

На правах рукописи

**Вашкевич Олег Викторович**

**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ  
МЕХАТРОННЫХ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ МОДУЛЕЙ ДЛЯ  
СИСТЕМ РУЛЕВЫХ ПРИВОДОВ С ДЕЦЕНТРАЛИЗОВАННОЙ  
АРХИТЕКТУРОЙ**

Специальности: 05.09.03 – Электротехнические комплексы и системы

05.02.02– Машиноведение, системы приводов и детали машин

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Санкт - Петербург – 2009

Работа выполнена в Санкт – Петербургском государственном электротехническом университете «ЛЭТИ» им. В.И. Ульянова (Ленина)

Научный руководитель –  
доктор технических наук, профессор Н.Д. Поляхов  
Научный консультант –  
доктор технических наук, профессор С.В. Константинов

Официальные оппоненты:  
доктор технических наук, профессор С.Н. Шаров  
доктор технических наук Ю. Г. Оболенский

Ведущая организация – ОАО "ОКБ им. А.С. Яковлева"

Защита состоится «\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2009 г. в \_\_\_\_\_ часов на заседании совета по защите докторских и кандидатских диссертаций Д 212.238.05 Санкт-Петербургского государственного электротехнического университета «ЛЭТИ» им. В.И.Ульянова (Ленина) по адресу: 197376, Санкт-Петербург, ул. Проф. Попова, д. 5.

С диссертационной работой можно ознакомиться в библиотеке университета.

Автореферат разослан " \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 2009 г.

Ученый секретарь  
совета по защите докторских и  
кандидатских диссертаций

Белов М.П.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность работы.** Большое число современных машин работают в условиях высоких нагрузок. Применение гидравлики в этих условиях до сих пор остается наилучшим, а порой и единственным техническим решением задачи проектирования исполнительного механизма. Использование жидкости под высоким давлением в качестве рабочего тела позволяет гидравлическому приводу получить преимущество перед другими видами трансмиссий, поскольку двигатели и трансмиссии, основанные на гидравлической передаче, имеют высокую удельную мощность.

Современный гидропривод представляет собой сложный электротехнический комплекс, в котором управление гидропередачей осуществляется сервомеханизмами различного типа, а для контроля распределительных устройств используются электрические сигналы и электронные схемы управления. Прогресс в цифровой технологии обработки сигналов определяет дальнейшую перспективу применения электрогидравлических компонент в самых различных приложениях: в вибрационных установках геологоразведки, турбинах, автоматах высокого давления выработки композитных материалов, системах стабилизации движения автомобилей и т.д.

Новые приложения определили новые требования к электрогидравлическим компонентам. Сегодня, как никогда, актуальна проблема надежности. В связи с этим остро стоят задачи построения архитектур управления, в которых доминируют подсистемы удаленного контроля, мониторинга и диагностики. Возникла необходимость проведения разработок и исследований в области дистанционного и распределенного управления приводными системами.

Проблема энергосбережения в современных приводных системах является еще одним несомненным фактором, определяющим актуальность настоящей работы. Как правило, система сервоприводов, управляющая несколькими степенями свободы, работает на единую нагрузку. КПД системы в данном случае зависит от алгоритмов синхронизации и степени согласования динамических параметров серводвигателей.

Чрезвычайно важным аспектом задачи успешного создания приводных систем является технологичность и экономичность их производства. Системы управления электрогидравлическими приводами до сих пор имеют сильную алгоритмическую зависимость от конструкции конечного объекта управления, в который входит гидропривод как узел. По этой причине производство гидравлических приводных систем остается достаточно дорогостоящим, что сдерживает их широкое внедрение. Необходимость снизить издержки специализации заставляет развивать концепцию создания мехатронных модулей, другими словами, создания максимально унифицированных гидравлических компонент, параметры которых и режимы их работы можно менять на информационном уровне.

**Цели и задачи исследований.** Целью данной диссертационной работы является разработка практически реализуемых алгоритмов управления мехатронными электрогидравлическими компонентами и создание на их основе децентрализованной многоканальной системы динамического управления авиационными рулевыми приводами.

В диссертационной работе решаются задачи:

1. Разработка алгоритма идентификации импульсной динамики гидравлического усилителя с непосредственным управлением золотником. Разработка закона управления идентифицируемого гидравлического усилителя. Создание мехатронного модуля гидравлического усилителя на основе разработанных алгоритмов идентификации и синтеза закона управления.

2. Исследование физических процессов в объемных распределителях с каналом контроля на основе насоса переменной производительности. Создание математической модели, описывающей динамику распределения жидкости в аксиально-поршневом насосе.
3. Моделирование динамики гидростатического привода с последовательными каналами управления расходом, состоящими из неререверсивного аксиально-поршневого насоса и пропорционального гидравлического усилителя.
4. Разработка законов управления гидростатическим приводом с мультипликативным входным воздействием.
5. Моделирование многоканальной цифровой системы управления. Исследование реакций системы в асинхронном и синхронном режимах опроса управляющих сигналов. Разработка требований к программным компонентам и протоколу их взаимодействия в многоканальных системах управления авиационными приводами.

**Объект исследования** – электрогидравлические многоканальные приводы.

**Предмет исследования** – модели и алгоритмы цифрового управления электрогидравлическими мехатронными компонентами, протоколы межканального обмена в распределенных системах динамического управления.

**Методы исследований.** При проведении исследований и разработок были использованы подходы и методы теории управления, спектрального анализа, методы канонической теории возмущений в гидродинамике и теории случайных процессов. В процессе математического и полунатурного моделирования процессов управления применялись методы расчета разностных схем дифференциальных уравнений в средах программирования C++, PASCAL, MATLAB, методы разработки цифровой аппаратуры и программного обеспечения на базе сигнальных процессоров TEXAS INSTRUMENTS.

