text{тр}}^{\text{II}} \text{sign}(V). \end{array} \right. \quad (1)$$

где $p(t)$ – давление в камере (Па); $V_k(t)$ – свободный объем камеры (м^3); $S(t)$ – площадь поверхности горения (м^2); $F(t)_*$ – площадь критического сечения сопла (м^2); $U(t)$ – скорость горения заряда (м/с); ρ_s – плотность заряда топлива (кг/м^3); γ – показатель адиабаты; R – газовая постоянная; T – температура газа в камере (К); χ_k – средний по объему и времени коэффициент тепловых потерь; μ_c – коэффициент расхода газа через сопло; A_n – функция от условного показателя расширения; U_l – постоянная, зависящая от природы топлива (м/с); v – показатель в скорости горения топлива; S_T – площадь торца горения (м^2); $\sin \alpha(t)$ – угол наклона конуса горения (рад); $Q_{\text{др}}(t)$ – расход жидкости через дроссель ($\text{м}^3/\text{с}$); $\mu_{\text{др}}$ – коэффициент расхода жидкости через дроссель; $F_{\text{др}}(t)$ – площадь проходного сечения дросселя (м^2); $\Delta p(t)$ – перепад давлений на дросселе (Па); ρ – плотность жидкости (кг/м^3); $Q_k(t)$ – расход жидкости в канале заряда ($\text{м}^3/\text{с}$); V – скорость течения жидкости в канале заряда (м/с); F_k – площадь сечения канала заряда твердого топлива (м^2); $p_{\text{ж}}(t)$ – давление жидкости в канале (Па); W – объем полости канала заряда (м^3); E – приведенный модуль объемной упругости жидкости (Па); m_k – масса поршня (кг); $k_{\text{тр}}$ – коэффициент вязкого демпфирования нагрузки (Нс/м); $F_{\text{тр}}^{\text{II}}$ – сила сухого трения (Н).

На рисунке 1 приведены расчетные кривые переходных процессов в РДТТ при ступенчатом изменении площади проходного сечения дросселя гидравлической системы регулирования РДТТ, полученные в пакете *Maple*. Кривые 1 – 4 отражают модели, построенные с использованием допущений, указанные на рисунках.

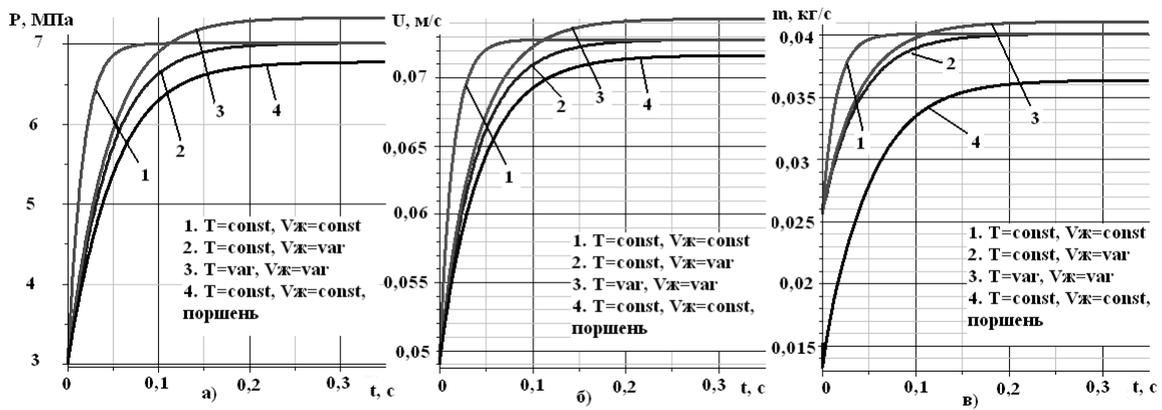


Рисунок 1. Переходные процессы в камере сгорания:

a – изменение давления в камере; *б* – изменение площади поверхности горения твердого топлива; *в* – изменение объема в камере сгорания

На рисунке 2 приведены расчетные кривые переходных процессов в РДТТ при ступенчатом изменении площади критического сечения сопла. Кривые 1 – 3 отражают модели построенные с использованием разных допущений.

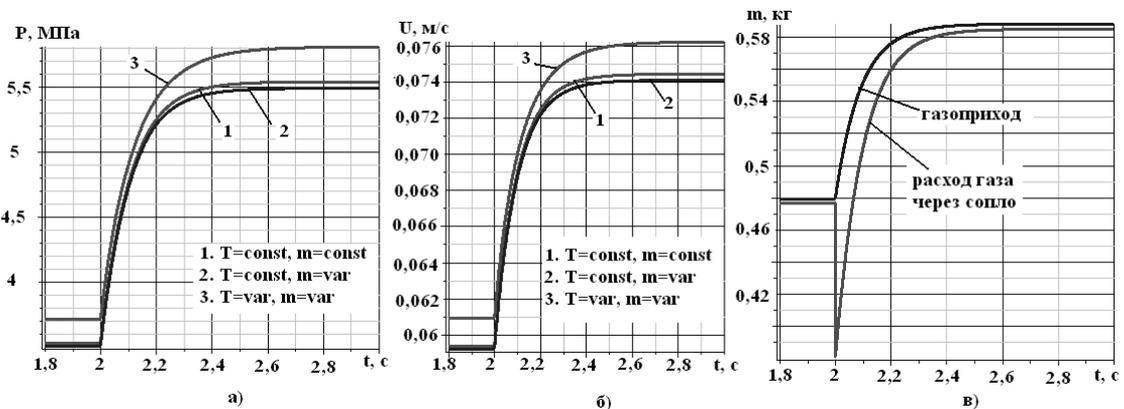


Рисунок 2. Переходный процесс в камере сгорания:

a – изменение давления в камере; *б* – изменение скорости выгорания заряда твердого топлива; *в* – изменение газоприхода и расход газа через сопло

