

УДК 681.527.34

А.А. АНАНЧИКОВ, Л.Д. БЕЛЬЧИК, кандидаты техн. наук
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск

Г.И. ГЕДРОИТЬ, А.В. ЗАХАРОВ, кандидаты техн. наук
Белорусский государственный аграрный технический университет, г. Минск

Д.В. СЕМАШКО, магистр техн. наук
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВУХКАСКАДНОГО ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ФИКСАТОРА ПОЛОЖЕНИЯ ПОРШНЯ ГИДРОЦИЛИНДРА

Приведены результаты математического моделирования процесса функционирования контура опускания регулятора расхода с двухкаскадным электрогидравлическим фиксатором положения поршня гидроцилиндра. С использованием вычислительных реализаций определены его конструкционные параметры, получена расходуемая характеристика и проведена оценка динамических свойств при возмущении в виде единичной ступенчатой функции.

Ключевые слова: регулятор расхода, электрогидравлический фиксатор, математическое описание, пилотный клапан, выпускной клапан, конструкционные параметры, фазовая характеристика

Введение. При функционировании электрогидравлического привода навесного устройства тракторного агрегата высокие требования предъявляются к выпускному каскаду регулятора расхода по надежности фиксации массивных рабочих органов от самоопускания, обеспечения достаточного быстродействия и линейности скоростной характеристики при пропорциональном управлении. Кроме этого, при автоматическом регулировании глубины обработки почвы требуется соответствие величины коррекции положения навесного устройства рассогласованию между заданным значением параметра и сигналом силоизмерительных датчиков в шарнирах нижних тяг. Таким образом, при работе сельскохозяйственного мобильного агрегата гидросистема должна обеспечивать плавность и точность движения рабочих органов, что в основном определяется выбором рациональных конструктивных параметров регулятора расхода.

В работе [1] рассмотрены вопросы увеличения производительности гидрофицированных машин и оборудования циклического действия при постоянном расходе рабочей жидкости от источника питания. С помощью разработанной модели системы управления исполнительным гидроцилиндром посредством преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндра с цилиндрическим мембранным запорно-регулирующим элементом проведено исследование влияния гидравлических и конструктивных параметров преобразователя на статические и динамические характеристики привода.

Имитационная математическая модель процесса функционирования исполнительного гидроцилиндра с механизмом фиксации для гидравлического опрокидывающего устройства самосвала представлена авторами работы [2]. Указано, что в строительной отрасли Российской Федерации из-за самопроизвольного опускания грузовых самосвалов платформ с гидравлическим приводом ежегодно погибает до 30 человек. На этапе проектирования модель позволяет увеличить запас надежности, определить работоспособность и параметры

нагрузочного режима исполнительных гидроцилиндров, повысить инвариантность и качество принимаемых проектных решений.

В работе [3] разработана физическая нелинейная модель электрогидравлического привода. Каждый распределительный компонент системы и динамика их взаимодействия смоделированы с помощью уравнений баланса расходов рабочей жидкости и уравнений движения элементов, причем особое внимание уделялось моделированию сухого и вязкого трения. Для всех неизвестных параметров проведена процедура параметрической идентификации, а все допущения моделирования и результаты идентификации системы проверялись экспериментальными данными.

В книге [4] представлен метод, в котором проектирование компонентов разделено на три основных этапа: статическое и динамическое исследование системы, оценка табличных данных и исследование динамического поведения компонентов. С его использованием проведено исследование таких основных характеристик клапана, как собственная частота и коэффициент расхода в зависимости от условий работы электрогидравлической системы. Влияние этих параметров на поведение замкнутой системы с пропорциональным регулятором определяется с помощью математических моделей, реализованных с помощью программного обеспечения Matlab/Simulink. Идентификация математической модели и практическая проверка результатов моделирования выполняются с использованием макетного оборудования.

В статье [5] с использованием компьютерного моделирования процесса функционирования контура опускания электрогидравлического регулятора навесного устройства и многофакторного анализа вычислительного эксперимента по критерию минимизации отклонения скорости опускания от нормированного значения определены рациональные конструкционные параметры подпружиненного золотника ограничения скорости опускания и выпускного клапана. Установлено, что в области

исследуемых конструкционных параметров наибольшее влияние на величину скорости опускания навесного устройства с рабочими органами оказывает активная площадь указанного золотника.

Исследованию автономного линейного гидропривода с насосным управлением, включающего косвенно управляемый гидравлический замок, посвящена работа [6]. Система построена с использованием двух электродвигателей с регулируемой скоростью, каждый из которых подключен к насосу с постоянным рабочим объемом, и позволяет реализовать функцию удержания груза в течение длительного периода времени. Для реализации этой функции путем управления открытием запорных клапанов необходимо точно контролировать давление в камере при непрерывном измерении параметров движения поршня гидроцилиндра. По результатам математического моделирования гидропривода для рассматриваемой траектории движения были достигнуты требуемые характеристики отслеживания положения, что подтверждает применимость предложенной системы.

Автор книги [7] основное внимание уделил вопросам разработки электрогидравлических клапанов для систем управления от основ их функционирования в установившемся режиме до концепции динамического проектирования и управления. С использованием компьютерного моделирования с программным обеспечением Matlab Simulink и Control System Toolbox определены расходные характеристики запорно-регулирующих элементов и выполнена оценка динамических свойств различных сервоприводов для систем позиционирования исполнительными механизмами.

В исследовании [8] с помощью компьютерного моделирования и экспериментальных испытаний определено влияние конструкционных параметров клапанных и золотниковых устройств на функционирование гидравлического привода. Отмечено, что запорно-распределительные элементы используют давление жидкости в качестве управляющих сигналов, что позволяет автоматически регулировать величину потока путем коммутации портов гидросистемы, причем статические и динамические свойства золотниковых клапанов оказывают большое влияние на производительность системы.