**Научные результаты.** На защиту выносятся следующие научные результаты:

1. Алгоритмы идентификации и закона управления мехатронного электрогидравлического усилителя.
2. Математическая модель физического процесса всасывания и нагнетания в аксиально-поршневом насосе гидростатического привода с объемным управлением.
3. Нестационарные уравнения гидростатического привода с объемно – дроссельным управлением.
4. Нелинейный закон управления гидростатическим приводом с мультипликативным входным воздействием.
5. Условия синхронного режима децентрализованной системы динамического управления с цифровым каналом обмена данными. Протокол взаимодействия программных компонентов в многоканальной системе динамического управления.

**Научная новизна:**

1. Алгоритмы идентификации и закона управления мехатронного электрогидравлического усилителя отличаются от алгоритмов, основанных на стандарте PLC, подсистемами самоидентификации и автонастройки параметров управления.
2. Математическая модель распределения жидкости в аксиально-поршневом насосе отличается учетом динамического характера процессов всасывания и нагнетания в плунжере.
3. Нестационарные уравнения гидростатического привода с объемно – дроссельным управлением отличается от гармонически линеаризованных

- моделей адекватным представлением о мультипликативном входном воздействии в приводе с объемно-дрессельным управлением
4. Нелинейный закон управления гидростатическим приводом с мультипликативным входным воздействием в отличие от линейных регуляторов обеспечивает характеристики системы управления инвариантными относительно амплитуды входного сигнала.
  5. Переход от детерминистского определения синхронизма к его статистической оценке позволил вывести условия синхронного режима в децентрализованной системе управления электрогидравлического привода и получить синхронный протокол межканального обмена данными, который отличается отсутствием необходимости в передаче пакетов временных меток.

***Практическая значимость.***

Предложенная в работе архитектура мехатронного модуля была использована при разработке гидравлического усилителя УГ-133М со встроенным цифровым контроллером. Эффективность подхода подтверждена полученной низкой трудоемкостью выполнения технологических операций настройки и проверки мехатронного клапана при его серийном производстве на предприятии ОАО «ПМЗ ВОСХОД».

На основе выдвинутой концепции построения программного контроля и протокола межканального взаимодействия разработан и внедрен многоканальный комплекс МКУ-01 управления гидравлическими рулевыми приводами и их системами.

***Апробация работы.***

Материалы диссертации докладывались на научных семинарах и конференциях, в частотности, на:

- Международная конференция по мягким вычислениям и измерениям (SCM-2007), 25-27 июня 2007 г.
- IX международном симпозиуме «Новые рубежи авиационных технологий XXI века», г. Жуковский, 19-23 августа 2007 г.

***Публикации.***

По теме диссертации опубликовано 5 научных работ, из них 4 статьи (2 статьи включены в перечень изданий, рекомендованных ВАК) и 1 работа в материалах международной научной конференции.

***Структура и объем работы.*** Диссертация состоит из введения, 4 глав и заключения, списка литературы, включающего 41 наименование и одно приложение. Основная часть работы изложена на 107 страницах машинописного текста. Работа содержит 65 рисунков.

## КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ.

***Во введении*** рассмотрены новые принципы проектирования приводных систем в условиях технологического скачка в области гидравлики и цифровых систем управления. Обоснована актуальность развития концепции создания мехатронных электрогидравлических компонент. Перечислены основные проблемы, возникающие в процессе разработки мехатронных гидравлических распределителей. Показана необходимость исследований цифровых систем управления мехатронными модулями в электротехнических комплексах с децентрализованной архитектурой. Представлены научные результаты исследований.

***В первой главе*** анализируются требования к современным гидравлическим распределительным механизмам следующих типов: гидравлические усилители с

золотниковым распределителем типа сопло-заслонка, усилители с непосредственным управлением золотником и сервомеханизмы с объемным управлением расходом.

Предметом изучения являются системы цифрового управления и соответствующая данной технологии импульсная динамика электрогидравлических усилителей (ЭГУ). Предполагается, что ЭГУ работают в многоканальной системе, конкретно, в рулевом авиационном приводе с резервированием. К данному классу приводов предъявляются жесткие требования к динамике и точности позиционирования золотников ЭГУ, а также к механизму статической и динамической синхронизации движения золотников.

Предлагается техническое решение, согласно которому ЭГУ выпускается со встроенным интеллектуальным контроллером. Недостаток существующих аналогов ЭГУ со встроенной электроникой, в том числе и западного производства, состоит в том, что регулировка динамических параметров ЭГУ требует дорогостоящего оборудования и наличия эксперта. Разработанный контроллер имеет функцию «препроцессинга», которая позволяет автоматически осуществлять контроль параметров и идентификацию передаточной функции неизменяемой части ЭГУ на этапе инициализации программы цифрового контроллера. Научной задачей в рамках предлагаемого технического решения является разработка методов идентификации, а также алгоритма синтеза закона управления ЭГУ. Алгоритмы должны быть реализуемы в условиях ограниченного вычислительного ресурса встроенного контроллера.

Дается описание принципа объемного управления приводом и рассматривается концепция «мехатронной помпы». Интеллектуальные контроллеры для управления насосами стали применять совсем недавно в связи с необходимостью стабилизировать давление подачи рабочей жидкости в децентрализованных системах приводов. Существующие образцы приводов с объемным управлением, однако, имеют малое быстродействие и не обладают необходимой динамической жесткостью. В работе анализируются узлы электротехнического комплекса, в основу которого положена мехатронная помпа.

В завершение первой главы обсуждаются технико-экономические аспекты развития электронных компонентов мехатронных устройств. Основное внимание уделяется телекоммуникационным функциям и вопросам децентрализации систем цифрового управления. Автором проводились работы по разработке синхронных протоколов прикладного уровня для сетей контроллеров динамического управления с характерным временным фреймом менее 1 мс. Для сетей из независимых цифровых контроллеров имеет место асинхронный режим. В работе показано, что динамические параметры всей системы могут зависеть от статистических свойств управляющего сигнала. Предложена такая структура программного контроля, которая учитывает влияние асинхронных транспортных задержек передачи управляющих сигналов. В основе предложенной структуры программного контроля лежит телекоммуникационная архитектура, в которой сообщения информационного канала децентрализованной импульсной системы динамического управления синхронизируют функциональные вызовы каналов управления.