Анализ показал, что, например, при показателе скорости горения $v = 0.5$ для десятикратного изменения расхода продуктов сгорания необходимо изменение давления в 100 раз. Результаты моделирования показывают, что время переходного процесса в РДТТ с гидравлическим регулированием увеличивается в случае, когда учитывается сжимаемость жидкости на 0,05 с. При учете изменения температуры горения появляется статическая ошибка более 5,5 %. Установка в канале заряда твердого топлива поршня приводит к увеличению времени переходного процесса на 0,1 с, так как учитывается инерционность поршня, сухое и вязкое трение, а также предварительный натяг. Время переходного процесса значительно уменьшается при небольшом начальном свободном объеме камеры сгорания в пределах 0,2 – 0,4 с.

Наиболее эффективным способом, позволяющим стабилизировать внутрикамерное давление и уменьшить время переходного процесса в РДТТ с гидравлическим регулированием, является программное изменение площади кри-

тического сечения сопла для поддержания постоянного и максимального давления в камере сгорания.

Третья глава посвящена решению задачи синтеза гидравлической системы управления двигательной установки и исполнительных механизмов гидроавтоматики с учетом их влияния на внутривальностические характеристики и переходные процессы РДУ и разработке математической модели электрогидравлической системы управления РДУ.

При составлении математической модели подсистем регулирования РДТТ принят ряд допущений: коэффициенты расхода и восстановления давления в струйном гидроусилителе и дросселирующей щели клапана постоянного перепада давления и дросселя считаются постоянными величинами; температура и вязкость рабочей жидкости в течение рассматриваемого динамического процесса не изменяются; модуль объемной упругости жидкости является постоянной величиной, нерастворенный воздух в системе отсутствует; объемные потери в подводящих гидролиниях гидрораспределителя и гидродвигателя малы и ими можно пренебречь; утечки рабочей жидкости через зазоры между трущимися поверхностями пренебрежимо малы.

На рисунке 3 представлена функциональная схема подсистемы регулирования давления в камере сгорания. В ее состав входит электронный усилитель сигнала ошибки (УСО), измеритель электрического сигнала рассогласования (Σ), гидравлическая рулевая машина (электромеханический преобразователь (ЭМП), струйный гидроусилитель (СГУ), исполнительный гидроцилиндр (ГЦ)), датчик давления в камере сгорания (ДД), датчик обратной связи по перемещению центрального тела (ДОС) и объект регулирования (КС).

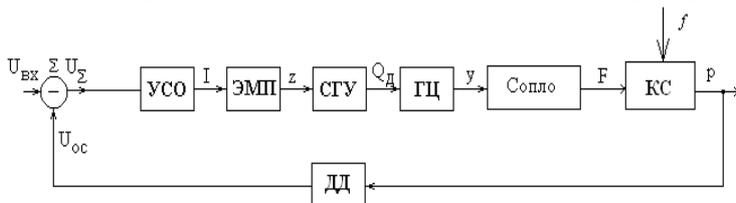


Рисунок 3. Функциональная схема гидравлической системы регулирования давления в РДУ

Математическая модель подсистемы регулирования давления в камере сгорания состоит из дифференциальных уравнений, описывающих переходные процессы в камере сгорания и гидравлической рулевой машины регулирования критического сечения сопла. Чтобы замкнуть систему уравнений, необходимо ввести функцию, описывающую изменение площади критического сечения сопла от перемещения центрального тела, т.е. $F_* = f(y)$.

Модель процессов в электрогидравлической системе управления РДУ при изменении площади критического сечения сопла описывается системой дифференциальных уравнений (2):

$$\begin{cases}
 J \frac{d^2 \alpha(t)}{dt^2} = K_{mi} i(t) - K_{m\alpha} \alpha(t) - b_{mp} \frac{d\alpha(t)}{dt} - C_p \alpha(t), \\
 U(t) = R_{mp} i(t) + L \frac{di(t)}{dt} + K_{pe} \frac{d\alpha(t)}{dt}, \\
 U(t) = K_u U_{\Sigma}(t), \\
 U_{\Sigma}(t) = U_{ax} - K_{oc} p(t), \\
 \left(\frac{W_0 + A \cdot y(t)}{E} + C_{II} \right) \frac{dp_d(t)}{dt} + A \cdot \frac{dy(t)}{dt} = \mu_q Q_T \begin{cases} \frac{1}{2} \left[(1 + \bar{z}(t)) \sqrt{1 - \frac{\bar{p}_d(t)}{\xi_p}} - (1 - \bar{z}(t)) \sqrt{1 + \frac{\bar{p}_d(t)}{\xi_p}} \right], & \text{нпу } z(t) \leq z_n, \\ \sqrt{1 - \frac{\bar{p}_d(t)}{\xi_p}}, & \text{нпу } z_{max} > z(t) > z_n \end{cases} \\
 M \frac{d^2 y(t)}{dt^2} = A \cdot p_d(t) - b_n \frac{dy(t)}{dt} - F_{np} - C_{np} y(t), \\
 \frac{dP(t)}{dt} = \frac{1}{V_k(t)} (\gamma RT(t) \chi_k S(t) \rho_s u(t) - \gamma \sqrt{RT(t)} \mu_c A_n (F - f(y(t)) P(t) - P(t) S(t) u(t)), \\
 u(t) = u_1 P^v(t), \quad P(t) = \rho RT(t), \quad \frac{dV_k}{dt} = SU(t).
 \end{cases} \quad (2)$$