Статические и динамические характеристики предохранительного клапана прямого действия, полученные с использованием нелинейной математической модели, приведены в работе [9]. Анализ теоретически и практически полученных характеристик показывает, что клапан с разгрузочным поршнем допускает относительно большое количество динамических перегрузок гидравлической системы по давлению. В тех случаях, когда перегрузки недопустимы, рекомендуется использовать клапаны сброса давления с пилотным управлением.

С целью сокращения утечек из запертых полостей гидроцилиндров при транспортных переездах трактора в рабочих гидролиниях устанавливаются управляемые обратные клапаны. Для электрогидравлических регуляторов положения навесного устройства такой клапан является штатным оборудованием, предотвращающим частое срабатывание системы позиционного регулирования. Для секций гидроблока, обеспечивающих работу агрегируемых машин, управляемые обратные клапаны устанавливаются по заказу. По сравнению с модификациями, где герметичность рабочей гидролинии в нейтральной позиции определяется величиной перекрытия

плунжерной пары, утечки рабочей жидкости при установке обратных клапанов сокращаются не менее чем в 4 раза [10].

Улучшение динамических свойств электрогидравлического фиксатора положения поршня гидроцилиндра реализовано в конструкции, содержащей электромагнитный и управляемый обратный клапаны, которые гидравлически связаны между собой и с одной из полостей гидроцилиндра [11]. При этом затворы упомянутых клапанов выполнены в виде соосно расположенных с возможностью кинематического перемещения цилиндрических плунжеров, причем полость электромагнитного клапана со стороны управляемого обратного клапана сообщена со сливом. Это приводит к увеличению быстродействия при срабатывании электромагнита за счет снижения его мощности и, соответственно, уменьшения массы сердечника, а также снижения сопротивления его перемещению со стороны электромагнитного клапана.

Известна конструкция электрогидравлического регулятора потока EHR5-OC/LS фирмы Bosch-Rexroth, которым комплектуются чувствительные к нагрузке гидросистемы с открытым центром тракторов малой и средней мощности для управления задним и передним навесными устройствами при расходах рабочей жидкости до 60 л/мин и давлении до 23 МПа [12, 13]. Указанный регулятор входит в состав системы автоматического регулирования положения рабочих органов [14] и содержит контуры подъема и опускания навесного устройства. Его контур опускания включает двухкаскадный выпускной клапан с электроуправляемым пилотом. При возбуждении обмотки пропорционального электромагнита пилота полость управления основным клапаном опускания разгружается по давлению, что позволяет клапану сдвигаться пропорционально току управления, соединяя полости гидроцилиндров с гидробаком.

К достоинствам конструкции можно отнести высокую герметичность контура опускания вследствие большого усилия прижатия затвора выпускного клапана к седлу, создаваемого давлением от веса рабочих органов, а к недостаткам — сложность конструкции, высокую трудоемкость изготовления червячной передачи для регулировки усилия предварительного поджатия возвратной пружины выпускного клапана, а также высокую чувствительность контура к загрязнению рабочей жидкости из-за наличия в конструкции капиллярных жиклеров, что снижает эксплуатационную надежность регулятора.

Известна также конструкция электрогидравлического регулятора навесного устройства сельскохозяйственной машины с клапаном опускания прямого действия, кинематически связанным с пропорциональным электромагнитом и имеющим плунжер с поверхностью вогнутого профиля со стороны пружинной полости, а также игольчатый затвор с углом при вершине 30° [15]. С целью упрощения конструкции электроуправляемый клапан опускания выполнен недифференциальным, что снижает чувствительность электрогидравлического регулятора к загрязнению рабочей жидкости вследствие отсутствия каналов управления с жиклерами малого диаметра. Герметичность клапана опускания при фиксировании навесного устройства обеспечивается за счет предварительного поджатия пружины игольчатого затвора к седлу без использования давления рабочей жидкости со стороны гидроцилиндра, создаваемого весовой

нагрузкой. Однако взаимодействие затвора клапана опускания с кромкой седла приводит к его частичной деформации, которая вызывает разгерметизацию клапана. Поэтому для повышения герметичности величина угла при вершине затвора должна быть минимальной в пределах, обеспечивающих отсутствие заклинивания, что уменьшает активную площадь фаски, образованной в результате указанной деформации и определяющей силу отжатия затвора.

Анализ литературных источников показывает, что выпускной контур регулятора расхода с фиксатором положения поршня гидроцилиндра системы управления навесным устройством должен обеспечивать высокую герметичность гидросистемы и возможность пропорционального управления опусканием рабочего органа мобильного агрегата. При работе системы в режиме позиционного регулирования положения навесного устройства негерметичность фиксатора приводит к непроизводительным затратам энергии на компенсацию утечек в выпускном контуре. При выборе структуры и конструктивных параметров фиксатора для обеспечения требуемой точности позиционирования также должны быть обеспечены высокие динамические свойства выпускного контура.

Постановка задачи. Для разработки фиксатора положения поршня гидроцилиндра необходимо определить его структуру, с использованием математического описания составить компьютерную модель процесса функционирования и определить конструктивные параметры, обеспечивающие линейность расходной характеристики и необходимые динамические свойства.

Разработка принципиальной гидравлической схемы. Электрогидравлический регулятор расхода в составе гидроблока системы управления рабочими органами трактора позволяет управлять по заданному алгоритму навесным устройством трактора. При этом регулятор обеспечивает выполнение таких функций управления, как фиксирование в заданном положении, подъем и опускание навесного устройства под собственным весом. Для сервоуправления распределительными и запорными элементами регулятора в его состав входят два пропорциональных электромагнита. Скорость исполнительного движения навесного устройства определяется величиной управляющего электрического сигнала, поступающего на обмотку электромагнита.

