

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО–РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

На правах рукописи
УДК 629.014.7:62–235

САВИЦКИЙ
Виктор Сергеевич

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ И СОЗДАНИЕ МЕХАНИЗМА
УПРАВЛЕНИЯ ФРИКЦИОНАМИ АВТОМАТИЧЕСКОЙ
ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА**

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук
по специальности 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины»



Работа выполнена в ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет»

Научный руководитель

Тарасик Владимир Петрович, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Транспортные и технологические машины» ГУВПО «Белорусско-Российский университет», г. Могилёв

Официальные оппоненты:

Оппонирующая организация:

Защита состоится «___» _____ 2018 г. в ___ часов на заседании Совета по защите диссертаций Д 02.18.01 при ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет» по адресу: Республика Беларусь, 212030, г. Могилёв, пр-т Мира, 43, ауд. 323. Телефон учёного секретаря (+375-222) 22-11-93; e-mail: f_av@bru.mogilev.by

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет».

Автореферат разослан «___» _____ 2018 г.

Ученый секретарь
Совета по защите диссертаций
кандидат технических наук, доцент

А.С. Мельников



ВВЕДЕНИЕ

Одним из путей повышения технического уровня автомобиля, оснащённого гидромеханической передачей, является применение систем автоматического управления. В настоящее время ведущие мировые производители, такие как Allison, Komatsu, Caterpillar, ZF, DANA, разрабатывают и внедряют мехатронные системы автоматического управления (МСАУ) гидромеханическими передачами. Такая же проблема стоит и перед отечественным автомобилестроением.

Основными компонентами МСАУ являются микропроцессорный контроллер и электрогидравлический пропорциональный клапан (ЭГПК), представляющий собой механизм управления фрикционными (МУФ). Контроллер осуществляет реализацию алгоритма управления и формирует управляющие сигналы на переключение передач и блокирование гидротрансформатора. Управляющие сигналы контроллера воспринимаются механизмами управления фрикционными, непосредственно осуществляющими переключение передач.

Контроллер формирует характеристику управления фрикционными в зависимости от множества факторов (условий движения машины, управляющих воздействий водителя, загрузки машины), а механизм управления фрикционом должен с высокой точностью воспроизвести данную характеристику в виде давления в гидроцилиндре фрикциона. От совершенства конструкции МУФ и его функциональных характеристик зависят динамические нагрузки в трансмиссии, работа и мощность буксования фрикционов и их ресурс.

Применение импортных компонентов системы управления приводит к существенному удорожанию машины и зависимости от зарубежных производителей. По этой причине создание импортозамещающего механизма управления фрикционными представляет важную народнохозяйственную и научную проблему, для решения которой необходимо провести комплекс теоретических и экспериментальных исследований, создать методику проектирования МУФ, позволяющую обеспечить выполнение современных требований к качеству процесса переключения передач. В диссертационной работе рассматривается решение данной проблемы на примере карьерного самосвала БЕЛАЗ–7555Н.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Связь работы с крупными научными программами, темами

Тема диссертационной работы соответствовала приоритетному направлению научных исследований Республики Беларусь на 2011–2015 годы, п. 7.2. «Процессы функционирования машин и механизмов, механических, гидравлических, газовых и биомеханических систем, электронные системы управления узлами и агрегатами мобильных машин», утверждённому постановлением Совета Министров Республики Беларусь № 585 от 19 апреля 2010 г.

Соответствует также приоритетному направлению научных исследований Республики Беларусь на 2016–2020 годы, п. 7 «Системы и комплексы машин», утверждённому постановлением Совета Министров Республики Беларусь № 190 от 12 марта 2015 г.

Работа выполнялась в соответствии со следующими темами научных исследований, проводимых в рамках ГНТП «Машиностроение»:

– задание АТ–06.22 «Разработать и освоить производство мехатронной системы



управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ». Договор ХД № 10114 «Разработка компонентов мехатронной системы управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ» – № ГР 20110237. Заказчик работы – «Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси»;

– задание КТ–01.07 «Разработать и освоить производство самосвала карьерного грузоподъемностью 60 тонн с гидромеханической трансмиссией планетарного типа и ведущим мостом с усиленным дифференциалом, ресурсом пробега не менее 750 000 км». Договор № 600-12531 от 23.08.2011 г. «Разработать комплекс механизмов системы автоматического управления и диагностирования с пропорциональными клапанами для гидромеханической передачи планетарного типа самосвала карьерного с гидромеханической трансмиссией» – № ГР 20114003 от 14.10.2011 г. Заказчик работы – ОАО «Белорусский автомобильный завод»;

– задание КТ–01.07. Договор № 600-01765 от 01.01.2014 г. «Унифицировать и адаптировать конструкцию, состав и программное обеспечение МСАУ ГМП с/к БЕЛАЗ–7555Н с ПКП для новых модификаций самосвалов карьерных БЕЛАЗ г/п 45–60 тонн с вальными ГМП». Заказчик работы – ОАО «Белорусский автомобильный завод».

Цель и задачи исследования

Цель работы – обоснование параметров и создание механизма управления фрикционами гидромеханической передачи карьерного самосвала, обеспечивающего получение характеристик автоматического переключения передач с высокими показателями качества.

Для достижения цели поставлены следующие задачи:

- провести анализ существующих методик выбора параметров МУФ;
- проанализировать влияние условий движения карьерного самосвала на характеристики управления фрикционами ГМП и определить предъявляемые к ним требования;
- сформировать систему показателей качества процесса функционирования МУФ;
- разработать структурную и конструктивную схемы МУФ;
- разработать математическую модель и методику моделирования процесса функционирования мехатронной системы управления фрикционами гидромеханической передачи карьерного самосвала, позволяющую исследовать влияние параметров МУФ на показатели качества;
- выявить параметры МУФ, оказывающие существенное влияние на показатели качества, построить регрессионные зависимости показателей качества от параметров МУФ и провести их оптимизацию;
- разработать конструкцию МУФ с оптимальными параметрами;
- провести экспериментальные исследования разработанного МУФ и дать оценку влияния его параметров на динамические нагрузки в трансмиссии, удельную мощность и работу буксования фрикционов.

Объектом исследования является мехатронная система управления переключением передач гидромеханической трансмиссии. **Предмет исследования** – параметры и характеристики механизма управления фрикционами гидромеханической передачи.



Научная новизна

На основе математического моделирования процессов движения карьерного самосвала с гидромеханической передачей в различных дорожных условиях и уровнях нагрузки определены оптимальные характеристики управления фрикционными переключения передач и разработана методика проектирования механизмов управления фрикционными, позволяющая реализовать эти характеристики, определить параметры механизмов и обеспечить устойчивость их функционирования, снижение динамических нагрузок в трансмиссии, удельной мощности и работы буксования фрикционов и увеличение их ресурса.

Разработана математическая модель системы управления фрикционными, впервые учитывающая физические свойства всех компонентов системы (инерционные, упругие, диссипативные, трансформаторные) и характеристики их взаимодействия, позволяющая определить влияние параметров компонентов системы на критерии качества и эффективности её функционирования в процессе переключения передач и создать на её основе методику проектирования механизмов управления фрикционными.

Обоснованы и определены оптимальные структура и параметры запорно-регулирующих органов механизма управления фрикционными, создана его конструкция, не уступающая лучшим зарубежным образцам.

Положения, выносимые на защиту

1. Оптимальные характеристики управления фрикционными при переключении передач карьерного самосвала в зависимости от дорожных условий и уровня нагрузки.

2. Методика определения механизмов управления фрикционными гидромеханической передачи с мехатронной системой автоматического управления, основанная на математическом моделировании процесса функционирования механизма управления, параметрической оптимизации и экспериментальных исследованиях.

3. Математическая модель системы управления фрикционными, учитывающая физические свойства и динамическое взаимодействие всех её компонентов: шарового гидроклапана и пропорционального электромагнита регулятора давления; регулятора-распределителя с дифференциальным дросселирующим золотником; регулятора давления и подачи источника питания гидросистемы гидромеханической передачи; исполнительного гидроцилиндра фрикциона и гидромагистралей системы.

4. Полученные оптимальные значения параметров механизма управления фрикционными, расходные характеристики и конструктивное исполнение запорно-регулирующих органов механизма и устройств диссипации энергии колебаний золотника и снижение гистерезиса статической характеристики механизма.

5. Результаты стендовых испытаний механизмов управления фрикционными и ходовых испытаний самосвал по определению динамических нагрузок, работы и мощности буксования фрикционов.

Личный вклад соискателя

Цели и задачи исследования сформулированы совместно с научным руководителем д-ром техн. наук, проф. В.П. Тарасиком. Автором лично разработана математическая модель системы управления фрикционным гидромеханической передачи и проведены на её основе теоретические исследования. Экспериментальные исследования проведены совместно с канд-том. техн. наук, доц. Н.Н. Горбатенко и Р.В. Плякиным.



Апробация диссертации

Основные результаты исследований, включённые в диссертацию, докладывались на конференциях: «Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности» (Могилёв 2013, 2014, 2015 гг.), Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии (Могилёв 2015 г.), XVII Международной научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Исследования и разработки в области машиностроения, энергетики и управления» (Гомель 2017), в МГТУ им. Н.Э Баумана, г. Москва (2017 г.).

Опубликование результатов диссертации

Результаты исследований по теме диссертации опубликованы в двенадцати статьях в научных журналах, тезисах шести докладов на конференциях. Получено три патента на изобретения.