где J – момент инерции на валу якоря ЭМП; $\alpha(t)$ – угол поворота якоря ЭМП; K_{mi} – коэффициент, характеризующий моментную характеристику; $i(t)$ – сила тока в обмотке управления; $K_{m\alpha}$ – коэффициент, характеризующий жесткость «магнитной пружины» ЭМП; b_{mp} – коэффициент вязкого трения гидроцилиндра; C_p – жесткость пружины; $U(t)$ – напряжение в обмотке управления электромагнита; R_{mp} – активное сопротивление обмотки управления электромагнита; L – индуктивное сопротивление обмотки; K_{pe} – коэффициент противо-ЭДС в электрической цепи; $p_d(t)$ – перепад давлений на гидроцилиндре; $y(t)$ – перемещение штока центрального тела; E – приведенный модуль объемной упругости; A – площадь поршня; μ_q – коэффициент расхода струйной трубки; ξ_p – коэффициент восстановления давления; $z(t)$ – относительное смещение струйной трубки; M – масса поршня; b_n – коэффициент вязкого трения поршня; C_{np} – коэффициент жесткости пружины поршня.

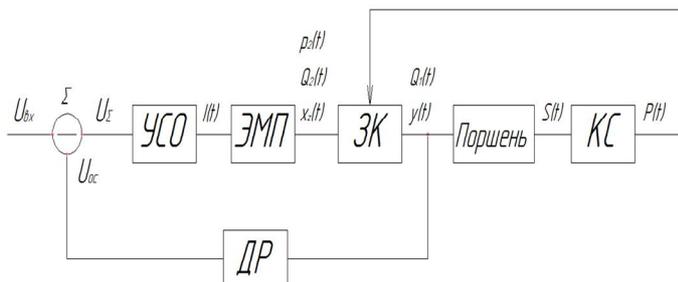


Рисунок 4. Функциональная схема гидравлической системы регулирования расхода жидкости в канале заряда РДУ

Подсистема гидравлического управления площадью поверхности горения состоит из камеры сгорания, заряда твердого топлива с выполненным в нем каналом, заполненным жидкостью, поршня, гидроагрегата, представленного регулятором расхода и датчиком расхода жидкости из канала. На рисунке 4 представлена функциональная схема подсистемы регулирования площади поверхности горения заряда твердого топлива в камере сгорания «гидравлическим» способом. В ее состав

функциональная схема подсистемы регулирования площади поверхности горения заряда твердого топлива в камере сгорания «гидравлическим» способом. В ее состав

входит электронный усилитель сигнала ошибки (УСО), измеритель электрического сигнала рассогласования (Σ), электромеханический преобразователь (ЭМП), золотник клапана (ЗК), поршень в канале заряда, датчик расхода в канале заряда (ДР) и объект регулирования (КС).

В качестве исполнительного механизма применяется электрогидравлический регулятор расхода, поддерживающий постоянство расхода независимо от изменения давления.

Модель процессов в электрогидравлической системе управления РДУ при изменении площади поверхности горения гидравлическим способом описывается системой дифференциальных уравнений (3):

$$\left\{ \begin{aligned} (U_{др} - k_{ос} \cdot Q_K(t)) \cdot K_Y &= R_{др} \cdot i_{др}(t) + L_{др} \cdot \frac{di_{др}}{dt} + K_{ПЭД} \cdot \frac{dh(t)}{dt}, \\ m_{др} \cdot \frac{d^2 h(t)}{dt^2} &= K_{fd} \cdot i_{др}(t) - b_{vдр} \cdot \frac{dh(t)}{dt} - c_{др} \cdot h(t), \\ m_K \cdot \frac{d^2 x_K(t)}{dt^2} &= A_I \cdot (p_2(t) - p_3) - b_{вк} \cdot \frac{dx_K(t)}{dt} - c_K \cdot x_K(t), \\ \mu_K \cdot b_K \cdot x_K(t) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P(t) - p_2(t))}{\rho_o}} - \mu_{др} \cdot b_{др} \cdot h(t) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_2(t) - p_3)}{\rho_o}} &= \\ &= \frac{V_{к1}}{2 \cdot E} \cdot \frac{dp_2(t)}{dt} + A_I \cdot \frac{dx_K(t)}{dt}, \\ \frac{dP(t)}{dt} &= \frac{1}{V_k(t)} (\gamma RT(t) \chi_k S(t) \rho_s u(t) - \gamma \sqrt{RT(t)} \mu_c A_n (F - f(y(t)) P(t) - P(t) S(t) u(t)), \\ u(t) &= u_I P^v(t), \quad P(t) = \rho RT(t), \quad \frac{dV_k}{dt} = SU(t). \end{aligned} \right. \quad (3)$$