Электрогидравлический фиксатор положения поршня гидроцилиндра выпускного контура регулятора должен обеспечивать выполнение указанных функций управления навесным устройством. С целью повышения герметичности выпускного контура целесообразно использовать для фиксатора структурную схему с сервоуправлением, где прижатие затвора основного клапана опускания к седлу происходит посредством усилия, создаваемого давлением рабочей жидкости от весовой нагрузки.

На рисунке 1 приведена принципиальная гидравлическая схема двухкаскадного электрогидравлического фиксатора положения поршня гидроцилиндра.

В состав указанного фиксатора входят силовой гидроцилиндр 1, гидробак 2, пилотный клапан опускания 3, подпружиненный возвратной пружиной 4 и кинематически связанный с пропорциональным электромагнитом 5, а также основной клапан опускания 6.

Фиксирование навесного устройства в заданном положении происходит при обесточенной обмотке электро-

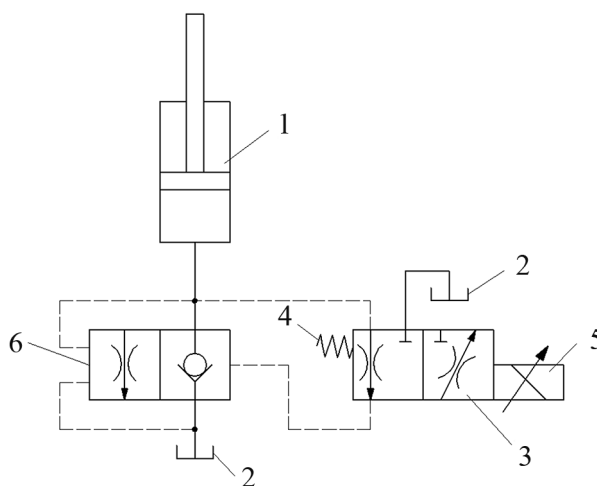


Рисунок 1 — Принципиальная гидравлическая схема двухкаскадного электрогидравлического фиксатора положения поршня гидроцилиндра

магнита 5. Пилотный клапан опускания 3 прижат к седлу возвратной пружиной 4. Давление рабочей жидкости, создаваемое весовой нагрузкой, передается в полость управления основного клапана опускания 6, а в противоположную полость — через кромки пилотного клапана опускания 3. Основной клапан опускания 6 вследствие действия давления рабочей жидкости от весовой нагрузки на разность площадей указанных полостей прижат к седлу и отсоединяет рабочую полость силового гидроцилиндра 1 от гидробака 2.

Опускание навесного устройства происходит под собственным весом навесного устройства при включении электромагнита 5 пилотного клапана опускания 3, который перемещается в сторону сжатия возвратной пружины 4. В этом случае полость управления основного клапана опускания 6 сообщается посредством кромок пилотного клапана опускания 3 с гидробаком 2 и указанный клапан 6 под действием перепада давлений перемещается в сторону полости управления и соединяет рабочую полость силового гидроцилиндра 1 с гидробаком 2 пропорционально перемещению пилотного клапана опускания 3.

Математическое описание процесса функционирования. На рисунке 2 приведена схема динамической системы двухкаскадного электрогидравлического фиксатора положения поршня гидроцилиндра.

Указанный фиксатор содержит силовой гидроцилиндр с давлением p_A в рабочей полости объемом V (площадь и диаметр поршня A и D ; перемещение и скорость штока — x_A и dx_A/dt), пилотный клапан опускания (масса — m_{s1} ; диаметр — d_{s1} ; угол при вершине конического затвора — γ ; коэффициент вязкого трения λ_{s1} ; усилие предварительного поджатия и жесткость возвратной пружины — N и c ; перемещение и скорость — x_{s1} и dx_{s1}/dt); управляемый давлением $p_{от}$ основной дифференциальный клапан опускания (масса — m_s ; диаметры, определяющие активные площади — d_s и d_{s2} ; угол при вершине конического затвора — θ ; перемещение и скорость — x_{s2} и dx_{s2}/dt); электромагнит пилотного клапана опускания (масса якоря — m_e ; ток управления — i_s ; постоянная времени — T ; активное сопротивление обмотки — R).

Нагрузка со стороны рабочих органов характеризуется приведенной массой M и весом G , а также инерци-

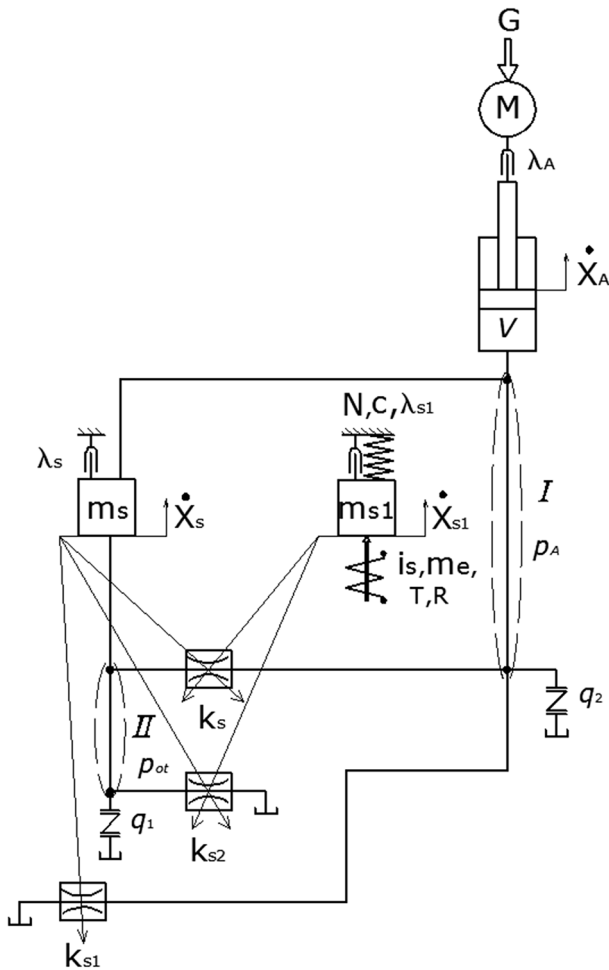


Рисунок 2 — Динамическая схема электрогидравлического фиксатора положения поршня гидроцилиндра