Структура и объём диссертации

Диссертация состоит из введения, общей характеристики работы, шести глав, заключения, списка использованных источников и приложений. Диссертация содержит 135 страниц основного текста, 76 рисунков, 29 таблиц.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Во **введении и общей характеристике работы** обоснована актуальность создания механизма управления фрикционными (МУФ) гидромеханической передачи карьерного самосвала, выполненного в виде электрогидравлического пропорционального клапана (ЭГПК). Сформулированы цель и задачи исследования, научная новизна и положения, выносимые на защиту.

В **первой главе** приводится описание объекта исследования – мехатронной системы автоматического управления гидромеханической передачей карьерного самосвала. Выполнен обзор существующих конструкций ЭГПК, применяемых в качестве механизмов управления фрикционными ГМП. Проведен анализ существующих методик выбора параметров и исследования физических свойств МУФ, выполненных в виде электрогидравлического пропорционального клапана. Исследованиями таких механизмов занимались А.А. Кириллов, И.И. Лещинский, А.С. Васильев, К.Н. Кусков, Н.Н. Горбатенко, Р.В. Плякин, Е.Я. Строк, В.В. Михайлов, М. Mallela, P. Samanuhut.

Анализ литературных источников позволил сделать следующие выводы: в ряде работ изложены методики только статического расчёта ЭГПК; существующие модели динамики процессов функционирования ЭГПК не учитывают физические свойства важных компонентов системы управления: регулятора давления, пропорционального электромагнита, переливного клапана, что снижает адекватность оценки объекта проектирования и не позволяет исследовать влияние параметров его компонентов на процесс функционирования системы управления и производить обоснованный выбор параметров ЭГПК; отсутствует анализ влияния параметров ЭГПК на критерии качества процесса его функционирования и рекомендации по выбору его параметров; не проводились исследования по анализу влияния параметров ЭГПК на динамические нагрузки в трансмиссии, работу и мощность буксования фрикционных.

В результате проведенного анализа были сформулированы цель и задачи исследования, представленные в общей характеристике работы.



Вторая глава посвящена анализу влияния режимов работы карьерного самосвала на характеристики управления фрикционами ГМП при переключении передач. С целью обоснования применения ЭГПК для управления ГМП карьерного самосвала проведены исследования по определению оптимальных характеристик управления фрикционами ГМП в различных дорожных условиях. Исследования проводились на основе математического моделирования процесса движения автомобиля с переключением передач.

Для получения математической модели составлена динамическая модель системы двигатель–трансмиссия–автомобиль–дорога, представленная на рисунке 1 [9, 10]: J – моменты инерции масс двигателя, трансмиссии, корпуса автомобиля; c – коэффициенты жёсткости элементов трансмиссии и шин ведущих колёс; μ – коэффициенты демпфирования; u – передаточные числа трансформаторных элементов; M_d – момент двигателя; M_c – момент сопротивления движению; Φ , T – фрикционные муфты и тормоза; ω – угловые скорости инерционных элементов.

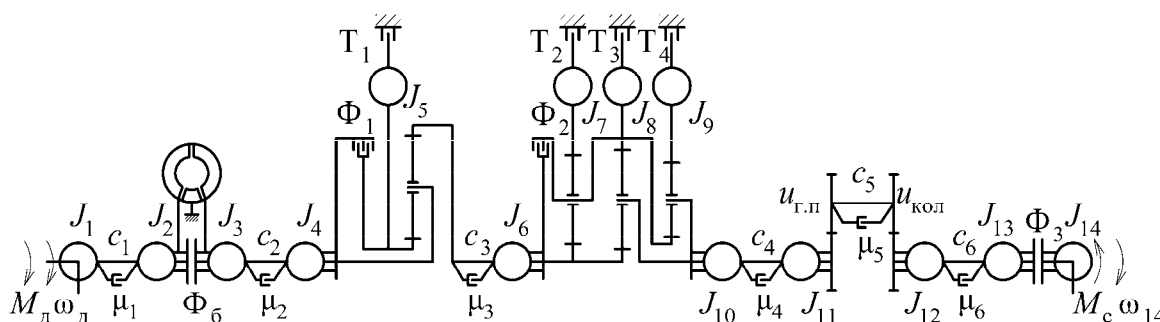


Рисунок 1. – Динамическая модель системы двигатель–трансмиссия–автомобиль–дорога

Проектные характеристики управления фрикционами в процессе переключения передач показаны на рисунке 2. Момент времени t_0 соответствует началу процесса переключения передач, а t_k – окончанию этого процесса. График $p_{\phi 1}$ представляет собой изменение давления в гидроцилиндре выключаемого фрикциона, а график

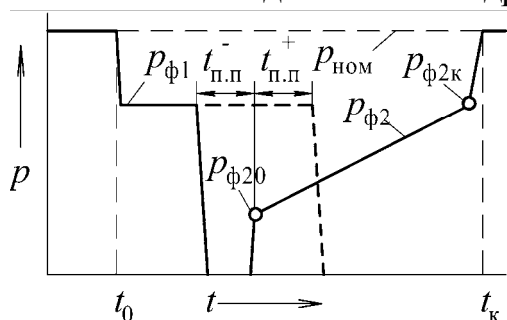


Рисунок 2. – Характеристики управления фрикционами

$p_{\phi 2}$ – включаемого. Параметры характеристики: начальное давление регулирования $p_{\phi 20}$, Па, скорость возрастания давления $k_p = dp_{\phi 2} / dt$, Па/с, время перекрытия передач $t_{п.п}$, с, которое может быть как отрицательным $t_{п.п}^-$, так и положительным – $t_{п.п}^+$. Отрицательное перекрытие означает, что в течение времени $t_{п.п}^-$ происходит разрыв между передачами, и к ведущим колесам энергия не под-

водится. При положительном перекрытии в течение времени $t_{п.п}^+$ включены две передачи, и к выходному валу ГМП энергия подводится непрерывно двумя параллельными потоками.

По динамической модели трансмиссии составлена математическая модель, представляющая собой систему нелинейных дифференциальных уравнений в нормальной форме Коши [10]. Математическая модель трансмиссии представляет собой систему уравнений вида:

$$\left. \begin{aligned} d\omega/dt &= f(M_B, M_y, M_d); \\ dM_y/dt &= f(\omega); \quad M_d = f(\omega), \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где M_y, M_d – моменты упругих и диссипативных элементов, M_B – воздействия.

Условия движения карьерного самосвала изменяются в довольно широких пределах. Для оценки их влияния на оптимальные характеристики управления фрикционами производилось моделирование движения порожнего и гружёного самосвала по горизонтальной дороге (уклон $h = 0$) и на уклоне $h = 0,06$ [9]. Решение задачи оптимизации осуществлялось на основе использования уравнений регрессий, связывающих между собой критерии качества и оптимизируемые параметры характеристики управления ($p_{\phi 0}, k_p, t_{п.п}$). Уравнения регрессий при этом получены по результатам планируемого вычислительного эксперимента на исходной математической модели (1). Для построения регрессионной модели принят квадратный полином. В качестве критериев качества приняты: удельные мощность $P_{уд}$, Вт/м², и работа буксования $W_{уд}$, Дж/м², фрикциона, максимальный момент упругого элемента на выходе коробки передач M_{y4} , Н·м, и максимальное ускорение автомобиля в процессе переключения передач a_{max} , м/с² [9]. На рисунке 3 приведены графики зависимостей критериев качества от нормированных значений оптимизируемых параметров (x_i), полученные по уравнениям регрессий.

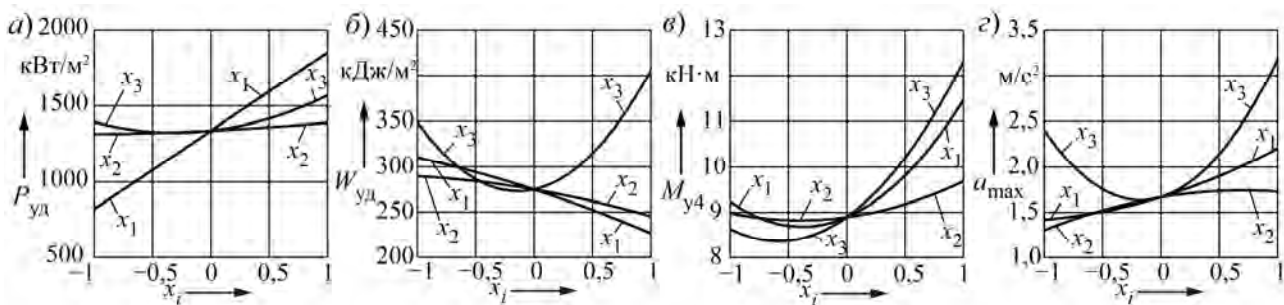


Рисунок 3. – Зависимости критериев качества от нормированных факторов $x_i, i = \overline{1, 3}$

Как видно из рисунка 3, критерии качества конфликтны на всём интервале варьирования факторов. Это означает, что улучшение одного критерия качества приводит к ухудшению другого. Следовательно, выбрать однозначно оптимальные параметры характеристик по графикам, приведенным на рисунке 3, не представляется возможным. Для поиска оптимальных параметров характеристик использована минимаксная стратегия [9]. Целевая функция минимакса $F(\vec{X})$ при наличии регрессионной математической модели объекта соответствует выражению

$$F(\vec{X}) = \sum_{j=1}^m c_j \left(\frac{y_j(\vec{X}) - y_{jextr}}{y_{jmax} - y_{jmin}} \right)^2, \quad (2)$$

где $y_j(\vec{X})$ – зависимость j -го критерия от вектора оптимизируемых параметров $\vec{X} = (x_1, x_2, \dots, x_n)$; n – количество оптимизируемых параметров; y_{jextr} – экстре-

мальное значение j -го критерия; $y_{j\min}, y_{j\max}$ – минимальное и максимальное значения j -го критерия, достигаемые в области варьирования факторов \bar{X} (находятся по графикам на рисунке 3, а–г); c_j – коэффициент веса, оценивающий значимость j -го критерия; m – количество критериев.