где $Q_K(t)$ – расход на выходе из регулятора; K_Y – коэффициент усиления по напряжению; $R_{др}$ – активное сопротивление обмотки электромагнита; $i_{др}(t)$ – сила тока в обмотке управления; $L_{др}$ – индуктивное сопротивление обмотки управления; $K_{ПЭД}$ – коэффициент против-ЭДС; $h(t)$ – перемещение управляющей заслонки дросселя; $m_{др}$ – масса заслонки дросселя; K_{fd} – коэффициент силы тока в электрической цепи; $b_{vдр}$ – коэффициент вязкого трения в дросселе;

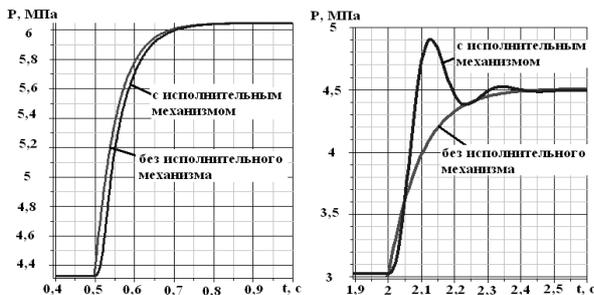


Рисунок 5. Сравнение переходных процессов с гидроагрегатами и без них

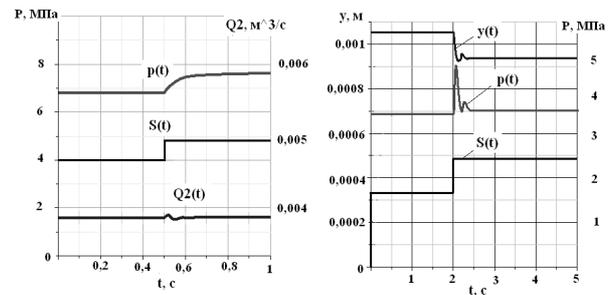


Рисунок 6. Работа системы поддержания постоянного давления и расхода жидкости в камере

$c_{др}$ – коэффициент жесткости пружины; m_k – масса золотника клапана; $x_k(t)$ – перемещение клапана постоянного перепада давления; A_l – площади торцевых поверхностей клапана; $p_2(t)$ – давление на входе в дроссель; p_3 – давление на выходе из дросселя на сливе; b_{v_k} – коэффициент вязкого трения в клапане; $c_{др}$ – коэффициент жесткости пружины; μ_k – коэффициент расхода дросселирующей щели клапана; b_k – ширина щели золотника клапана; $\mu_{др}$ – коэффициенты расхода дросселя; $b_{др}$ – ширина щели дросселя; $V_{к1}$ – объем полости клапана.

Проведено численное решение и получен переходный процесс изменяемых параметров гидравлических подсистем регулирования. Анализ графиков переходных процессов (рисунок 5) показал, что выход на режим осуществляется быстрее примерно на 0,4 секунды или в 4 раза, чем при ступенчатом изменении площади критического сечения сопла, так как гидравлическая рулевая машина регулятора давления обрабатывает задачу поддержания в камере сгорания заданной величины давления. С применением гидроагрегата в подсистеме регулирования слива время переходного процесса увеличивается незначительно в связи с инерционностью исполнительного механизма. На рисунке 6 показаны графики переходных процессов подсистем регулирования при отработке возмущающего воздействия. Статическая ошибка находится в пределах 2-3 %.

При помощи аналитического метода теоретического исследования гидравлической системы автоматического регулирования была определена область устойчивости параметров подсистем регулирования РДТТ (рисунок 7). Проведена оценка влияния электрогидравлических исполнительных механизмов на качество переходных процессов и устойчивость регуляторов давления и слива.

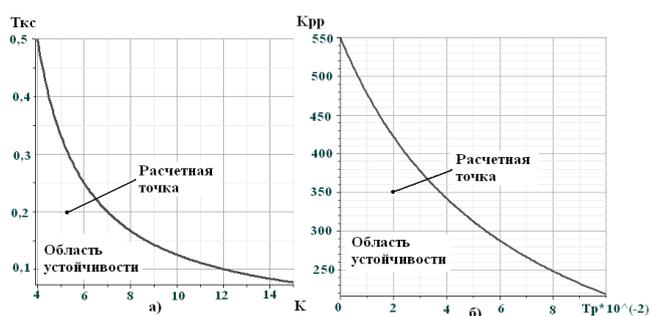


Рисунок 7. Область устойчивости параметров регуляторов:

a – область устойчивости и расчетная точка параметров регулятора давления; *б* – область устойчивости и расчетная точка регулятора расхода

Исследование динамических свойств подсистем при различных параметрах позволило выявить диапазон возможного изменения динамических параметров гидравлических исполнительных механизмов, выработать подход к оптимальному уточнению параметров регуляторов.

Проведено численное моделирование комбинированной электрогидравлической системы управления РДТТ при одновременном регулировании давления в камере сгорания и площади поверхности горения твердого топлива и получены графики переходных процессов (рисунок 8).