онной нагрузкой F_M . Конструкция пилотного и основного клапанов опускания предусматривает перекрытие n и предварительный зазор m . При срабатывании электромагнита с управляющим током i_s возникает перераспределение потоков рабочей жидкости q_k, q_T, q_A, q_S в узлах I и II гидросистемы через соответствующие проводимости k_s, k_{s2} и k_{s1} (рисунок 3). В этом случае с учетом сжимаемости рабочей жидкости возникают динамические потоки q_1 и q_2 .

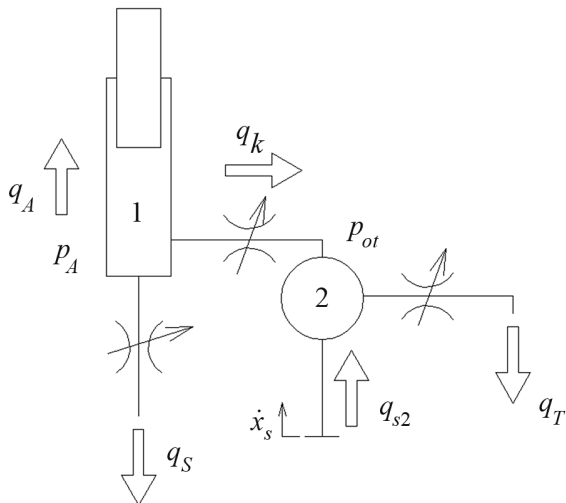


Рисунок 3 — Схема баланса потоков рабочей жидкости

При составлении математического описания приняты следующие допущения [16, 17]:

- динамические процессы происходят в окрестностях среднего положения поршня в гидроцилиндре;
- начальным усилием поджатия возвратной пружиной основного клапана опускания можно пренебречь ввиду его малости в сравнении с усилием поджатия, создаваемым давлением рабочей жидкости от весовой нагрузки;
- величиной сухого трения в силовом гидроцилиндре ввиду ее незначительности можно пренебречь;
- модуль упругости рабочей жидкости является постоянной величиной, которая не зависит от давления и температуры, причем нерастворенный воздух в жидкости отсутствует;
- коэффициенты расхода управляемых дросселей электрогидравлического фиксатора являются постоянными величинами и незначительно зависят от температуры;
- гидравлические потери в трубопроводе между электрогидравлическим фиксатором и силовым гидроцилиндром настолько малы, что ими можно пренебречь;
- упругие, инерционные и демпфирующие свойства рабочей жидкости и элементов представлены сосредоточенными параметрами;
- кромки щелей клапанов и золотников прямые и острые, а диаметральные зазоры малы.

Изменение тока в обмотке электромагнита пилотного клапана опускания при управляющем электрическом сигнале U_{VS} при начальных $i_s(0) = 0$ А и граничных $i_{s\min} = 0$ А, $i_{s\max} = 3$ А условиях описывается дифференциальным уравнением

$$\frac{di_s}{dt} = \frac{1}{T} \left(\frac{U_{vs}}{R} - i_{s0} \right).$$

Перемещение пилотного клапана опускания под действием тока управления соответствует дифференциальному уравнению

$$\frac{d^2 x_{s1}}{dt^2} = \frac{1}{m_{s1} + m_e} \left(z_s i_{s0} - \lambda_{s1} \frac{dx_{s10}}{dt} - cx_{s10} - N \right),$$

где z_s — коэффициент усиления электромагнита при начальных $x_s(0) = 0$ м, $dx_s/dt(0) = 0$ м/с и граничных $x_{s\min} = 0$ м, $x_{s\max} = 3 \cdot 10^{-3}$ м условиях.

Перемещение основного клапана опускания под действием тока управления соответствует дифференциальному уравнению

$$\frac{d^2 x_s}{dt^2} = \frac{1}{m_s} \left(\frac{\pi(d_s^2 - d_{s2}^2)}{4} (p_A - p_{ot}) - \lambda_s \frac{dx_{s0}}{dt} \right).$$

Перемещение штока гидроцилиндра под действием давления рабочей жидкости с учетом инерционной и весовой нагрузок, а также силы вязкого трения при начальных $x_A(0) = 0,1$ м, $dx_A/dt(0) = 0$ м/с и граничных $x_{A\min} = 0$ м, $x_{A\max} = 0,2$ м условиях описывается дифференциальным уравнением

$$\frac{d^2 x_A}{dt^2} = \frac{1}{M} \left(\frac{\pi D^2}{4} p_A - \lambda_A \frac{dx_A}{dt} - G \right).$$

Приведенные к штоку силового гидроцилиндра вес и массу рабочих органов можно определить, используя следующие уравнения:

$$G = \frac{\pi D^2}{4} p_A(0); \quad M = k_G^2 \frac{G}{g},$$

где k_G — коэффициент передачи навесного устройства; g — ускорение свободного падения.