Оптимальные значения параметров соответствуют минимуму целевой функции. На рисунке 4 представлены полученные оптимальные характеристики управления для переключений $N \rightarrow 1$ (а) и $3 \rightarrow 4$ (б). Цифрой 1 обозначены характеристики переключения для порожнего автомобиля на горизонтальной дороге, цифрой 2 – для гружёного автомобиля на горизонтальной дороге, а цифрой 3 – для гружёного автомобиля на уклоне $h = 0,06$. Сплошными линиями изображены графики давления включаемого фрикциона $p_{\phi 2}$, а штриховыми – давление выключаемого фрикциона $p_{\phi 1}$ (см. рисунок 2). Аналогичные графики получены и для других переключений.

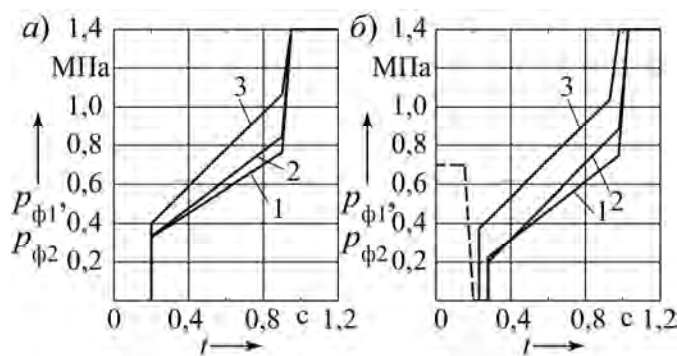


Рисунок 4. – Оптимальные характеристики управления

Из рисунка 4 следует, что параметры характеристик управления существенно зависят от условий движения самосвала. Это означает, что механизмы управления фрикционами для реализации данных характеристик должны быть адаптивными. Электрогидравлические пропорциональные клапаны позволяют обеспечить выполнение этого требования. Контроллер управления ГМП на основе информации о характеристиках процесса движения формирует командные сигналы тока управления, подаваемого в обмотку электромагнита, а ЭГПК преобразует этот сигнал в давление рабочей жидкости, поступающей в гидроцилиндр фрикциона.

Третья глава посвящена разработке конструкции механизма управления фрикционами ГМП карьерного самосвала. На основе технического задания ГНТП «Машиностроение» АТ–06.22 и с учётом проведенного обзора был разработан МУФ и изготовлены опытные образцы, которые подвергались испытаниям и доводке. На рисунке 5 представлена конструкция МУФ после её доработки, выполненной на основе проведенных теоретических и экспериментальных исследований.

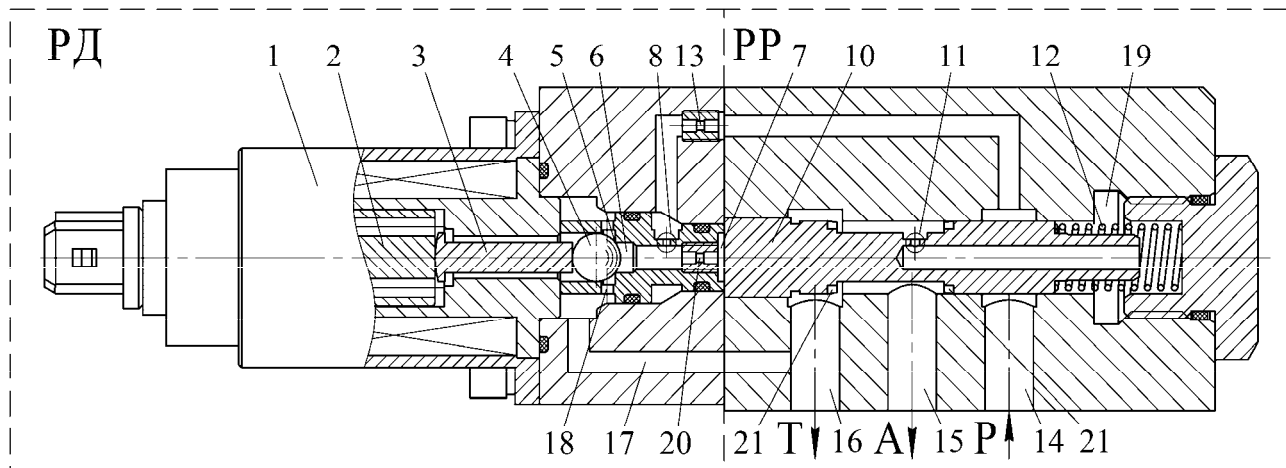


Рисунок 5. – Конструкция разработанного МУФ

МУФ выполнен в виде двухступенчатого ЭГПК, состоящего из регулятора давления (РД) с шаровым запорно-регулирующим органом и золотникового регулятора-распределителя (РР) [1, 13, 15]. РД состоит из пропорционального электромагнита 1, шарикового затвора 4, седла клапана 5 и камеры регулирования 6, соединённой через дроссель 20 с полостью управления 7 регулятором-распределителем. Эта полость через дроссели 8, 13 и 20 постоянно соединена с каналом 14 подвода рабочей жидкости от гидронасоса. Основными элементами РР являются золотник 10 и пружина 12. Канал 14 РР соединён с гидронасосом, канал 15 – с гидроцилиндром фрикциона, а канал 16 – с гидробаком.

Отличиями данной конструкции МУФ от существующих является наличие межкамерного дросселя 20, который служит для демпфирования колебаний золотника, а также наличие проточек 21 на кромках 22 поясков золотника, благодаря которым при его перемещении площади проходных сечений изменяются плавно. Это уменьшает амплитуды колебаний золотника и стабилизирует процесс его осциллирующих перемещений [14, 20]. Регулятор-распределитель может изготавливаться с различными перекрытиями $\Delta_{\text{п}}$ дросселирующих щелей: положительным, отрицательным и нулевым.

МУФ работает следующим образом. При подаче тока в обмотку электромагнита 1 на шариковый затвор 4 с одной стороны действует усилие электромагнита 1 через толкатель 3, а с другой стороны – усилие давления жидкости в полости управления 7. В результате шариковый затвор 4 займёт положение, при котором часть жидкости, поступающая через дроссели 8 и 13, сливается в гидробак, а другая часть – поступает в полость управления 7. При этом давление в полости 7 будет пропорционально току, протекающему в обмотке пропорционального электромагнита 1.

На золотник 10 с одной стороны действует сила давления жидкости в полости управления 7, а с другой – усилие пружины 12 и давление жидкости в полости обратной связи 19, в которую поступает рабочая жидкость через дроссель 11. В результате золотник 10 займёт положение, при котором часть жидкости, подаваемая гидронасосом через канал 14, поступает через канал 15 в гидроцилиндр фрикциона, а часть – сливается в гидробак через канал 16. Дроссели 11 и 20 необходимы для демпфирования колебаний золотника 10. Давление жидкости в канале 15 будет пропорционально давлению в полости управления 7, которое, в свою очередь, пропорционально току. Таким образом, давление жидкости в канале 15 управлением фрикционом пропорционально току, протекающему в обмотке электромагнита 1.

Для определения параметров регулятора давления составлена математическая модель, представляющая собой систему алгебраических уравнений, позволяющая

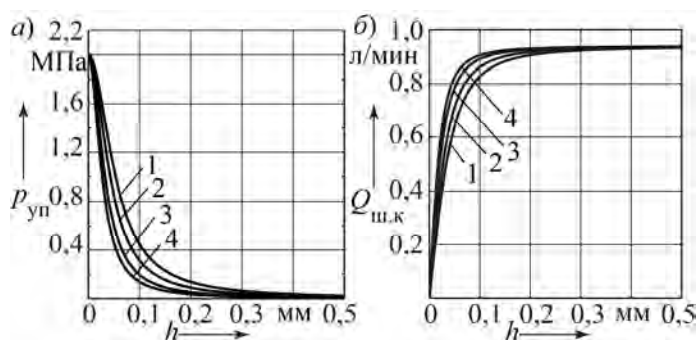


Рисунок 6. Характеристики РД

определять расход рабочей жидкости через клапан и давление, поддерживаемое клапаном в зависимости от перемещения шарового запорно-регулирующего органа [3]. На рисунке б представлены основные характеристики шарового клапана в зависимости от перемещения шарика h при следующих значениях диаметров шарика и седла: 1 – $d_{\text{ш}} = 4,763$ мм; $d_{\text{с}} = 2,5$ мм; 2 – $d_{\text{ш}} = 6,350$ мм;

$d_c = 3$ мм; $3 - d_{ш} = 7,938$ мм; $d_c = 4$ мм; $4 - d_{ш} = 9,0$ мм; $d_c = 5$ мм.