Управление изменением тяги происходит по заранее заданной программе управления. В заданный момент времени регулятор слива жидкости должен увеличить расход жидкости из канала заряда. Гидроагрегат регулятора расхода жидкости обрабатывает управляющее воздействие на изменение расхода жидкости из канала заряда. Через 0,15 с устанавливается заданный расход жидкости со статической ошибкой менее 3 %. В двигательной установке с помощью гидравлической рулевой машины изменяется величина площади поверхности горения твердого топлива, увеличивается газоприток в камеру сгорания, повышая тем самым давление в камере сгорания. Давление в камере сгорания стабилизируется за 0,4 с без перерегулирования. Клапан постоянного перепада давления регулятора расхода успевает обрабатывать возмущение, и на величине расхода жидкости изменение давления в камере сгорания не сказывается. Следовательно, поверхность горения формируется независимо от качества работы регулятора давления.

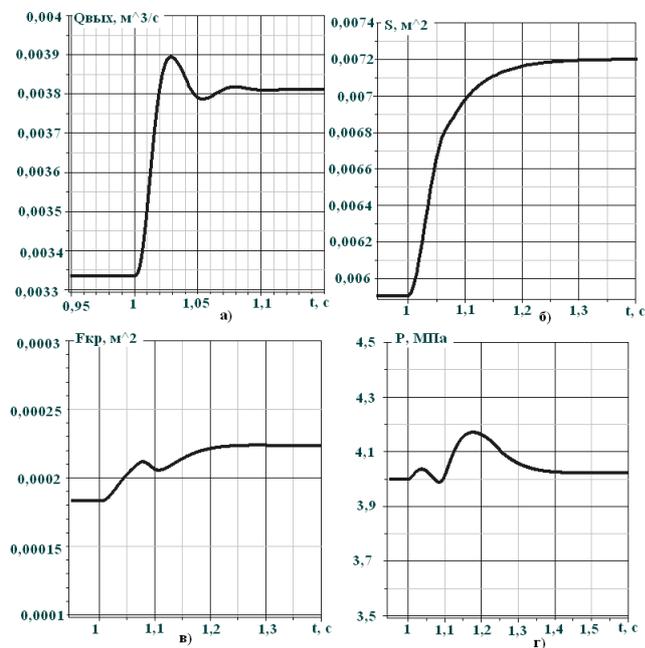


Рисунок 8. Переходные процессы в электрогидравлической системе управления РДУ: *a* – изменение расхода жидкости через регулятор расхода, *б* – изменение площади торцевого горения; *в* – изменение площади критического сечения сопла; *г* – изменение давления в камере

сти со статической ошибкой менее 3 %. В двигательной установке с помощью гидравлической рулевой машины изменяется величина площади поверхности горения твердого топлива, увеличивается газоприток в камеру сгорания, повышая тем самым давление в камере сгорания. Давление в камере сгорания стабилизируется за 0,4 с без перерегулирования. Клапан постоянного перепада давления регулятора расхода успевает обрабатывать возмущение, и на величине расхода жидкости изменение давления в камере сгорания не сказывается. Следовательно, поверхность горения формируется независимо от качества работы регулятора давления.

Подсистема регулирования давления в камере сгорания с использованием безразмерных переменных описывается системой уравнений (4):

$$\left\{ \begin{array}{l} K_R \cdot \bar{i}(t) + K_L \cdot \frac{d \bar{i}(t)}{dt} + T_{пз} \cdot \frac{d \bar{\alpha}}{dt} = \bar{U}_{\text{пост}}, \\ K_J^2 \cdot \frac{d^2 \bar{\alpha}(t)}{dt^2} + K_b \cdot \frac{d \bar{\alpha}(t)}{dt} + K_C \cdot \bar{\alpha}(t) + T_{m\alpha} \cdot \bar{\alpha}(t) = \bar{i}(t), \\ K_A \cdot \frac{d \bar{y}(t)}{dt} + K_w \cdot \frac{d \bar{p}_d(t)}{dt} + T_{Qp} \cdot \bar{p}_d(t) = \bar{z}(t), \\ K_M^2 \cdot \frac{d^2 \bar{y}(t)}{dt^2} + \bar{R} + K_B \cdot \frac{d \bar{y}(t)}{dt} + K_c \bar{y}(t) = \bar{p}_d, \\ \bar{V}(t) \left(\frac{d \bar{p}(t)}{dt} \right) + K_F \bar{p}(t) + K_S \bar{p}(t) = K_T, \\ \frac{d \bar{V}}{dt} = K_U \cdot \bar{p}(t). \end{array} \right. \quad (4)$$

где K_R – коэффициент активного сопротивления обмотки; K_L – коэффициент индуктивности обмотки; $T_{ПЭ}$ – электромеханическая постоянная времени против-ЭДС; $\bar{U}_{\text{пост}}$ – напряжение электрической цепи; K_J – коэффициент инерционности струйной трубки; K_b – коэффициент, учитывающий трение ЭМП; K_C – коэффициент силы жесткости внешней пружины; $T_{m\alpha}$ – постоянная ЭМП; K_A – коэффициент, учитывающий площадь поршня; K_W – коэффициент объема рабочей жидкости; T_{Qp} – постоянная поршня гидродвигателя; K_M – коэффициент, учитывающий массу штока; K_B – коэффициент вязкого демпфирования гидродвигателя; \bar{R} – коэффициент статической нагрузки; K_c – коэффициент силы жесткости пружины; K_F – коэффициент учитывающий изменение площади сопла; K_S – коэффициент, учитывающий изменение площади поверхности горения; K_T – коэффициент, температуру горения; K_U – коэффициент скорости горения.