На основании расчетной схемы и баланса потоков (см. рисунки 2 и 3) можно записать уравнения, связывающие потоки рабочей жидкости в узлах гидросистемы:

$$\begin{aligned} -q_A - q_s &= 0; \\ q_k + q_{s2} - q_T &= 0. \end{aligned}$$

Потоки q_T , q_k , q_s , q_{s2} и q_A определяются по выражениям, отражающим истечение рабочей жидкости через гидравлическое сопротивление:

$$\begin{aligned} q_T &= k_{s2}(x_{s1} - n - x_s)\sqrt{p_{oi}}; \\ q_k &= k_{s1}(x_s + m - x_{s1})\sqrt{p_A - p_{oi}}; \\ q_s &= k_s(x_s - n)\sqrt{p_A}; \\ q_{s2} &= \frac{\pi d_s^2}{4} \dot{x}_s; \\ q_A &= A\dot{x}_A, \end{aligned}$$

где k_s , k_{s1} и k_{s2} — гидравлические проводимости.

Дифференциальные уравнения, описывающие давления в узлах гидросистемы, имеют вид:

$$\begin{aligned} \frac{dp_A}{dt} &= E_{np}(-q_A - q_s); \\ \frac{dp_{oi}}{dt} &= E_{np}(q_k - q_{s2} - q_T). \end{aligned}$$

Компьютерное моделирование. Программное обеспечение вычислительного процесса реализовано в среде программирования Matlab.

В расчетах приняты следующие основные и производные размерности физических величин: перемещение и линейный размер (м); время (с); давление (Па); сила (Н); скорость (м/с); поток (м³/с); жесткость (Н/м); масса (кг); сопротивление (Ом); напряжение (В).

Ниже приведены исходные данные для моделирования: $M = 14\,534$ кг; $D = 0,09$ м; $\lambda_A = 200\,000$ кг/с; $G = 44\,510$ Н; $\rho = 900$ кг/м³; $U_{Vmax} = 6,3$ В; $x_{Amax} = 0,2$ м; $E = 0,7 \cdot 10^9$ Па; $\mu_1 = 0,62$; $\mu_2 = 0,75$; $R = 2,1$ Ом; $m_n = 0,1$ кг; $m_e = 0,036$ кг; $z_s = 17,67$ Н/А; $d_s = 0,014$ м; $\alpha = 15^\circ$; $\lambda_h = \lambda_s = 100$ кг/с; $c = 22\,148$ Н/м; $N_s = 5$ Н; $m_s = 0,046$ кг; $A = 0,012717$ м²; $V = 0,0038$ м³; $\Delta t = 10^{-5}$ с; $n = 0,775 \cdot 10^{-3}$ м; $g = 9,8$ м/с².

Оценка динамических свойств двухкаскадного электрогидравлического фиксатора положения поршня гидроцилиндра проведена при возмущающих воздействиях в виде единичной ступенчатой функции, а проверка точности позиционирования — при медленно изменяющемся линейном возмущении.

С использованием разработанной математической модели проведены исследования переходного процесса изменения тока в обмотке электромагнита пилотного клапана опускания для различных значений постоянных времени (рисунок 4).

Анализ указанной зависимости показывает, что при выборе параметров электромагнита предпочтение имеют электромагниты с обмоткой, имеющей наименьшее сопротивление и постоянную времени, однако при этом не должна изменяться тяговая характеристика электромагнита.

Величину диаметра, хода и длины плунжера золотника выбирают с учетом обеспечения требуемого рас-

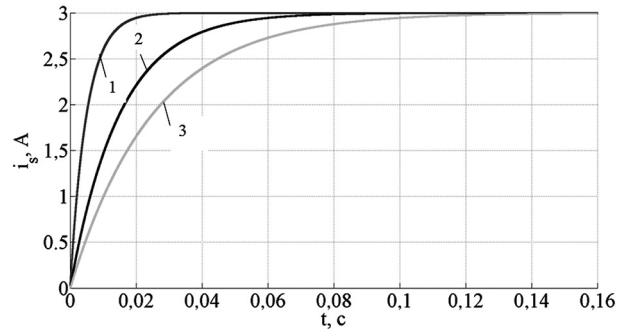


Рисунок 4 — Изменение тока в обмотке электромагнита опускания при постоянном напряжении U_{Vmax} и различных постоянных времени: 1 — $T = 0,005$ с; 2 — $T = 0,015$ с; 3 — $T = 0,025$ с

хода рабочей жидкости при допустимом сопротивлении потоку. Кроме того, трение плунжера золотника зависит от его диаметра, поэтому величину последнего выбирают минимальной. В гидроприводах навесных устройств колесных тракторов средней мощности (150...200 л. с.) используются насосы с производительностью 55 л/мин с диаметрами входных трубопроводов 8...12 мм и рекомендуемыми диаметрами золотников гидрораспределителей 16...22 мм. Усилия предварительного поджатия пилотных золотников с диаметрами 6...10 мм возвратными пружинами должны составлять 3...5 Н [16, 17].

Для анализа статических и динамических характеристик пилотного клапана опускания построены графики, которые отражают его перемещение при различных конструктивных параметрах.