С уменьшением диаметра шарика и седла клапана происходит более плавное изменение давления в полости управления при изменении перемещения шарика. Расход рабочей жидкости на слив в выключенном состоянии практически не зависит от диаметра шарика. С увеличением диаметров дросселей 8 и 13 на входе регулятора давления происходит более плавное изменение управляющего давления в зависимости от величины перемещения шарика, но при этом существенно возрастает расход рабочей жидкости на слив. В результате выполненного исследования приняты следующие параметры регулятора давления: диаметр шарика 7,938 мм, диаметр седла 4 мм, диаметры дросселей 8 и 13 приняты равными 0,8 мм.

В **четвёртой** главе разработана динамическая модель системы управления фрикционом, представленная на рисунке 7 [5, 11, 16], которая предназначена для анализа переходных процессов.

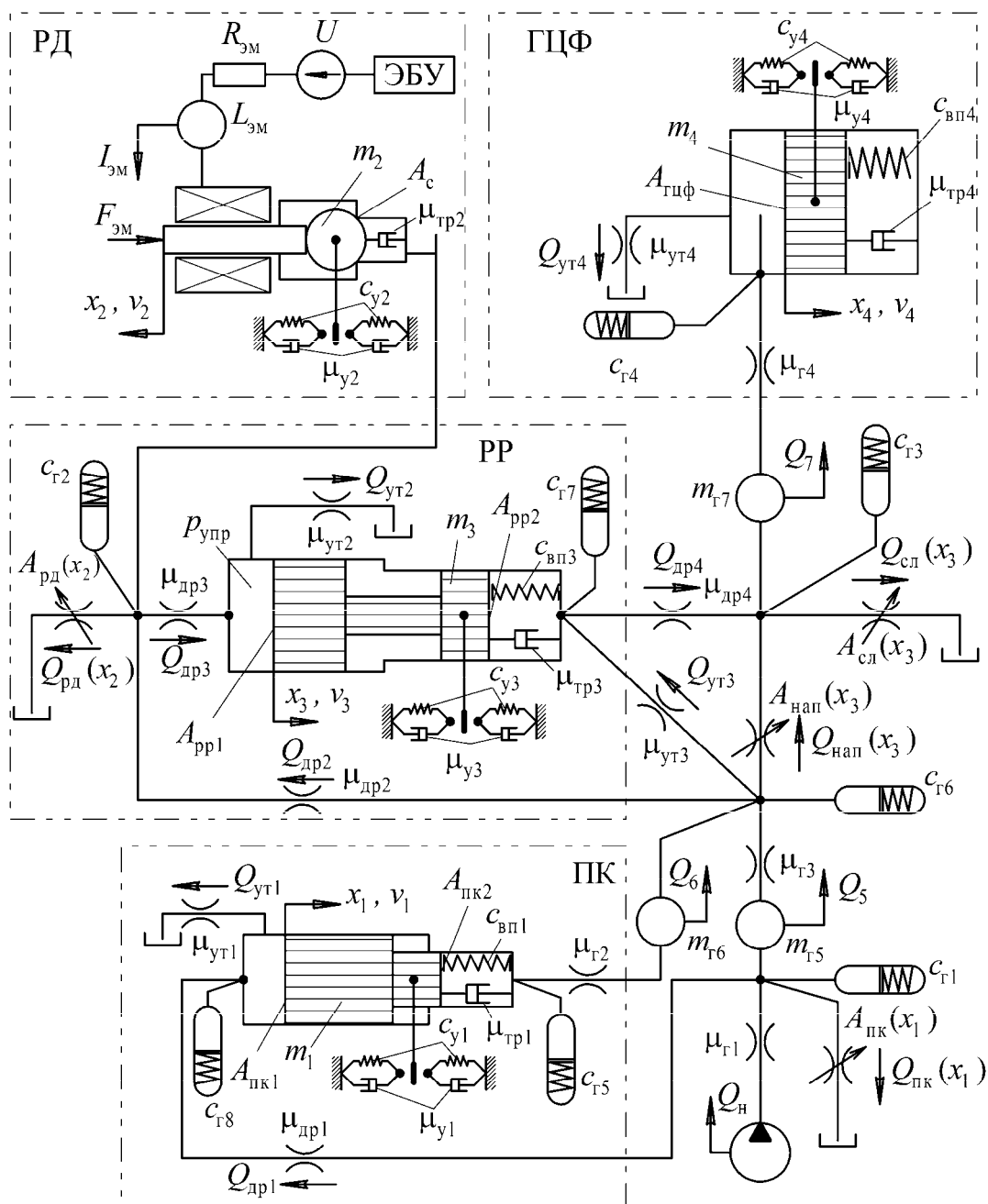


Рисунок 7. – Динамическая модель системы управления фрикционом

В отличие от существующих она учитывает инерционные, упругие, диссипативные и трансформаторные свойства всех компонентов системы гидропривода и её гидромагистралей, нелинейные характеристики регулятора давления (РД), регулятора-распределителя (РР), переливного клапана (ПК) и гидроцилиндра фрикциона (ГЦФ), а также физические свойства пропорционального электромагнита. Параметры модели: m – массы, v – скорости, x – перемещения подвижных элементов ПК, РД, РР, ГЦФ; Q – расходы жидкости, c – коэффициенты жёсткости, A – площади, μ – коэффициенты демпфирования, $F_{эм}$ – сила, развиваемая электромагнитом. Модель отображает 7 степеней свободы системы.

По динамической модели системы управления фрикционом составлена математическая модель, представляющая собой систему нелинейных дифференциальных уравнений в нормальной форме Коши 25-го порядка [5, 11]. Система дифференциальных уравнений дополнена системой нелинейных алгебраических уравнений, которая описывает расходы жидкости через постоянные дроссели и дроссели переменного сечения, образованные запорно-регулирующими органами переливного клапана, регулятора давления и регулятора-распределителя. Математическая модель управления фрикционом представляет собой систему уравнений вида:

$$\left. \begin{aligned} dv/dt &= f(F_{эм}, F_y, F_d); dF_y = f(v); F_d = f(v); dx/dt = f(v); Q_{зро} = f(x, p_y); \\ dQ/dt &= f(p_y, p_d); dp_y = f(Q); p_d = f(Q); Q_{др} = f(p_y); dI_{эм} = f(U), \end{aligned} \right\} (3)$$

где F_y , p_y – потенциалы упругих элементов (силы и давления), F_d , p_d – потенциалы диссипативных элементов, $Q_{др}$ – расходы жидкости через постоянные дроссели, $Q_{зро}$ – расходы жидкости через дроссели переменного сечения, образованные запорно-регулирующими органами ПК, РД, РР.

Для оценки качества процесса функционирования МУФ приняты шесть критериев: время перемещения золотника РР до полного открытия напорной щели при включении МУФ t_{pp} ; время заполнения гидроцилиндра $t_{зап}$; время переходного процесса $t_{п}$ на этапе регулирования; коэффициент динамичности давления при переходе к этапу регулирования $k_{др}$; гистерезис характеристики включения t_{on} ; гистерезис характеристики выключения t_{off} .

С целью оценки достоверности результатов, получаемых в результате моделирования, проведена проверка адекватности разработанной математической модели. Использована дисперсионная оценка для сравнения критериев качества, полученных расчётным путём, с критериями, полученными экспериментально.

В пятой главе выполнен анализ процессов функционирования механизма управления фрикционами гидромеханической передачи и разработаны рекомендации по выбору его параметров. Проведены исследования влияния основных конструктивных параметров МУФ на критерии качества его функционирования при включении фрикциона. Для этого использована математическая модель переходных процессов гидропривода системы управления фрикционами (3). Исследованиям подвергались следующие параметры МУФ: соотношение диаметров поясков золотника РР d_{pp1} и d_{pp2} ; глубина h проточек на золотнике; диаметр двух дросселей $d_{др2}$ на входе РД (дроссели 13 и 8 на рисунке 5); коэффициент жесткости пружины РР $c_{вп3}$;



величина перекрытия дросселирующих щелей Δ_{Π} ; диаметр дросселя $d_{др4}$ обратной связи РР (дроссель 11 на рисунке 5); диаметр дросселя $d_{др3}$ на входе камеры управления РР (дроссель 20 на рисунке 5). На рисунках 8 и 9 показаны графики, отображающие зависимости критериев качества $t_{зап}$, t_{Π} , $k_{др}$, t_{on} , t_{off} и t_{pp} от параметров МУФ Δ_{Π} и $d_{др3}$. Графики остальных критериев качества приведены в диссертации.