Подсистема гидравлического регулирования площади поверхности горения с использованием безразмерных переменных описывается системой уравнений (5):

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{R_{\text{лр}}} \cdot \dot{\bar{i}}_{\text{лр}}(t) + K_{L_{\text{лр}}} \cdot \frac{d \bar{i}_{\text{лр}}(t)}{dt} + T_{\text{ПЭД}} \cdot \frac{d \bar{h}}{dt} = \bar{U}_{\text{пост}}, \\ K_{m_{\text{лр}}}^2 \cdot \frac{d^2 \bar{h}(t)}{dt^2} + K_{b_{\text{лр}}} \cdot \frac{d \bar{h}(t)}{dt} + K_{c_{\text{лр}}} \cdot \bar{h}(t) = \bar{i}(t), \\ K_{m_{\text{к}}}^2 \cdot \frac{d^2 \bar{x}_{\text{к}}(t)}{dt^2} + K_{b_{\text{к}}} \cdot \frac{d \bar{x}_{\text{к}}(t)}{dt} + K_{c_{\text{к}}} \cdot \bar{x}_{\text{к}}(t) + \frac{p_3}{p_{2 \text{ max}}} = \bar{p}_2(t), \\ K_{A1} \cdot \frac{d \bar{x}_{\text{к}}(t)}{dt} + K_V \cdot \frac{d \bar{p}_2}{dt} = \sqrt{(1 - \bar{p}_2(t))} - \sqrt{\bar{p}_2(t)}, \\ \bar{V}(t) \left(\frac{d \bar{p}(t)}{dt} \right) + K_F \cdot \bar{p}(t) + K_S \cdot \bar{p}(t) = K_T, \\ \frac{d \bar{V}}{dt} = K_U \cdot \bar{p}(t). \end{array} \right. \quad (5)$$

где $K_{R_{\text{лр}}}$ – коэффициент активного сопротивления обмотки; $K_{L_{\text{лр}}}$ – коэффициент индуктивности обмотки; $T_{\text{ПЭД}}$ – электромеханическая постоянная времени против-ЭДС; $K_{m_{\text{лр}}}$ – коэффициент инерционности заслонки дросселя; $K_{b_{\text{лр}}}$ – коэффициент, учитывающий трение дросселя; $K_{c_{\text{лр}}}$ – коэффициент силы жесткости пружины; $K_{m_{\text{к}}}$ – коэффициент, учитывающий инерционность золотника; $K_{b_{\text{к}}}$ – коэффициент вязкого трение клапана; $K_{c_{\text{к}}}$ – коэффициент силы жесткости пружины; K_{A1} – коэффициент, учитывающий площадь золотника клапана; K_V – коэффициент, учитывающий объем рабочей жидкости.

Результаты расчета переходных процессов комбинированной электрогидравлической системы управления РДТТ представлены на рисунке 9.

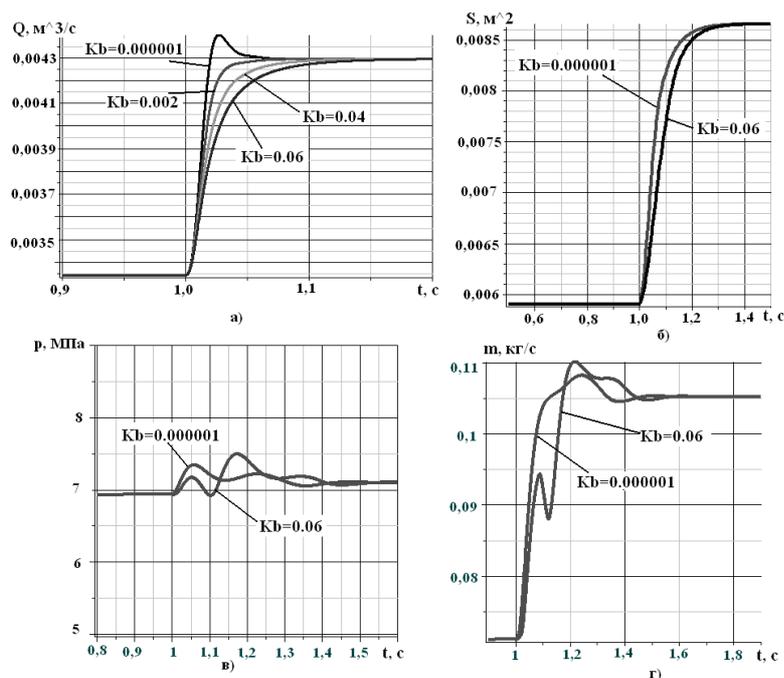


Рисунок 9. Переходные процессы в электрогидравлической системе управления РДУ:

а – изменение расхода жидкости из канала заряда; *б* – изменение поверхности горения твердого топлива; *в* – изменение давления в камере; *г* – изменение массы расхода газа через сопло

Результатом большого числа машинных экспериментов при целенаправленном поиске удовлетворения системы управления основным критериям качества явилась таблица 1 значений критериев качества системы регулирования.