На рисунках 5–7 показаны переходные характеристики пилотного клапана опускания для различных зна-

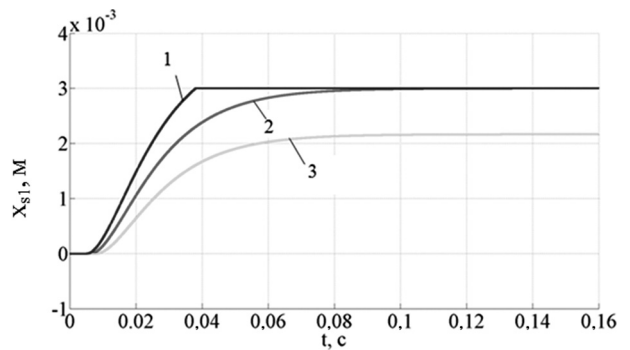


Рисунок 5 — Перемещение пилотного клапана опускания при различных коэффициентах усиления электромагнита: 1 — $z_s = 63$ Н/А; 2 — $z_s = 53$ Н/А; 3 — $z_s = 43$ Н/А

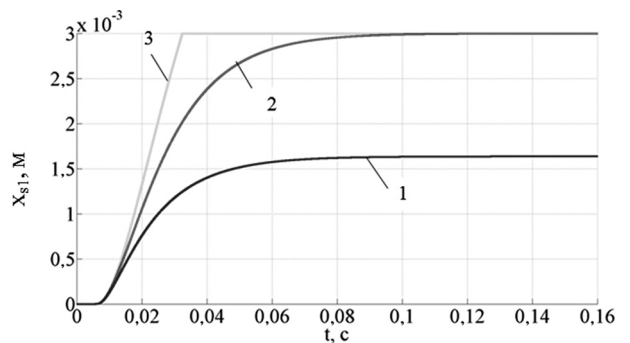


Рисунок 6 — Перемещение пилотного клапана опускания при различных значениях жесткости возвратной пружины: 1 — $c = 22\,000$ Н/м; 2 — $c = 12\,000$ Н/м; 3 — $c = 6000$ Н/м

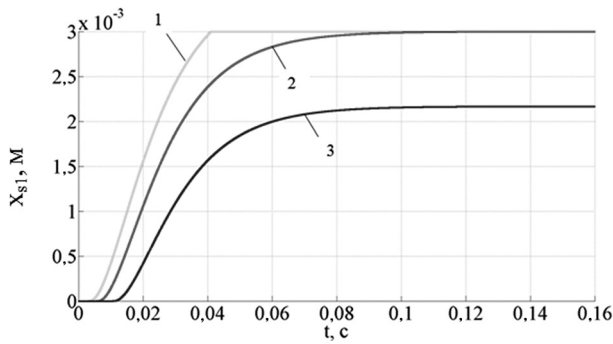
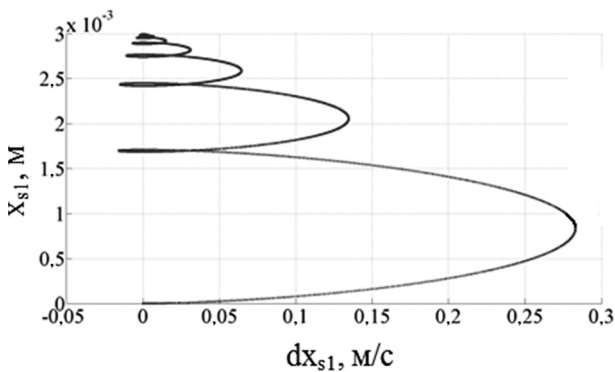


Рисунок 7 — Перемещение пилотного клапана при различных усилиях предварительного поджатия возвратной пружины: 1 — $N = 10$ Н; 2 — $N = 17$ Н; 3 — $N = 27$ Н

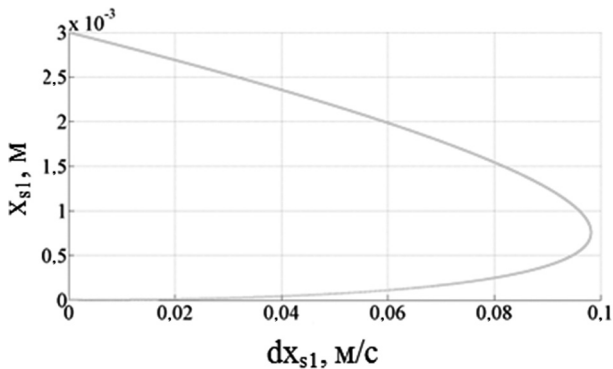
чений коэффициента усиления электромагнита, жесткости и усилия предварительного поджатия возвратной пружины.

Значительный запас тягового усилия электромагнита повышает быстродействие системы, например, при $z_s = 63$ Н/А и $z_s = 53$ Н/А разница в быстродействии достигает 62,5 %. Однако повышение тягового усилия увеличивает габаритные размеры электромагнита. При этом значительное уменьшение коэффициента усиления электромагнита не позволяет полностью реализовать рабочий ход электромагнита для заданных величин усилия предварительного поджатия и жесткости возвратной пружины.

Анализ графика показывает, что при значительном уменьшении жесткости возвратной пружины нарастание скорости перемещения пилотного клапана опускания максимально, а в конце рабочего хода происходит его резкая остановка вследствие удара затвора о седло, что снижает долговечность клапанной пары.



а



б

Рисунок 8 — Фазовые траектории пилотного клапана опускания: а — $\lambda_s = 5$ Па·с; б — $\lambda_s = 20$ Па·с

При увеличении усилия предварительного поджатия возвратной пружины пилотного клапана увеличивается время запаздывания его перемещения с 3,8 мс при $N = 10$ Н до 10,7 мс при $N = 27$ Н.

Для оценки влияния коэффициента вязкого трения на динамическую устойчивость пилотного клапана опускания построены фазовые траектории его движения (рисунок 8).

Значения коэффициента вязкого трения менее 20 Па·с вызывают колебания пилотного клапана опускания, что негативно отражается на точности его позиционирования.

Изменение потоков рабочей жидкости, проходящих через пилотный клапан опускания, показано на рисунках 9–10.

Изменение давления в полости управления основным клапаном опускания при различных статических весовых нагрузках приведено на рисунке 11.