*Во второй главе* излагаются результаты исследований, полученные в процессе разработки встроенного цифрового контроллера для ЭГУ с непосредственным управлением золотником (DDV от Direct Drive Valve, что является общепринятой аббревиатурой для данного типа ЭГУ).

Рассматривается электрогидравлический усилитель типа DDV, конструкция которого представлена на Рис. 1.

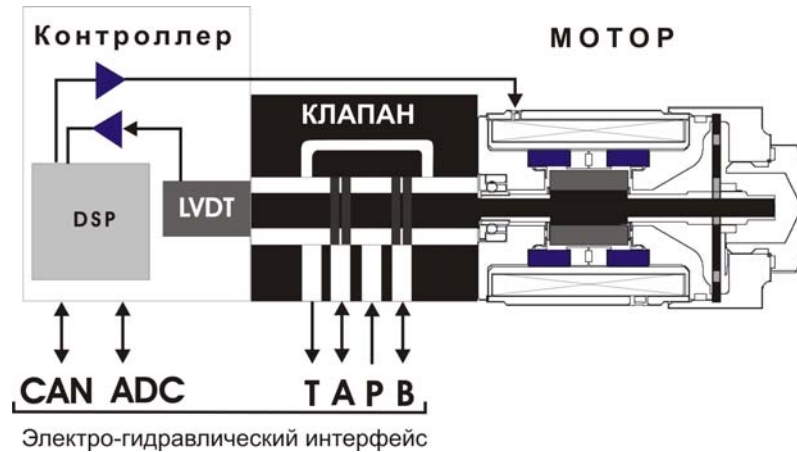


Рис. 1. Электрогидравлический усилитель DDV.

В отличие от существующих аналогов, предлагается программно-аппаратная структура контроллера гидравлического усилителя, которая позволяет идентифицировать динамические характеристики ЭГУ и автоматически синтезировать закон управления в замкнутой следящей системе управления золотником. Процедуры преобразования ЭГУ основаны на представленном ниже математическом аппарате.

Динамика золотника представленного ЭГУ описывается передаточной функцией следующего вида:

$$W_0(s) = K \cdot \frac{1}{(T_{ind} \cdot s + 1)} \cdot \frac{1}{(T_0^2 \cdot s^2 + 2 \cdot T_0 \cdot \xi \cdot s + 1)}$$

Можно построить вычислительную процедуру идентификации на основе метода Z-форм. Получаемая импульсная передаточная функция ЭГУ имеет следующую каноническую форму:

$$W_{UG}(z) = \frac{0.5 \cdot (z^2 + z)}{k_3 \cdot z^3 + k_2 \cdot z^2 + k_1 \cdot z + k_0}$$

Алгоритм оценки коэффициентов основан на аппроксимации экспериментально полученного частотного отклика разомкнутого контура ЭГУ комплексной передаточной функцией модельного представления ЭГУ. Оценка состоит в решении задачи минимума функционала по параметрам модели методом наименьших квадратов. Найденные параметры преобразуются аппаратом Z-форм в искомые коэффициенты  $k_i$  канонического вида импульсной передаточной функции разомкнутого контура ЭГУ.

В процедуре синтеза закона управления цифровой регулятор проектируется методом компенсации полюсов передаточной функции разомкнутой системы. Процедура состоит в приравнивании числителя регулятора знаменателю канонической формы, что приводит к простому виду регулятора с точки зрения программной реализации в контроллере:

$$W_{reg}(z) = D \cdot \frac{(k_3 \cdot z^3 + k_2 \cdot z^2 + k_1 \cdot z + k_0)}{z^2(z-1)}$$

Описанные процедуры преобразования реализованы автором в виде программного обеспечения мехатронного модуля УГ-133М. Эффективность подхода,

выраженная в значительном снижении трудоемкости изготовления УГ-133М, проверена в серийном производстве.

**В третьей главе** проводится теоретическое исследование динамики объемного управления. Вид распределительного устройства, в котором необходимый расход жидкости в гидравлическом двигателе создается насосом, в работе назван мехатронной помпой. Мы рассматриваем данный сервомеханизм в случае, когда он применяется в автономном гидростатическом приводе, структура которого показана на Рис. 2.

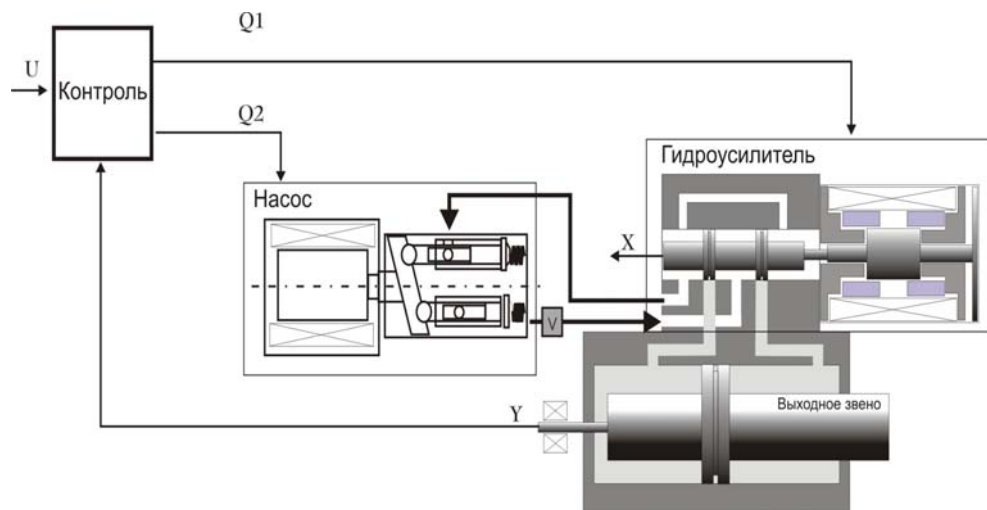


Рис.2. Гидростатический привод с объемно – дроссельным управлением.