В таблице 1 представлен диапазон параметров гидроагрегатов системы регулирования РДТТ, в котором образуется область автономности качества переходных процессов одного регулятора от качества работы другого регулятора

Таблица 1 – Взаимное влияние исполнительных механизмов на критерии качества САР

Безразмерные параметры регулятора расхода	Диапазон изменения параметров	Время первого выхода на режим, с	Динамическая ошибка, %	Статическая ошибка РР, %
$K_{бдр}$	$10^{-6} - 0,06$	0,14-0,17	2-4	3
$K_{тк}$	11,97-23,97	0,15-0,16	2	3
$K_{Ск}$	$1,37 \cdot 10^7 - 1,41 \cdot 10^7$	0,1-0,19	1-4	3
$K_{тдр}$	0,0053-0,0089	0,1-0,12	2-4	3
Безразмерные параметры регулятора давления	Диапазон изменения параметров	Время первого выхода на режим, с	Динамическая ошибка, %	Статическая ошибка РД, %
K_A	0,000001-0,015 при $K_A > 0,015$ число колебаний более 5	0,17-0,1	2-15	3
K_b	0,00078-0,0378	0,16-0,11	3-15	3
K_C	0,7-0,72 при $K_C > 0,71$ число колебаний более 5	0,18-0,09	3-6	3-8
$T_{та}$	0,022-0,023 при $T_{та} > 0,23$ число колебаний более 5	0,16-0,09	3-5	1-8
T_{Qp}	1,26-1,29 при $T_{Qp} > 1,28$ число колебаний более 5	0,17-0,09	2-6	1-8

Четвертая глава посвящена экспериментальному исследованию исполнительных механизмов и разработке методики моделирования рабочих процессов электрогидравлической системы управления.

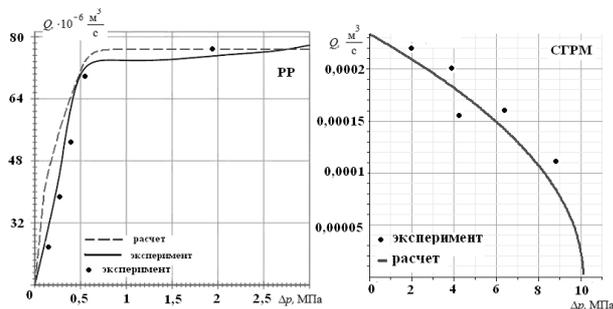


Рисунок 10. Экспериментальные данные и результаты численного моделирования статических характеристик СГРМ и регулятора расхода

Экспериментальные исследования проводились с использованием уникальных стендов на базе учебного научного инновационного центра «Гидропневмоавтоматика»: автоматизированный стенд для получения статических и динамических характеристик рулевых приводов летательных аппаратов, разработанный и изготовленный в ОАО «Государственный ракетный центр им. академика В. П. Макеева»;

а также автоматизированный стенд «Диагностика и идентификация гидросистем», изготовленный компанией «Hydac» (Польша).

Сравнение полученных характеристик показывает сходимость результатов численного моделирования и экспериментальных данных 95 %, что позволяет утверждать о правильности в подходе создания методики моделирования рабочих процессов электрогидравлической системы управления РДУ (рисунок 10).

На рисунке 11 представлена методика моделирования рабочих процессов электрогидравлической системы управления РДУ, которая позволяет повысить качество проектирования и сократить сроки доводки гидроагрегатов. Разработанная программа по расчету параметров и характеристик гидроагрегатов в специализированном пакете *Maple* позволяет учитывать влияние различных нелинейностей, оказывающих существенное воздействие на свойства переходных процессов.

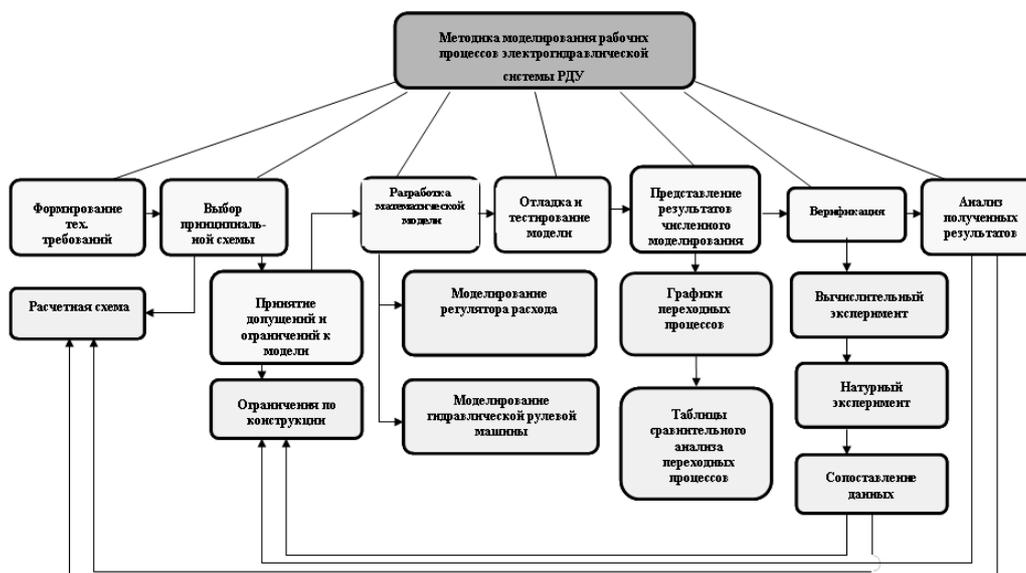


Рисунок 11. Этапы методики моделирования

Реализованная на ЭВМ методика моделирования рабочих процессов, основанная на решении системы дифференциальных уравнений, позволяет учитывать влияние различных нелинейностей, оказывающих существенное воздействие на свойства переходных процессов.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Проведено исследование гидравлической системы управления площадью поверхности горения РДУ как объекта регулирования. Составлены математические модели без учета влияния устройств гидроавтоматики, с изменяемой площадью поверхности горения твердого топлива и с изменяемым минимальным сечением сопла, выполнен численный анализ данных моделей. Результаты моделирования показывают, что учет сжимаемости жидкости увеличивает расчетное время переходного процесса на 0,05 с, а учет изменения температуры в камере сгорания приводит к статической ошибке более 5 %. Выявлено, что установленный поршень в канале заряда приводит к увеличению переходного процесса на 0,1 с. По результатам анализа способов регулирования была разработана новая принципиальная и компоновочная схема электрогидравлической системы управления РДТТ и получен патент RU244389C1.