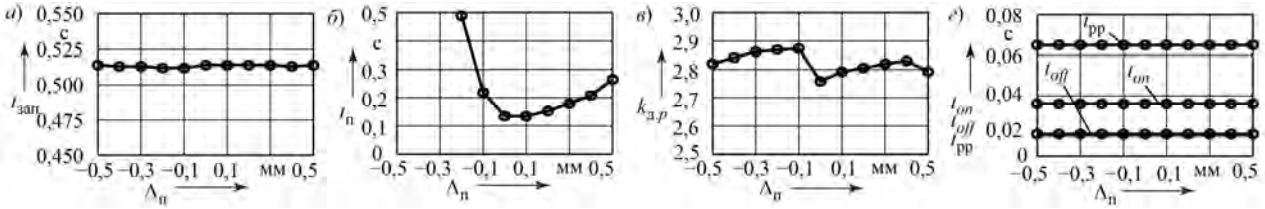


Рисунок 8. – Зависимости критериев качества функционирования МУФ от Δ_{Π}

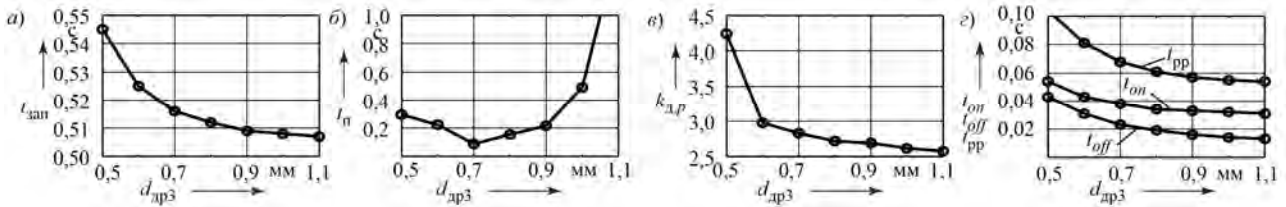


Рисунок 9. – Зависимости критериев качества функционирования МУФ от $d_{др3}$

Как видно из рисунков 8 и 9, критерии качества процесса функционирования МУФ конфликтны, что потребовало проведения оптимизации параметров МУФ [6, 11]. Решение задачи оптимизации проведено на основе использования уравнений регрессий, связывающих между собой критерии и оптимизируемые параметры МУФ. Уравнения регрессий получены по результатам планируемого вычислительного эксперимента на исходной математической модели (3). Для построения регрессионной модели принят квадратный полином.

В качестве критериев качества приняты: время заполнения гидроцилиндра $t_{зап}$; время переходного процесса t_{Π} на этапе регулирования; коэффициент динамичности давления при переходе к этапу регулирования $k_{др}$; гистерезис характеристики включения t_{on} . На рисунке 10 приведены графики зависимостей критериев качества от нормированных значений оптимизируемых параметров, полученные по уравнениям регрессий.

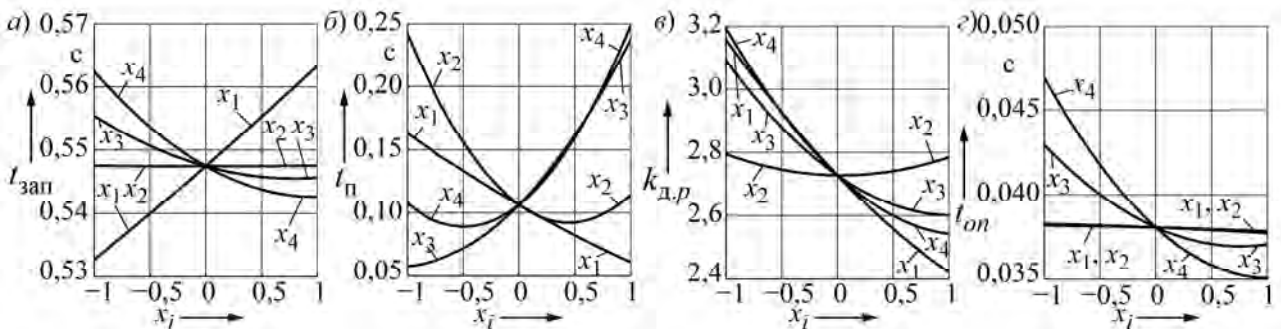


Рисунок 10. – Зависимости критериев качества процесса функционирования МУФ $t_{зап}$, t_{Π} , $k_{др}$, t_{on} от нормированных факторов $x_i, i = \overline{1,4}$



Для формирования целевой функции использована минимаксная стратегия. Целевая функция минимакса $F(\vec{X})$ вычисляется по формуле (2). Оптимальные значения параметров соответствуют минимуму целевой функции. Приняты следующие значения коэффициентов веса: $c_1 = 0,1$; $c_2 = 0,35$; $c_3 = 0,3$; $c_4 = 0,25$. Получены искомые оптимальные значения параметров МУФ: $c_{вп3} = 3,617$ Н/мм; $\Delta_{п} = 0,185$ мм; $d_{др4} = 0,777$ мм; $d_{др3} = 0,93$ мм.

На рисунке 11, а представлены результаты моделирования включения фрикциона с исходными параметрами МУФ, а на рисунке 11, б – с оптимальными параметрами. На графиках приняты следующие обозначения: $I_{эм}$ – ток в обмотке электромагнита; p_{y1} – давление, поддерживаемое ПК; p_{y2} – давление на выходе РД; p_{y4} – давление в ГЦФ.

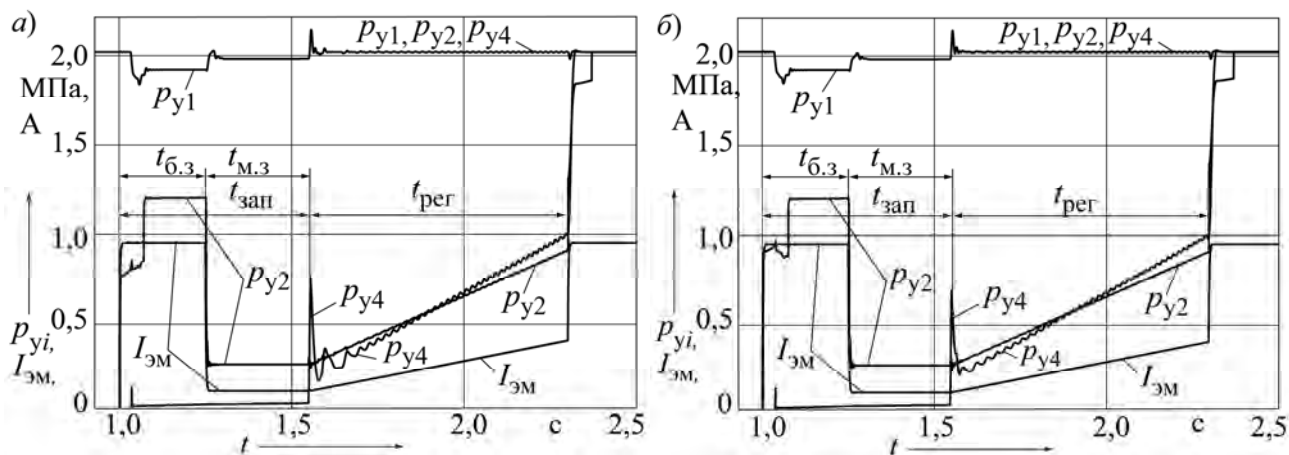


Рисунок 11. – Результаты моделирования включения фрикциона

Использование оптимальных параметров приводит к улучшению критериев качества $t_{зап}$, $t_{п}$, $k_{др}$, t_{on} , t_{off} и t_3 соответственно на 2, 34,2, 20, 8,5, 10,5 и 18,3 %. Таким образом, разработанная методика проектирования МУФ обеспечивает получение характеристики управления с высокими показателями качества.

В **шестой главе** представлены результаты экспериментальных исследований механизма управления фрикционами гидромеханической передачи.

Проведены стендовые испытания механизма управления. Испытанию подвергалась опытная партия в 20 шт. Для каждого образца определялась статическая характеристика в виде зависимости давления в гидроцилиндре $p_{вых}$ от тока в обмотке электромагнита $I_{эм}$ и выходная характеристика процесса включения гидроцилиндра стенда, имитирующего гидроцилиндр фрикциона. Фотография испытательного стенда представлена на рисунке 12. На нём обозначены: 1 – МУФ; 2 – датчик давления в гидроцилиндре; 3 – насосная станция; 4 – плата сбора данных *National Instruments USB 6009*; 5 – контроллер управления; 6 – источник постоянного напряжения 24 В; 7 – гидроцилиндр; 8 – датчик давления системы управления; 9 – датчик температуры масла; 10 – датчик давления РД.

Проведены испытания МУФ на утечки рабочей жидкости. В выключенном состоянии утечки через все МУФ близки к расчетному значению 0,8 л/мин, а во включенном состоянии практически равны нулю.

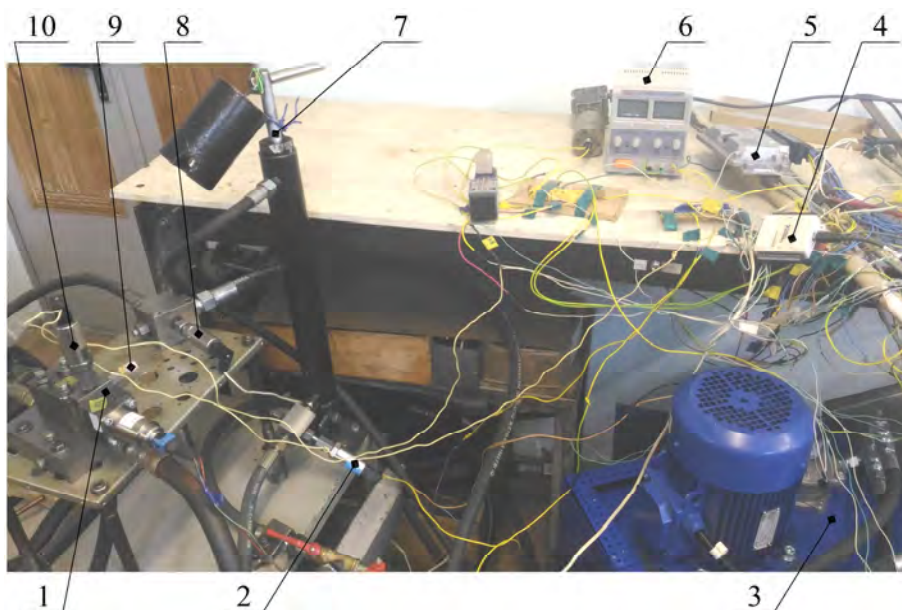


Рисунок 12. – Испытательный стенд

На рисунке 13, а представлена статическая характеристика МУФ, а на рисунке 13, б – выходные характеристики МУФ. Снижение гистерезиса статической характеристикой МУФ достигалось осцилляцией тока управления электромагнитом. Для определения параметров осцилляции проведены экспериментальные исследования. Результаты исследований

приведены в диссертации. Минимальное значение гистерезиса получено при частоте 166 Гц и амплитуде 37,5 мА и составляет 4,25 %.