Отличительной особенностью структуры управления гидростатическим приводом является наличие двух каналов управления расходом: канал объемного управления, реализуемый насосом переменной производительности и канал дроссельного управления, реализуемый ЭГУ. Особенности канала управления ЭГУ подробно рассмотрены в главе 2. В главе 3 изучаются особенности работы аксиально-поршневого насоса. Этот тип насоса отличается компактностью, высоким КПД, большими оборотами и большой энергоемкостью на единицу веса. Поэтому аксиально-поршневые насосы нашли широкое применение в автономных приводах аэрокосмического назначения. Идея использовать технические преимущества аксиальных поршневых насосов в объемно-дроссельном приводе потребовала знания реакции переменных состояния рабочей жидкости (давления и скорости потока) в линиях нагнетания и всасывания насоса на изменение скорости вращения плунжерных пар, т.е. построения динамической модели насоса.

С этой целью решается задача плунжера – задача нелинейной механики о заполнении жидкостью объема с неравномерным изменением геометрии. Задача расчета динамики распределения жидкости в аксиально-поршневом насосе сводится к рассмотренной задаче плунжера в фазе всасывания и фазе нагнетания при вращении вала насоса. Связь по начальным условиям фаз всасывания и нагнетания дают динамическое преобразование, описывающее работу насоса.



Задача плунжера формулируется следующим образом. Имеется цилиндр с окном, соединяющим полость цилиндра с линией всасывания рабочей жидкости, геометрическая модель показана на Рис.3.

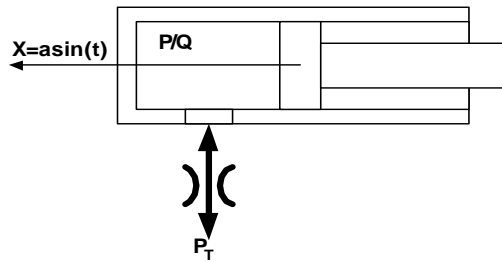


Рис.3. Геометрическая модель плунжерной пары.

Через окно может происходить как подача, так и слив рабочей жидкости. В цилиндре движется поршень, который меняет свое положение по гармоническому закону. В линии всасывания находится дроссель с конечным гидравлическим сопротивлением. Задача состоит в выводе уравнений для скорости  $v = dQ/dt$  изменения массового объема жидкости в полости цилиндра, когда поршень движется по гармоническому закону.

Методами канонической теории возмущений ищется и анализируется решение на конечном интервале времени в зависимости от медленно меняющегося параметра – сопротивления дросселя в линии всасывания.

Согласно исследованию, проведенному в работе, можно найти аналитическое решение задачи плунжера в определенной области значений параметров построенной математической модели. Математическая модель разработана для случая, когда рабочий процесс в поршне представляет собой адиабатический процесс сжатия политропной сплошной среды (газа, жидкости или их смеси).

Если скоростной напор на выходе дроссельного отверстия пренебрежимо мал, тогда справедливо уравнение энергии

$$\int \frac{dP}{\rho} = 0$$

В отсутствие энергетических потерь, полагая, что процессы в полости цилиндра происходят без изменения удельной теплоемкости, мы получим уравнение адиабаты Пуассона, связывающее давление и плотность политропного газа – жидкости.

$$\frac{P}{\rho^\gamma} = const \text{ или } P = P_0 \cdot \left( \frac{\rho}{\rho_0} \right)^\gamma$$

Будем работать с уравнением адиабаты в дифференциальной форме

$$dP = \gamma \cdot P \frac{d\rho}{\rho} \quad (1)$$

Используем также уравнение для массового расхода  $Q$  через дроссельное отверстие

$$\frac{dQ}{dt} = \mu \cdot \text{sign}(P_T - P) \sqrt{P_T - P}, \quad (2)$$

где  $\mu$  - проводимость дросселя.

Уравнения (1) и (2) образуют систему, из которой следует уравнение (3) для скорости изменения массового объема в полости цилиндра.

$$\frac{d(v^2)}{d\tau} = -\varepsilon \cdot \delta \cdot \left(1 - \frac{\gamma}{\varepsilon \delta} \cdot v^2\right) \cdot \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} \quad (3)$$

Уравнение (3) получено для безразмерных переменных:

$$v = \frac{dq}{d\tau} \text{ - приведенное значение скорости,}$$

$$q = \frac{Q}{q_0} \text{ - приведенное значение массового объема в полости}$$

$$p \text{ - безразмерное давление, такое, что } P = P_0 \cdot p$$

$$E = P_0 \cdot \gamma \text{ - объемный модуль упругости, выраженный через показатель адиабаты и нормальное окружающее давление.}$$

$$q_0 = a \cdot S \text{ - так называемый рабочий объем плунжера,}$$

$$a \text{ - амплитуда колебаний поршня,}$$

$$S \text{ - площадь поршня}$$

$$\delta = \frac{P_r}{P_0} \text{ - относительное давление в линии всасывания}$$

$$\varepsilon = \frac{\mu^2 E}{\beta \omega^2 q_0^2} \text{ - автомодельный параметр скорости изменения массового объема.}$$

$$\beta \text{ - отношение полного и рабочего объемов плунжера (относительный объем).}$$

Интегрируя (3), получим уравнение адиабатического изменения объема в плунжере в такте всасывания.

$$\left(\frac{dq}{d\tau}\right)^2 = -\frac{\varepsilon \delta}{\gamma} \left( \left( \frac{q}{\beta - 1 + \sin(\tau)} \right)^\gamma - 1 \right) \quad (4)$$