2. Разработана математическая модель электрогидравлической системы РДУ. Проведен анализ результатов численного моделирования электрогидравлической системы управления РДУ. Модель позволяет в размерном и безразмерном виде рассчитывать и осуществлять сравнительный анализ параметров и характеристик в подсистемах управления. Установлено, что с применением электрогидравлической системы управления время переходного процесса сократилось в 2,5 раза, время первого выхода на режим сократилось в 4 раза, статическая ошибка находится в пределах 5 %. Проведен синтез гидравлической системы управления двигательной установки с исполнительными механизмами: гидравлической рулевой машиной и гидроагрегатом регулирования расхода жидкости. Исследовано влияние гидравлических исполнительных механизмов на свойства переходных процессов РДУ. Из результатов численного моделирования установлено, что инерционность устройств гидроавтоматики приводит к динамическим ошибкам от 5 % и выше, и статическим ошибкам от 3 % и выше. Разработана программа по расчету параметров и характеристик гидроагрегатов в специализированном пакете *Maple*.

3. Проведено экспериментальное исследование гидроагрегатов с целью подтверждения работоспособности и проверки достоверности математической модели. Сравнение полученных характеристик показывает расхождение результатов численного моделирования и экспериментальных данных, не более 5 %, что позволяет утверждать о правильности в подходе создания методики моделирования рабочих процессов электрогидравлической системы управления РДУ.

4. Разработана методика моделирования рабочих процессов электрогидравлической системы управления РДУ с учетом взаимного влияния гидравлических исполнительных механизмов на свойства переходных процессов, позволяющая повысить качество проектирования и сократить сроки доводки гидроагрегатов. Реализованная на ЭВМ методика моделирования рабочих процессов, основанная на решении системы дифференциальных уравнений в нелинейном виде, позволяет учитывать влияние различных нелинейностей, оказывающих существенное воздействие на свойства переходных процессов. Разработанная методика позволяет реализовать идею замены огневых стендовых испытаний регулируемых двигательных установок математическим моделированием на ЭВМ.

СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

По материалам диссертации опубликовано 24 научных работы, в том числе 5 статей в изданиях, рекомендованных ВАК. Получен патент на изобретение.

Статьи в журналах, рекомендованных ВАК РФ:

1 Бачурин, А.Б. Экспериментальные и теоретические исследования особенностей течения в регулируемых соплах с центральным телом / А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников, А.М. Русак, В.А. Целищев // Вестник УГАТУ, г.Уфа, 2010, том 14, №5 (40) – С.52 – 61

2 Бачурин, А.Б. Тенденции развития систем управления гашением ракетных двигателей твердого топлива / А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников, Е.С. Литвинов, В.А. Целищев // Вестник УГАТУ, г.Уфа, 2011, том 15, №4 (44) – С.127 – 134

3 Бачурин, А.Б. Опыт разработки комбинированного РДТТ многократного включения / А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников, И.А. Кривошеев, В.А. Целищев // Вестник УГАТУ, г.Уфа, 2012, том 16, №2 (47) – С.174 – 188

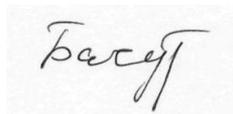
4 Бачурин, А.Б. Система автоматического регулирования давления в камере сгорания РДТТ / А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников, Е.С. Литвинов, В.А. Целищев // Вестник УГАТУ, г.Уфа, 2013, том 17, №3 (56) – С.26 – 33

5 Бачурин, А.Б. Влияние внутрикамерного давления РДТТ на подсистему слива жидкости из каналов в заряде твердого топлива / А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников, Е.С. Литвинов, В.А. Целищев // Вестник УГАТУ, г.Уфа, 2013, том 17, №3 (56) – С.49 – 54

Патент РФ

6. Бачурин, А.Б. Регулируемый ракетный двигатель твердого топлива / А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников, Ю.М. Ахметов, В.А. Целищев: Номер патента: 2443895 С1; Заявка: 2010136793/06; Дата подачи заявки: 02.09.2010; Опубликовано: 27.02.2012.

Диссертант



А.Б. Бачурин

Бачурин Александр Борисович

ГИДРОАВТОМАТИКА РЕГУЛИРУЕМОЙ ДВИГАТЕЛЬНОЙ
УСТАНОВКИ
(РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ)

Специальность:
05.04.13 – Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Подписано в печать 28.04.2014. Формат 60×84 1/16
Бумага офсетная. Печать плоская. Гарнитура Times New Roman.
Усл. печ. л. 1,0. Уч.-изд. л. 0,9.
Тираж 100 экз. Заказ № 286.

ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный авиационный
технический университет»
Центр оперативной полиграфии
450000, Уфа-центр, ул. К. Маркса, 12