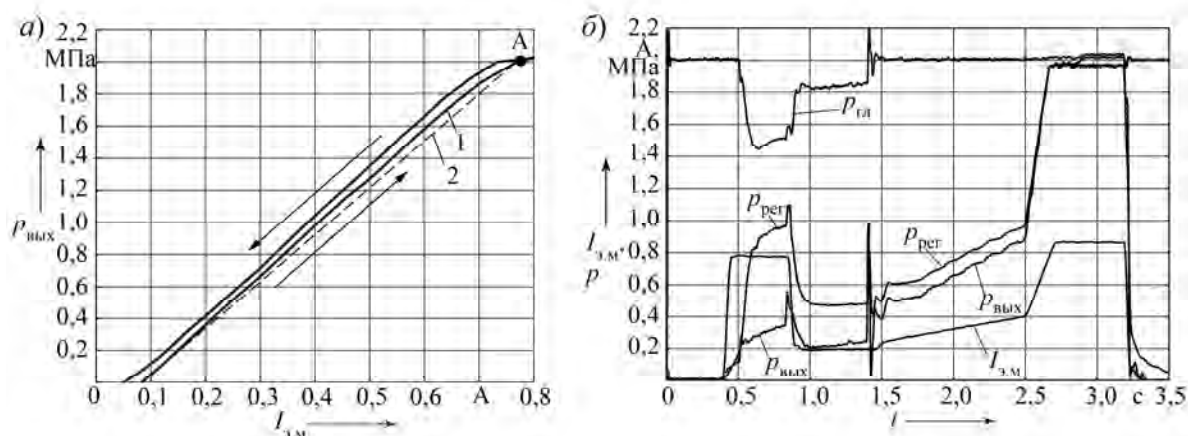


Рисунок 13. – Результаты стендовых испытаний

Выполнено сравнение линейности статических характеристик созданного МУФ и зарубежных пропорциональных клапанов Comatrol XRP 044, HydraForce TS98-T34 и Thomas Magnete PPCP09-HFPPRV-V2. Величина нелинейности оценивалась отношением максимальной ширины петли, образованной статической характеристикой (линия 1) и её линейризацией (линия 2), к максимальному давлению, поддерживаемому клапаном (точка А). Величина нелинейности статической характеристики у разработанного МУФ составляет 3,8 %, у клапана Comatrol XRP 044 – 13,3 %, HydraForce TS98-T34 – 12,9 %, Thomas Magnete PPCP09-HFPPRV-V2 – 14,6 %. Таким образом, разработанный МУФ существенно превосходит зарубежные аналоги по показателю линейности статической характеристики.

Для оценки эффективности выполненных теоретических исследований и принятых на их основе конструктивных решений проведены полигонные испытания карьерного самосвала, укомплектованного разработанными МУФ с исходными и оптимальными параметрами [8, 17]. На рисунке 14 изображено расположение МУФ на ГМП. Критериями качества приняты максимальный момент на карданном валу меж-

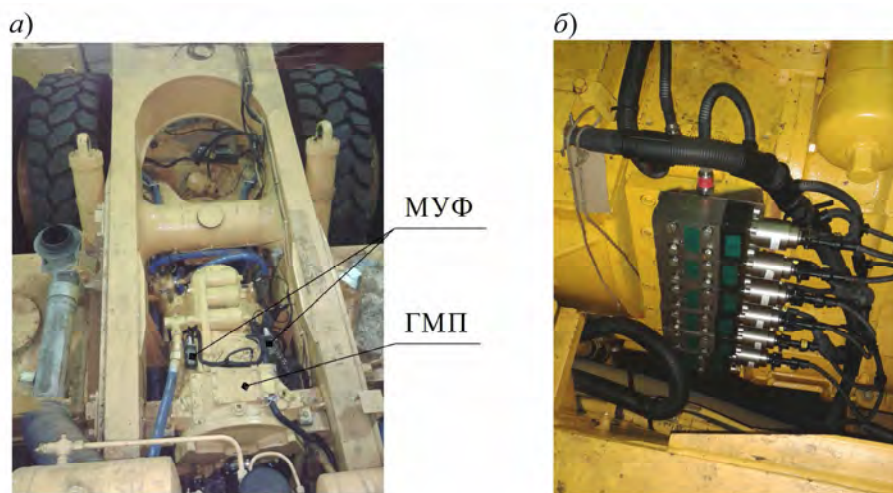
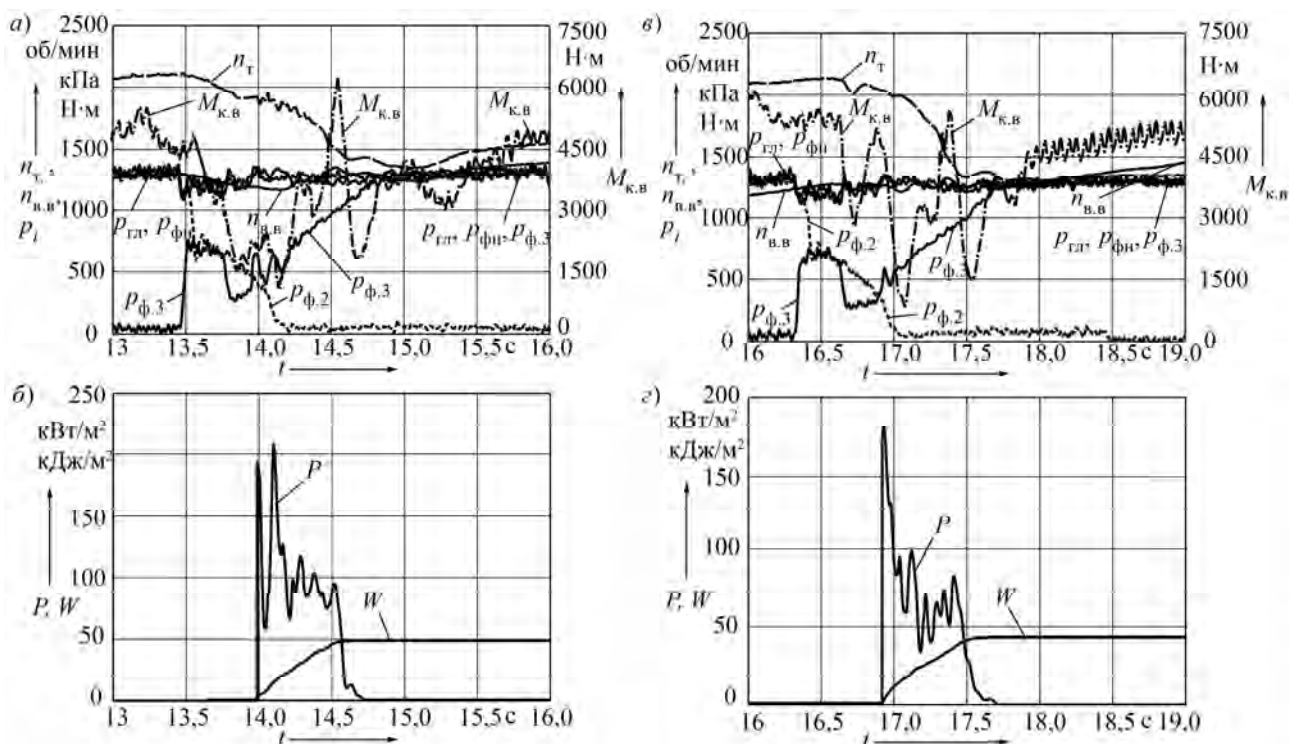


Рисунок 14. – Расположение МУФ на ГМП

ду ГМП и главной передачей $M_{к.в}$, удельная мощность $P_{ф.уд}$ и удельная работа буксования включаемого фрикциона $W_{ф.уд}$.

На рисунке 15 представлены графики процессов переключения 2 → 3 с исходными параметрами (а, б) и с оптимальными параметрами (в, г).

При оптимальных параметрах (рисунок 15 в, г) процессы переключения передач характеризуются меньшими колебаниями давления в гидроцилиндрах фрикционов $P_{\phi i}$, момента на карданном валу $M_{к.в}$ и частоты вращения турбины n_T .