При стремлении  $\gamma \rightarrow \infty$  получим «замечательный» предел и уравнение (4) переписывается в виде:

$$\left(\frac{dq}{d\tau}\right)^2 \approx \frac{\varepsilon \delta}{\gamma} \left( 1 - e^{\frac{\gamma \cdot q - \beta + 1 - \sin(\tau)}{\beta - 1 + \sin(\tau)}} \right) \quad (5)$$

Уравнение (5) имеет тривиальное решение на интервале времени, где выражение  $y = q - \beta + 1 - \sin(\tau)$  в показателе экспоненты меньше нуля

$$y < 0, q = q_0 + \sqrt{\frac{\varepsilon \delta}{\gamma}} \cdot \tau$$

Если  $y > 0$ , разлагая экспоненту в ряд Тейлора, получим

$$\left(\frac{dq}{d\tau}\right)^2 \cong -\frac{\varepsilon \delta}{\beta} \cdot (q - \sin(\tau) - (\beta - 1)) \quad (6)$$

Временной интервал порядка  $\frac{1}{\gamma}$  в окрестности нуля  $y \sim 0$ , является областью разрыва решений и физически означает границу резкого изменения давления в цилиндре.

Аппроксимация (6), полученная при условии  $\beta \gg \sin(\tau) + 1$ , есть не что иное, как уравнение неразрывности. Таким образом, неразрывность потока в плунжерной паре можно обеспечить при достаточно большом относительном геометрическом объеме цилиндра.

Уравнение (6) можно решить методом канонической теории возмущений по малому параметру  $e = \sqrt{\frac{\varepsilon}{2}}$ . Условие сходимости решения на периоде гармонического воздействия в первом порядке разложения дает следующее решение.

$$v(\tau) = e \cdot (1 - \xi \cdot e) \cdot \sqrt{2 \sin((1 + \lambda e)\tau)}$$

Выражение для массового объема в полости плунжера будет:

$$q(e) = v_0 + \int_0^{\pi} e \cdot (1 - \xi \cdot e) \cdot \sqrt{2} \sqrt{\sin((1 + \lambda e)\tau)} \cdot d\tau$$

Полученное аналитическое решение показывает, что нелинейный характер уравнения дросселя в приближении, выраженном уравнением (6), приводит к локальному (во временной области) изменению частоты изменения расхода жидкости при гармоническом воздействии в общей задаче потока с неравномерным изменением геометрии цилиндра.

В цилиндре с дроссельным окном всасывания происходит как заполнение, так и вытеснение жидкости в зависимости от направления хода поршня. Из вида характеристики следует, что для плунжеров с дросселем в линии всасывания может существовать область параметра, когда в цилиндре возникает ненулевой объем жидкости, обусловленный исключительно наличием дросселя в линии всасывания, а не только геометрией расположения окна.

Сравнение аналитического решения с численным решением (4) подтвердило сходимость и устойчивость разностной схемы расчета выведенных нелинейных уравнений для скорости изменения массового объема.

Результатом решения задачи плунжера является модель аксиально-поршневого насоса с клапанным распределением расхода в линии нагнетания. Условно, схема такого насоса показана Рис. 4.



Рис. 4. Принципиальная схема всасывания и нагнетания в аксиально-поршневом насосе с клапанным распределением.

Математическая модель насоса представляет собой систему уравнений (7).

$$\left\{ \begin{array}{l} q(kT) = q_1(\pi) - q_2(\pi) \\ \left( \frac{dq_1}{d\tau} \right)^2 = \frac{\varepsilon_1 \delta_1}{\gamma} \left( 1 - e^{\gamma \frac{q_1 - \beta_1 + 1 - \sin(\tau)}{\beta_1 - 1 + \sin(\tau)}} \right), \sin(\tau) > \alpha \\ \frac{dq_1}{d\tau} = 0, \sin(\tau) < \alpha \\ \left( \frac{dq_2}{d\tau} \right)^2 = \frac{\varepsilon_2 \delta_2}{\gamma} \left( 1 - e^{\gamma \frac{q_2 - \beta_2 + 1 + \sin(\tau)}{\beta_2 - 1 - \sin(\tau)}} \right), \nu_2 < 0 \\ \frac{dq_2}{d\tau} = 0, \nu_2 > 0 \end{array} \right. , \quad (7)$$

где функции  $q_1(\tau), q_2(\tau)$  заданы на интервале  $[0, \pi]$ ,  $\alpha$  - координата открытия окна всасывания. Связь начальных условий  $q_1(0, kT) = q_2(\pi, (k-1)T)$ ,  $q_2(0, kT) = q_1(\pi, kT)$ ,  $k$  - счетчик оборотов вала насоса.

Уравнения (7) являются уравнениями расчета производительности насоса на один плунжер за один оборот вала насоса.

Результаты моделирования сравнивались с экспериментальными данными, полученными в ходе испытаний насоса 3У96 производства ОАО «ПМЗ Восход». Расчетные характеристики насоса совпадают с экспериментальными характеристиками с погрешностью, которую можно считать приемлемой для анализа основных динамических и статических характеристик насоса.

Рассмотрим теперь динамику выходного звена гидростатического привода в связи с задачей минимума потребления энергии в приводе. Исходные уравнения, описывающие динамику гидростатического привода даже без учета динамики насоса, достаточно сложные. Построить функционал и формально решить задачу минимума на пространстве решений практически не представляется возможным. На инженерно-техническом уровне решают задачу, как правило, сведением к минимуму непроизводительных утечек и трения плунжерных пар. Проведем анализ устойчивости такого «идеального» привода, в котором утечки и трение нулевое.

Линеаризация исходных уравнений в точке равновесия с учетом (7) дает следующее нестационарное уравнение для скорости выходного звена:

$$T^2 \frac{d^2 v}{dt^2} + |x| \cdot \frac{v_m M}{4F_m} \cdot \frac{dv}{dt} + v = v_m \cdot x, \quad (8)$$

где  $v_m = \alpha \cdot q(kT)$ .