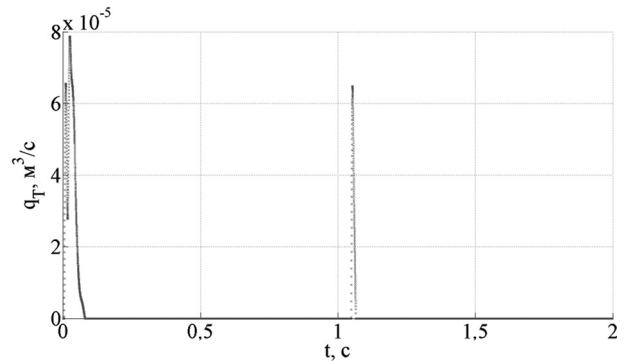


Рисунок 9 — Поток рабочей жидкости, поступающий из полости управления основным клапаном опускания в гидробак

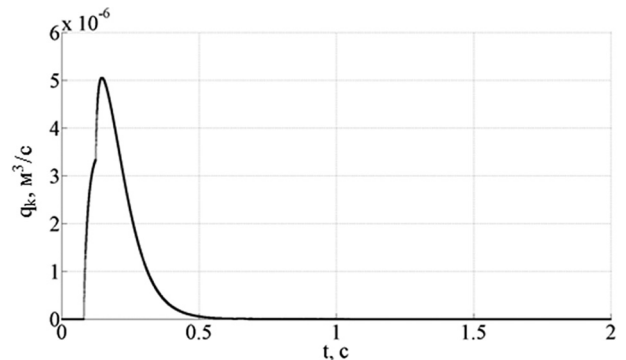


Рисунок 10 — Поток рабочей жидкости, поступающий в полость управления основным клапаном опускания под давлением рабочей жидкости от весовой нагрузки

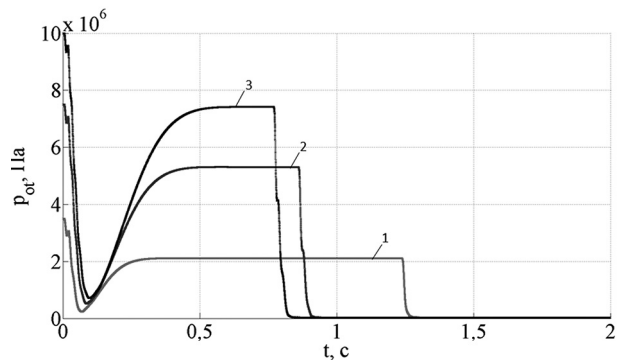


Рисунок 11 — Изменение давления в полости управления основным клапаном при опускании навесного устройства с различными статическими весовыми нагрузками: 1 — $p_A = 3,5$ МПа; 2 — $p_A = 7,5$ МПа; 3 — $p_A = 10,0$ МПа

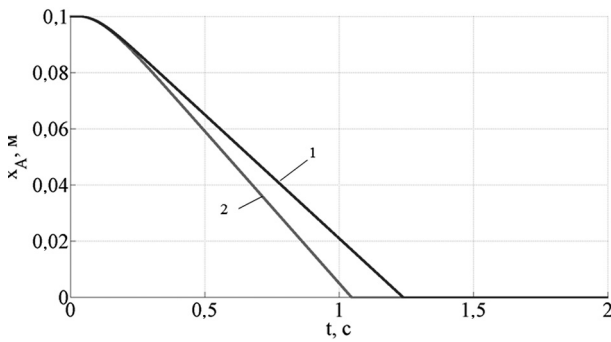


Рисунок 12 — Перемещение поршня гидроцилиндра при различных диаметрах плунжерной части основного клапана опускания: 1 — $d_{s1} = 15$ мм; 2 — $d_{s1} = 20$ мм

Анализ рабочего процесса изменения давления показывает, что при открытии пилотного клапана опускания происходит уменьшение давления в полости управления основным клапаном до величины 0,5 МПа, после чего полость управления сообщается с рабочей полостью гидроцилиндра, что приводит к росту давления до соответствующих установившихся значений.

Временная зависимость перемещения поршня гидроцилиндра при различных диаметрах плунжерной части основного клапана опускания приведена на рисунке 12.

Опускание навесного устройства из среднего положения в нижнее при одинаковой весовой нагрузке для диаметра $d_{s1} = 15$ мм осуществляется за 1,2 с, а для диаметра $d_{s1} = 20$ мм — за 1,05 с. Так как скорости опускания существенно не отличаются, то для снижения силы трения целесообразно выбрать клапан с меньшим диаметром плунжерной части.

Отклики пилотного и основного клапанов опускания на линейное медленно изменяющееся входное воздействие приведены на рисунках 13 и 14.

Движение основного клапана опускания начинается через время, равное 0,25 с после пилотного клапана, и в пределах рабочего хода основной клапан опускания перемещается пропорционально перемещению пилотного клапана. При этом навесное устройство начинает опускаться через 1 с после начала перемещения пилотного клапана, т. к. электромагнит за это время преодолевает усилие предварительного поджатия возвратной пружины пилотного клапана опускания при нарастании тока управления до 1 А. Поэтому при работе электроуправляемого регулятора расхода в составе системы позиционирования рабочих органов для снижения времени запаздывания на обмотку электромагнита необходимо подавать ток форсировки 1 А.