а, б) МУФ с исходными параметрами; в, г) МУФ с оптимальными параметрами

Рисунок 15. Графики переходных процессов при переключении со второй на третью передачу

Установлено, что применение МУФ с оптимальными параметрами на режиме трогания с места приводит к улучшению критериев качества $M_{к.в}$, P_{ϕ} и W_{ϕ} соответственно на 13,1, 16,1 и 15,2 %. Для переключения со второй на третью передачу улучшение показателей составило: $M_{к.в}$ – 9,8 %, $P_{ф.уд}$ – 14,0 %, $W_{ф.уд}$ – 13,1 %.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные научные результаты диссертации

1. На основе математического моделирования процессов движения карьерного самосвала с гидромеханической передачей в различных дорожных условиях и уровнях нагрузки определены оптимальные характеристики управления фрикционными переключения передач и разработана методика проектирования механизмов управления фрикционными, позволяющая реализовать эти характеристики, определить параметры механизмов и обеспечить устойчивость их функционирования, снижение динамических нагрузок в трансмиссии, удельной мощности и работы буксования фрикционов и увеличение их ресурса. [11].

2. Разработана математическая модель системы управления фрикционными гидромеханической передачи карьерного самосвала. Отличие её от существующих моделей – полный учёт физических свойств (инерционных, упругих, диссипативных, трансформаторных) и выходных характеристик всех компонентов системы: шарового гидроклапана и пропорционального электромагнита регулятора давления, регулятора-распределителя с дифференциальным дросселирующим золотником, регулятора давления и подачи источника питания гидросистемы гидромеханической передачи, исполнительного гидроцилиндра фрикциона и гидромагистралей системы [5, 11].

3. На основе математического моделирования выявлены параметры механизма управления фрикционными, оказывающие существенное влияние на критерии качества процесса регулирования управляющего давления: коэффициент жесткости пружины регулятора-распределителя $c_{вп3}$, величина перекрытия его дросселирующих щелей $\Delta_{п}$, диаметр дросселя $d_{др4}$ обратной связи и диаметр дросселя $d_{др3}$ на входе камеры управления регулятора-распределителя.

Критериями оценки качества приняты: время перемещения золотника регулятора-распределителя до полного открытия напорной щели при включении механизма управления фрикционом t_{pp} ; время заполнения гидроцилиндра $t_{зап}$; время переходного процесса $t_{п}$ на этапе регулирования давления; коэффициент динамичности управляемого давления $k_{др}$; гистерезис характеристик включения t_{on} и выключения t_{off} механизма управления фрикционом [5, 11].

4. Установлено, что критерии качества конфликтны на всём интервале варьирования параметров, поэтому поставлена и решена задача их оптимизации на основе полученной при проведении планируемых вычислительных экспериментов регрессионной модели, связывающей между собой критерии и оптимизируемые параметры.

В результате получены оптимальные значения параметров механизма управления фрикционом: $c_{вп3} = 3,617$ Н/мм; $\Delta_{п} = 0,185$ мм; $d_{др4} = 0,777$ мм; $d_{др3} = 0,93$ мм. Соотношение диаметров поясков дифференциального золотника при этом не должно превышать 1,1...1,15. Показатели качества, вычисленные по уравнениям регрессии: $t_{зап} = 0,550$ с; $t_{п} = 0,079$ с; $k_{др} = 2,523$; $t_{on} = 0,035$ с.

Улучшение критериев качества по сравнению с механизмом с исходными параметрами составило: $t_{зап} - 2\%$; $t_{п} - 34,2\%$; $k_{др} - 20\%$; $t_{on} - 8,5\%$; $t_{off} - 10,5\%$;



$t_3 - 18,3\%$ [6, 11].

5. Проведенными полигонными испытаниями карьерного самосвала, укомплектованного разработанными механизмами управления фрикционными с исходными и оптимальными параметрами, установлено, что при оптимальных параметрах на режиме трогания с места снижение максимального момента на карданном валу между ГМП и главной передачей $M_{к.в}$ составило 13,1 %, удельной мощности буксования включаемого фрикциона $P_{ф.уд}$ – 16,1 %, удельной работы буксования $W_{ф.уд}$ – 15,2 %. Для переключения со второй на третью передачу снижение показателей составило: $M_{к.в}$ – 9,8 %, $P_{ф.уд}$ – 14,0 %, $W_{ф.уд}$ – 13,1 % [8].

6. Разработана конструкция механизма управления фрикционом. Предложены и реализованы новые конструктивные решения запорно-регулирующих органов и определены их рациональные параметры: диаметр седла шарового гидроклапана регулятора давления 4 мм; на его входе установлены последовательно два дросселя диаметром 0,8 мм, что обеспечивает расход рабочей жидкости на слив в выключенном состоянии не более 0,8 л/мин; на дросселирующих поясах дифференциального золотника выполнены проточки, обеспечивающие плавное прогрессивное изменение площадей дросселирующих щелей, а между рабочими камерами регулятора давления и регулятора распределителя введён дроссель диаметром 0,8 мм, что в совокупности с положительным перекрытием дросселирующих щелей $\Delta_{п} = 0,1...0,2$ мм обеспечивает плавное изменение подачи рабочей жидкости к управляемому гидроцилиндру фрикциона и диссипацию энергии колебаний, снижая их амплитуды и повышая устойчивость процесса регулирования [6, 11].

Рекомендации по практическому использованию результатов

1. Разработанные математические модели системы управления фрикционными гидромеханической передачи карьерного самосвала, методика определения параметров механизма управления и конструкторская документация на разработанный механизм переданы ОАО «БЕЛАЗ» – управляющая компания холдинга «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ». Созданные механизмы управления фрикционными использованы на опытных образцах самосвалов БЕЛАЗ.

2. Разработанная методика и математические модели могут быть использованы предприятиями, занимающимися созданием и производством мехатронных систем управления автоматическими трансмиссиями и другими механизмами мобильных машин.

3. Разработан и изготовлен на кафедре «Транспортные и технологические машины» Белорусско-Российского университета стенд, обеспечивающий полную имитацию реальных условий работы механизма управления фрикционом в составе гидромеханической передачи, использующийся для проведения контрольных проверок и испытаний механизмов управления фрикционными, поступающих на сборку и комплектацию гидромеханических передач с мехатронным управлением карьерных самосвалов БЕЛАЗ. Созданный стенд также используется в учебном процессе при подготовке студентов по специальности 1–37. 01. 02 «Автомобилестроение».



СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ СОИСКАТЕЛЯ

Статьи в научных изданиях, рекомендованных ВАК

1. Тарасик, В. П. Электрогидравлический механизм управления фрикционными гидромеханической передачи / В. П. Тарасик, Ю. С. Романович, В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 2 (35). – С. 89–100.
2. Тарасик, В. П. Выбор кинематической схемы планетарной коробки передач карьерного самосвала / В. П. Тарасик, В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2013. – № 3 (40). – С. 57–66.
3. Тарасик В.П. Исследование характеристик электрогидравлических пропорциональных клапанов / В.П. Тарасик, Н.Н. Горбатенко, В.С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2014. – № 1 (42). – С. 52–65.
4. Тарасик, В. П. Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей мобильных машин / В. П. Тарасик, Н.Н. Горбатенко, Р.В. Плякин, В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2015. – № 2 (47). – С. 68–80.
5. Савицкий, В. С. Математическая модель механизма управления фрикционными гидромеханической передачи карьерного самосвала / В. С. Савицкий, В. П. Тарасик // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2016. – № 2 (51). – С. 71–82.
6. Тарасик, В. П. Оптимизация параметров механизма управления фрикционными гидромеханической передачи / В. П. Тарасик, В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2016. – № 2 (51). – С. 102–111.
7. Тарасик, В. П. Экспериментальные исследования механизма управления фрикционными автоматической трансмиссии / В. П. Тарасик, В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2016. – № 3 (52). – С. 95–106.
8. Савицкий В.С. Экспериментальные исследования переходных процессов в трансмиссии при управлении переключением передач посредством пропорциональных клапанов / В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2017. – № 1 (54). – С. 84–88.
9. Савицкий В.С. Влияние характеристик управления переключением передач на показатели качества переходных процессов / В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2017. – № 4 (57). – С. 69–80.

Зарубежные научные издания

10. Тарасик, В. П. Прогнозирование нагруженности механизмов гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала на основе математического моделирования / В.П. Тарасик, Р.В. Плякин, Ю.С. Романович, В.С. Савицкий, В.В. Региня // Грузовик. – 2013 – №6. – С. 10–18.
11. Тарасик, В. П. Методика проектирования механизма управления фрикционными гидромеханической передачи на основе математического моделирования процесса его функционирования / В. П. Тарасик, В. С. Савицкий // Грузовик. – 2016 – №6. – С. 3–12.
12. Тарасик, В. П. Экспериментальные исследования электрогидравлического пропорционального клапана мехатронной системы управления автоматической коробкой передач / В. П. Тарасик, В. С. Савицкий // Тракторы и с-х. машины – 2016. – № 9. – С. 10–18.

Материалы конференций

13. Савицкий, В.С. Электрогидравлический механизм управления фрикционными гидромеханической передачи / В.С. Савицкий // Новые материалы, оборудование и



технологии в промышленности: материалы междунар. науч.-техн. конф. молод. ученых / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Белорус.-Рос. ун-т; редкол. : И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2013. – 244 с. : ил. – С. 103.

14. Савицкий, В.С. Исполнительные механизмы систем управления гидромеханическими передачами / В.С. Савицкий // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы междунар. науч.-техн. конф. молод. ученых / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Белорус.-Рос. ун-т; редкол. : И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2014. – 236 с. : ил. – С. 133.

15. Савицкий, В.С. Пропорциональный клапан управления фрикционными гидромеханической передачи / В.С. Савицкий // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы междунар. науч.-техн. конф. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Белорус.-Рос. ун-т; редкол. : И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2015. – 403 с. : ил. – С. 211–212.