Численное решение (8) показывает, что гидростатический привод с простой обратной связью по положению выходного звена, с нулевыми потерями на утечки и трение, вообще говоря, неустойчив. Вывод о неустойчивости достаточно важен как для

практического проектирования, так и при создании математических моделей приводов с учетом сжимаемости рабочей среды.

В инженерной практике трение штока в цилиндре и утечки, как правило, демпфируют привод. Однако это не означает, что нет шанса создать «неудачную» конструкцию, поскольку гидромеханическое демпфирование является неконтролируемым фактором. В практике автора проводилось исследование реальной параметрической неустойчивости привода (АРМ-62, 1986 г. Совместные исследования ЦАГИ, Восход), вызванной изготовлением, как ни странно, очень хороших золотниковых пар распределителя. Аналогичная ситуация возникает при создании стендов проверки гидравлических усилителей, где необходимо исключить влияние на расходные характеристики нагрузочного цилиндра. Шток делается как можно более легким, без трения и утечек и как результат мы получаем совершенно нерабочий стенд.

С определенной степенью общности можно сказать, что новые технологии создания приводов с высоким КПД гидроцилиндра просто невозможны без соответствующей электронной системы управления.

Если нашу систему считать близкой к консервативной, то задачу оптимального управления с минимальным энергопотреблением можно сформулировать так – необходимо найти закон управления  $[u]$ , которое минимизирует функционал

$$J = \int \langle u^T u \rangle dt$$

и приводит выходное звено в заданное состояние за заданное время. В данной постановке проблемы можно использовать модельное представление, основанное на гармонической линеаризации (8), для которого задача оптимального управления имеет решение и ей посвящено множество работ и исследований, дающих хорошие результаты. Вопрос в том, как обеспечить консервативность системы.

Ответ на этот вопрос следует искать в понимании физических процессов потери энергии в гидростатическом приводе. Источник потерь энергии это утечки в плунжерных парах насоса и в золотнике гидравлического усилителя, которые носят конструктивный характер. Второй источник потерь это принудительный сброс давления в линии нагнетания насоса через предохранительный клапан. Потери данного типа связаны с выбором системы управления и носят так называемый системный характер. Одним из способов решения данной проблемы является управление с дополнительной обратной связью по перепаду давления в рабочих полостях гидравлического двигателя. Это направление развивается рядом лабораторий, на нем мы останавливаться не будем. В настоящей работе мы предложим и исследуем другой тип управления, основанный непосредственно на виде (8).

Полученная форма уравнения для скорости выходного звена (8) позволяет судить о поведении системы управления, не прибегая к детальному численному анализу.

Согласно (8), создаваемый насосом расход входит в уравнение как произведение с величиной открытия золотника гидравлического усилителя. Положение о мультипликативном характере управляющих воздействий подтверждается расчетом исходных уравнений гидростатического привода. В связи с этим предлагается нелинейный закон управления, полученный на основе упрощенной модели (9).

$$\begin{cases} T_1 \frac{dQ_1}{dt} = -Q_1 + e_1 \\ T_2 \frac{dQ_2}{dt} = -Q_2 + e_2 \\ \frac{dY}{dt} = Q_1 \cdot |Q_2| \end{cases} \quad . \quad (9)$$

Зададим закон управления  $e_1, e_2$  так, чтобы система (9) выглядела следующим образом

$$\left\{ \begin{array}{l} T_1 \frac{dQ_1}{dt} = -Q_1 + \alpha(u - Y) \\ \frac{dY}{dt} = Q_1 + Z \\ \text{-----} \\ T_2 \frac{dQ_2}{dt} = -Q_2 + \beta \cdot Z \end{array} \right. , \quad (10)$$

где  $Z = Q_1(Q_2 - 1)$  рассматривается как возмущение линейной системы (10).

Результатом линейного управления в системе (9) является сильная зависимость параметров динамического отклика от амплитуды управляющего сигнала, что делает такое управление совершенно неприемлемым (Рис.5.). В отличие от линейного регулятора преобразование (9) в (10) обладает замечательным свойством находиться одному из каналов мультипликативного управления в квазирелейном режиме и применить к другому один из стандартных линейных алгоритмов управления для получения заданного качества системы. В результате выход системы линеен (Рис.6.).

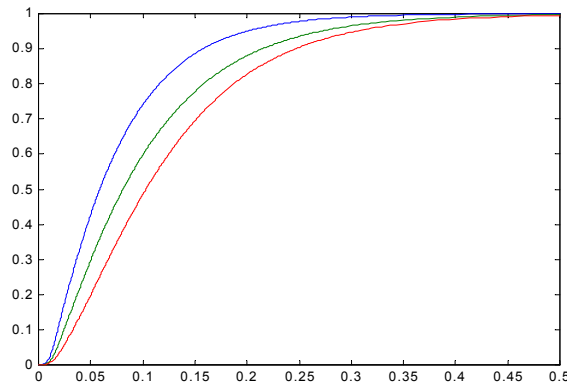


Рис. 5. Переходные процессы в объемно-дрессельном приводе с линейным управлением.

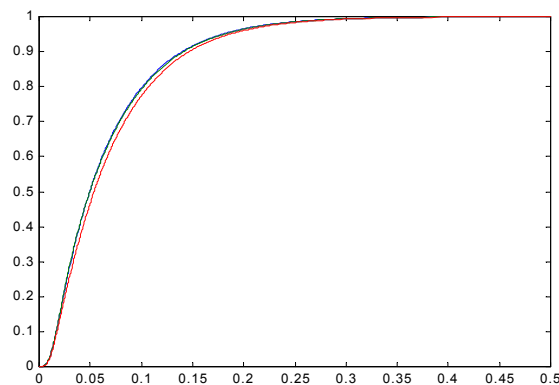


Рис. 6. Переходные процессы в объемно-дрессельном приводе с нелинейным управлением (4).

На Рис. 7. показан динамический отклик системы управления гидростатического привода с нелинейным управлением на гармонический входной управляющий сигнал.

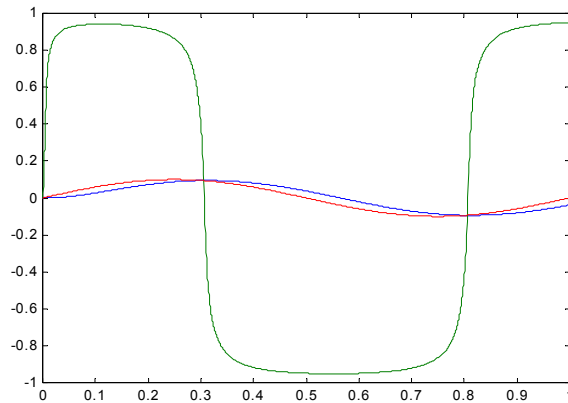


Рис. 7. Переходные процессы золотника ЭГУ и выходного звена объемно-дроссельного привода с нелинейным управлением.

Графики Рис. 5,6,7 получены расчетом исходных уравнений и подтверждают гипотезу о релейном режиме работы одного из управляющих каналов в нелинейной системе управления. Как мы видим, золотник распределителя находится в квазирелейном режиме, а «основной» закон управления обеспечивает насос. Таким образом, в нашей системе управления условно можно выделить два канала управления. Один работает в обычной линейной моде, назовем данный канал управляющим. Второй канал работает в квазирелейном режиме, назовем его релейным каналом.

Представленная нелинейная система управления нуждается в экспериментальной проверке. Сегодня мы можем прогнозировать ряд полезных свойств созданной нелинейной системы управления.

Полное открытие золотника в релейном режиме означает низкое сопротивление дросселя в линии нагнетания насоса. В соответствии с результатами исследований динамики аксиально-поршневого насоса, в данном случае не должно происходить забросов давления в плунжере насоса и в линии предохранительного клапана, характерных для линейной системы управления. Данное свойство полезно с позиций увеличения ресурса нашей механической системы.

Введенное возмущение  $Z$  есть не что иное, как квадратичная форма управления в выражении функционала в задаче минимума энергопотребления в консервативной системе. Поскольку  $Z$  имеет нулевое равновесное состояние, система управления должна иметь минимальное энергопотребление, что подтверждается расчетами. Оптимальное энергопотребление подтверждается расчетом.

В техническом плане, представленная система управления легко реализуется введением датчика положения золотника ЭГУ и датчика оборотов вала насоса.

**В четвертой главе** разрабатывается концепция программного контроля в многоканальной системе динамического управления. Управление каналами в такой системе осуществляется независимыми контроллерами с обменом данными через цифровые линии связи. Рассматривается гидропривод, в котором введена структурная избыточность по каналам управления и каналам контроля положения штока (выходного звена) в целях обеспечения устойчивости к электрическим отказам.

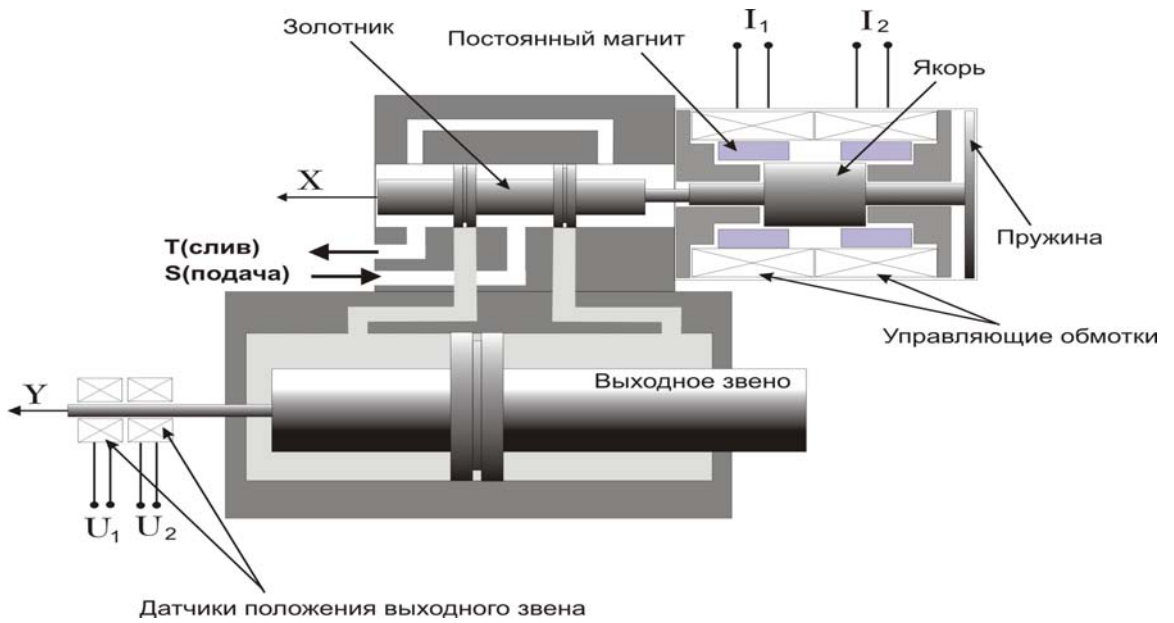


Рис. 8. Резервируемый привод.