16. Савицкий, В.С. Моделирование гидропривода управления фрикционными гидромеханической передачи / В.С. Савицкий // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы междунар. науч.-техн. конф. молод. ученых / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Белорус.-Рос. ун-т; редкол. : И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2015. – 227 с. : ил. – С. 104.

17. Савицкий В.С. Экспериментальные исследования механизма управления фрикционными гидромеханической передачи карьерного самосвала / В.С. Савицкий // Исследования и разработки в области машиностроения, энергетики и управления : материалы XVII Междунар. науч.-техн. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых, Гомель, 27–28 апр. 2017 г. / М-во образования Респ. Беларусь, Гомел. гос. техн. ун-т им. П. О. Сухого ; под общ. ред. А. А. Бойко. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2017. – 534 с. – С. 24 – 27.

18. Савицкий В.С. Мехатронная система управления и диагностирования гидромеханической передачи карьерного самосвала / В.С. Савицкий // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы междунар. науч.-техн. конф. молод. ученых / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Белорус.-Рос. ун-т; редкол. : И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2017. – 292 с. : ил. – С. 7–13.

Патенты

19. Пропорциональный трёхлинейный двухступенчатый электромагнитный клапан управления фрикционом : пат. ВУ 19967 / В.П. Тарасик, И.М. Дычкин, В.С. Савицкий. – Опубл. 30.08.2014.

20. Пропорциональный двухступенчатый электрогидравлический клапан и способ управления фрикционом : пат. ВУ 19724 / В.П. Тарасик, И.М. Дычкин, Р.В. Плякин, В.С. Савицкий, В.В. Региня. – Опубл. 30.12.2015.

21. Пропорциональный клапан управления фрикционными гидромеханической передачи : пат. RU 2 624 926 / В.П. Тарасик, В.С. Савицкий, Р.В. Плякин, Н.Н. Горбатенко, А.Н. Егоров, В.В. Региня. – Опубл. 11.07.2017.



Савіцкі Віктар Сяргеевіч

Абгрунтаванне параметраў і стварэнне механізму кіравання фрыкцыёнамі аўтаматычнай гідрамеханічнай перадачы кар'ернага самазвала

Ключавыя словы: гідрамеханічная перадача, фрыкцыён, мехатронная сістэма кіравання, механізм кіравання фрыкцыёнамі, матэматычная мадэль, аптымізацыя параметраў.

Мэта работы - абгрунтаванне параметраў механізму кіравання фрыкцыёнамі гідрамеханічнай перадачы кар'ернага самазвала, які забяспечвае атрыманне характарыстыкі кіравання з высокімі паказчыкамі якасці.

У ходзе праведзеных даследаванняў былі выкарыставаны метады матэматычнага мадэлявання, тэорыі планавання эксперыменту, рэгрэсійнага аналізу, матэматычнага аналізу. Вынікі даследаванняў пацверджаны метадам фізічнага эксперыменту.

Апаратура. Шматканальныя аналога-лічбавыя пераўтваральнікі National Instruments USB 6009 і 6210, датчыкі ціску ВД-І-2,5 ТАА «Поінт», датчыкі тэмпературы ДТ-01 і частоты кручэння ДЧ-01 вытворчасці ААТ «Измярыцель».

Атрыманыя вынікі і іх навізна. Створана метадыка праектавання механізму кіравання фрыкцыёнамі гідрамеханічнай перадачы з мехатроннай сістэмай аўтаматычнага кіравання, якія забяспечылі высокія паказчыкі якасці працэсу пераключэння перадач. Распрацавана матэматычная мадэль сістэмы кіравання фрыкцыёнамі, адрозная ад існых мадэляў дэталёвым улікам фізічных уласцівасцяў і характарыстык ўсіх кампанентаў сістэмы кіравання. Вызначаны аптымальныя значэнні параметраў механізму кіравання фрыкцыёнамі, якія дазволілі з высокай дакладнасцю ўзнаўляць алгарытм, які фарміруецца кантролерам кіравання пераключэннем перадач.

Ступень выкарыстання. Распрацаваныя матэматычныя мадэлі сістэмы кіравання фрыкцыёнамі гідрамеханічнай перадачы кар'ернага самазвала, метадыка вызначэння параметраў механізму кіравання і канструктарская дакументацыя на распрацаваныя механізмы перададзены ААТ «БелАЗ» – кіруючая кампанія холдынгу «БЕЛАЗ-Холдынг». Створаныя механізмы кіравання фрыкцыёнамі выкарыстаны на вопытных самазвалах БелАЗ. Распрацаваны і выраблены стэнд, які забяспечвае поўную імітацыю рэальных умоў працы механізму кіравання фрыкцыёнамі ў складзе гідрамеханічнай перадачы, які выкарыстоўваецца для правядзення кантрольных праверак і выпрабаванняў механізмаў кіравання фрыкцыёнамі, якія паступаюць на зборку і камплектацыю гідрамеханічных перадач з мехатронным кіраваннем кар'эрных самазвалаў БелАЗ. Створаны стэнд таксама выкарыстоўваецца ў навучальным працэсе.

Вобласць ужывання: гідрамеханічныя перадачы мабільных машын.



РЕЗЮМЕ

Савицкий Виктор Сергеевич

Обоснование параметров и создание механизма управления фрикционными автоматической гидромеханической передачи карьерного самосвала

Ключевые слова: гидромеханическая передача, фрикцион, мехатронная система управления, механизм управления фрикционными, математическая модель, оптимизация параметров.

Цель работы – обоснование параметров механизма управления фрикционными гидромеханической передачи карьерного самосвала, обеспечивающего получение характеристики управления с высокими показателями качества.

В ходе проведенных исследований были использованы методы математического моделирования, теории планирования эксперимента, регрессионного анализа, математического анализа. Результаты исследований подтверждены методом физического эксперимента.

Аппаратура. Многоканальные аналого-цифровые преобразователи *National Instruments USB 6009* и *6210*, датчики давления ИД-И-2,5 ООО «ПОИНТ», датчики температуры ДТ-01 и частоты вращения ДЧ-01 производства ОАО «Измеритель».

Полученные результаты и их новизна. Создана методика проектирования механизма управления фрикционными гидромеханической передачи с мехатронной системой автоматического управления, обеспечивших высокие показатели качества процесса переключения передач. Разработана математическая модель системы управления фрикционными, отличающаяся от существующих моделей детальным учётом физических свойств и характеристик всех компонентов системы управления. Определены оптимальные значения параметров механизма управления фрикционными, позволивших с высокой точностью воспроизводить формируемый контроллером алгоритм управления переключением передач.

Степень использования. Разработанные математические модели системы управления фрикционными гидромеханической передачи карьерного самосвала, методика определения параметров механизма управления и конструкторская документация на разработанный механизм переданы ОАО «БЕЛАЗ» – управляющая компания холдинга «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ». Созданные механизмы управления фрикционными использованы на опытных образцах самосвалов БЕЛАЗ. Разработан и изготовлен стенд, обеспечивающий полную имитацию реальных условий работы механизма управления фрикционом в составе гидромеханической передачи, использующийся для проведения контрольных проверок и испытаний механизмов управления фрикционными, поступающих на сборку и комплектацию гидромеханических передач с мехатронным управлением карьерных самосвалов БЕЛАЗ. Созданный стенд также используется в учебном процессе.

Область применения: гидромеханические передачи мобильных машин.



SUMMARY

Savitski Victor Sergeevich

Substantiation of parameters and creation of the clutch control mechanism of automatic hydromechanical transmission of a mining dump truck

Key words: hydromechanical transmission, clutch, mechatronic control system, clutch control mechanism, mathematical model, optimization of parameters.

The aim of the work is to substantiate the parameters of the mechanism for controlling the clutches of hydromechanical transmission of a mining dump truck, which provides a control characteristic with high quality indices.

Research methods: mathematical modeling, the theory of experimental design, regression analysis, and mathematical analysis were used. The results of the studies are confirmed by the method of the physical experiment.

Equipment. Multi-channel analog-to-digital converters National Instruments USB 6009 and 6210, pressure sensors ID-II-2.5 LLC POINT, temperature sensors DT-01 and rotation frequency sensors DCH-01 manufactured by JSC Izmeritel.

The results obtained and their novelty. A technique for designing the clutch control mechanism of hydromechanical transmission with a mechatronic automatic control system was created, which ensured high quality indicators of the gearshift process. A mathematical model of a friction control system is developed, which differs from existing models by taking into account in detail the physical properties and characteristics of all components of the control system. The optimal values of the parameters of the clutch control mechanism were determined, which allowed to reproduce, with high accuracy, the algorithm of gear shift control formed by the controller.

Extent of application. The developed mathematical models of the clutch control system for the hydromechanical transmission of a mining dump truck, the method for determining the parameters of the control mechanism and the design documentation for the developed mechanism were transferred to OJSC BELAZ, the managing company of the BELAZ-Holding holding company. The created clutch control mechanism are used on the prototypes of BELAZ trucks. A stand was designed and manufactured that provides a complete simulation of the real working conditions of the clutch control mechanism as part of the hydromechanical transmission used to carry out control checks and tests of clutch control mechanism coming to assembly of hydromechanical transmission with mechatronic control of BELAZ mining dump trucks. The created stand is also used in the educational process.

The sphere of implementation: hydromechanical transmission of mobile machines.