На Рис. 8 представлена типовая и широко используемая структура резервируемого привода, в которой перемещение золотника обеспечивает электромагнитный преобразователь с несколькими управляющими обмотками. Положение выходного звена контролируется несколькими датчиками положения. Обычно в авиационном приводе уровень резервирования составляет четыре. Для простоты изложения, положим уровень резервирования равным двум. Следующие уравнения описывают работу привода.

$$\left\{ \begin{array}{l} L(X_1) = \alpha(2I_1 + \varepsilon) \\ T_1 \frac{dI_1}{dt} + I_1 + v_1 \frac{dX_1}{dt} = \beta_1 e_1 \\ \frac{dY_1}{dt} = K_q X_1 \end{array} \right. , \quad (11)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} L(X_2) = \alpha(2I_2 - \varepsilon) \\ T_2 \frac{dI_2}{dt} + I_2 + v_2 \frac{dX_2}{dt} = \beta_2 e_2 \\ \frac{dY_2}{dt} = K_q X_2 \end{array} \right. ,$$

$$\varepsilon = I_2 - I_1.$$

Уравнения (11) представлены в жордановой канонической форме. Форма определяет достаточно обширный класс систем управления с межканальным взаимодействием вида  $\varepsilon = I_2 - I_1$ . Изучается реакция представленной двухканальной системы управления на случайный управляющий сигнал  $u(t)$  с законом управления в



системе (11), заданным выражением  $e_i = u(t - \tau_i) - I_i - U_i$ , что означает обратную связь по току и положению выходного звена.

Для системы управления, которая состоит из независимых контроллеров, имеет место асинхронный режим работы каналов управления даже в случае синхронной передачи управляющего сигнала. Данный факт выражен задержкой  $\tau_i$  в законе управления. Для решения задачи синхронного управления в асинхронной системе предлагается статистический метод определения и оценки синхронизма.

Формализм решения использует понятие канал-модель, которое означает случай полной идентичности каналов системы (11) и условие  $\varepsilon = I_2 - I_1 = 0$ .

Анализ реакции системы (11) на управляющий сигнал, представляющий собой случайный процесс, показал, что в качестве количественной оценки синхронности можно принять соотношение спектральных плотностей выхода многоканальной системы и канал – модели. Уровень синхронности каналов в многоканальной системе при этом связан с формальным параметром эффективного времени корреляции сигнала управления, а именно, на уровень синхронности влияет соотношение эффективного времени корреляции сигнала и периода его квантования. Такой подход позволяет синхронизовать каналы в цифровой системе управления за счет изменения эффективного времени корреляции установкой соответствующего периода квантования в цифровом канале связи. Таким образом, одним из решений задачи синхронного управления резервами электрогидравлического привода в децентрализованной цифровой системе управления, является квантование управляющего сигнала с частотой, сравнимой с частотой квантования в канале управления приводом, прежде чем сигнал поступит на устройство выборки и хранения контроллера канала.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработаны методы идентификации и синтеза закона управления, которые легли в основу программного обеспечения контроллера мехатронного гидравлического усилителя.
2. Создана математическая модель распределения жидкости в аксиально-поршневом насосе, которая учитывает динамический характер процессов всасывания и нагнетания жидкости, при этом разработаны аналитические методы канонической теории возмущений для решения полученных нелинейных уравнений.
3. Выведено нестационарное линейное уравнение для скорости выходного звена гидростатического привода с двумя каналами управляющих воздействий – дроссельный канал ЭГУ и канал объемного управления посредством насоса переменной производительности.
4. Найден нелинейный закон управления гидростатическим приводом, учитывающий выведенный в работе мультипликативный характер управляющих воздействий. Закон управления делает характеристики нелинейного объекта управления инвариантными относительно амплитуды управляющего сигнала, а также обеспечивает нужную динамическую жесткость и способность работать в режиме энергосбережения.
5. Выведены условия синхронного режима задания управляющих воздействий в децентрализованной системе управления многоканального электрогидравлического привода. На основе полученных результатов реализован синхронный высокопроизводительный протокол межканального обмена данными каналов контроля.

## ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ.

**Публикации, входящие в перечень изданий и журналов, рекомендованных ВАК России**

1. Вашкевич, О.В. Автоструктуры в термоконвекции Релея - Бенара с неоднородным подогревом [Текст]/ О.В. Вашкевич, А.В. Гапонов-Грехов, А.Б. Езерский, М.Я. Рабинович // ДАН СССР. 1987. Т. 293. С. 563.
2. Вашкевич, О.В. Мехатронный электрогидравлический модуль с цифровым управлением [Текст]/ Н.Д. Поляхов, О.В. Вашкевич, В.Е. Кузнецов, А.В. Кузнецов, А.В. Беспалов, О.Э. Якупов // Известия СПбГЭТУ «ЛЭТИ» (Известия государственного электротехнического университета). Сер. «Автоматизация и управление». – СПб.: СПбГЭТУ «ЛЭТИ», 2006 № 1. – С. 43–46.
3. Вашкевич, О.В. Исследование динамики распределения жидкости в аксиально-поршневом насосе электрогидропривода с дросселированием потока в линиях всасывания и нагнетания. [Текст]/ Н.Д. Поляхов, О.В. Вашкевич, В.Е. Кузнецов, А.В. Кузнецов, А.В. Беспалов, О.Э. Якупов // Известия СПбГЭТУ «ЛЭТИ» (Известия государственного электротехнического университета). Сер. «Электротехника». – СПб.: СПбГЭТУ «ЛЭТИ», 2006 № 1. – С. 30–36.
4. Вашкевич, О.В. Адаптивная система управления гидроприводом. [Текст]/ Ю.А. Борцов, Н.Д. Поляхов, В.Е. Кузнецов, О.Э. Якупов, А.В. Кузнецов, О.В. Вашкевич // «Мехатроника, Автоматизация, Управление». 2007, №11, – С 12–15.

**Материалы конференций**

5. Вашкевич, О.В. Оценка устойчивости нелинейных систем на основе вычисления старшего ляпуновского показателя. [Текст]/ А.В. Беспалов, О.В. Вашкевич, В.Е. Кузнецов, Н.Д. Поляхов, О.Э. Якупов // Материалы Междунар. Конф. по мягким вычислениям и измерениям (SCM-2007), 25–27 июня 2007 г. – СПб., 2007. – Т.1. – С.107-112.