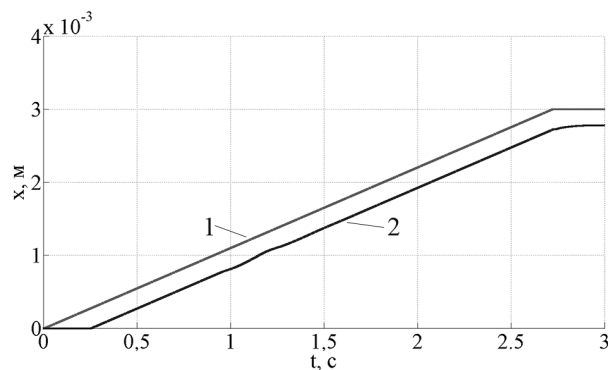


Рисунок 13 — Перемещения пилотного (1) и основного (2) клапанов опускания

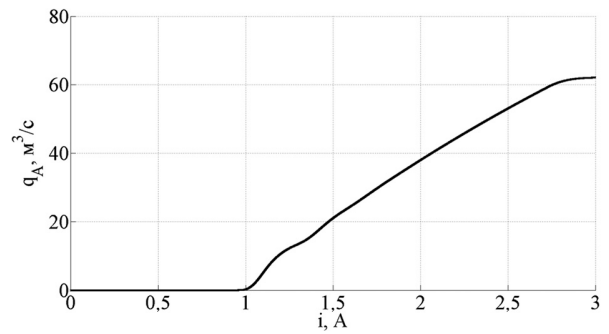


Рисунок 14 — Расходная характеристика контура опускания

Анализ расходной характеристики контура опускания показывает, что расход рабочей жидкости в пределах 0...62 л/мин происходит при изменении тока в обмотке электромагнита опускания от 1 А до 2,7 А, причем указанная характеристика имеет нелинейность около 3 %.

Заключение. Контур опускания регулятора расхода с фиксатором положения поршня гидроцилиндра должен обеспечивать высокую герметичность гидросистемы и возможность пропорционального управления опусканием рабочего органа мобильного агрегата. При работе системы управления в режиме автоматического регулирования положения навесного устройства негерметичность фиксатора приводит к непроизводительным затратам энергии на компенсацию утечек в гидросистеме. Кроме этого, гидропривод должен обеспечивать плавность и точность движения рабочих органов, что в основном определяется выбором рациональных конструктивных параметров регулятора расхода и его динамическими свойствами.

Определена структура и разработана принципиальная гидравлическая схема электрогидравлического фиксатора положения поршня гидроцилиндра, отличительной особенностью которого является сервоуправление основным дифференциальным клапаном опускания посредством разгруженного по давлению пилотного клапана малого диаметра. Такая схема позволяет повысить надежность функционирования выпускного контура регулятора расхода вследствие большого усилия прижатия затвора основного клапана опускания к седлу давлением рабочей жидкости, создаваемым весовой нагрузкой со стороны рабочих органов при относительно небольшой мощности пропорционального электромагнита.

Математическое описание процесса функционирования электрогидравлического фиксатора положения поршня гидроцилиндра составлено с учетом индуктивности обмотки электромагнита, определяющей инерционность протекания управляющего тока, а также сжимаемости рабочей жидкости в узлах гидросистемы и податливости трубопроводов. Движение штока силового гидроцилиндра с приведенными массой и весовой нагрузкой происходит в условиях вязкого трения путем вытеснения рабочей жидкости из полости силового гидроцилиндра под действием указанной нагрузки.

Разработанная математическая модель позволяет определить влияние конструктивных параметров электрогидравлического фиксатора положения поршня гидроцилиндра на статические и динамические характеристики контура опускания регулятора расхода, а также оценить устойчивость работы, что дает возможность сократить затраты на его разработку.

В результате теоретических исследований с использованием вычислительных реализаций математической модели установлено, что движение основного клапана опускания начинается через 0,25 с после пилотного клапана, и в пределах рабочего хода, равного 3 мм, основной клапан опускания перемещается пропорционально перемещению пилотного клапана. При этом навесное устройство начинает опускаться через 1 с после начала перемещения пилотного клапана при нарастании тока управления до 1 А, что требуется для преодоления усилия предварительного поджатия возвратной пружины указанного клапана, поэтому целесообразно для снижения времени запаздывания срабатывания на обмотку электромагнита пилотного клапана опускания подавать ток форсировки, равный 1 А.

Список литературы

1. Бекбоев, А.Р. Математическое моделирование преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндра с цилиндрическим мембранным запорно-регулирующим элементом / А.Р. Бекбоев, М.К. Жылкычиев // *Universum: технические науки*. — 2016. — С. 2–13.
2. Математическая модель рабочего процесса исполнительного гидроцилиндра с механизмом фиксации / Е.Н. Христофоров [и др.] // *Тракторы и сельхозмашины*. — 2015. — С. 28–30.
3. Modeling and identification of an electro-hydraulic actuator [Electronic resource] // *IEEE Xplore*. — Mode of access: <https://ieeexplore.ieee.org/document/7505299>. — Date of access: 10.03.2023.
4. Чебунин, А.Ф. Гидропривод транспортных и технологических машин: учебное пособие / А.Ф. Чебунин. — 2-е изд., испр. — Чита: Забайкальский государственный университет, 2012. — 135 с.
5. Обоснование конструкционных параметров электрогидравлического регулятора навесного устройства / Е.Я. Строк [и др.] // *Наука и техника*. — 2013. — № 3. — С. 37–42.
6. A self-contained cylinder drive with indirectly controlled hydraulic lock / S. Ketelsen [et al.] // *Modeling, Identification and Control*. — 2020. — No. 3. — Pp. 185–205. — DOI: <https://doi.org/10.4173/mic.2020.3.4>.
7. Watton, J. *Electrohydraulic Control Systems* / J. Watton // *BOOKBOON*. — 2016. — 230 p.
8. Research of static and dynamic characteristic simulation and experiment for the sliding valve/ R. Wu [et al.] // *Advanced Materials Research*. — 2013. — Pp. 4357–4362. — DOI: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.756-759.4357>.
9. Dimitrov, S. Static and dynamic characteristics of direct operated pressure relief valves/ S. Dimitrov, M. Komitovski // *Machine design*. — 2013. — Vol. 5, no. 2. — Pp. 83–86.
10. Васильев, Л.В. Новые аспекты решения задач регулирования расхода в гидросистемах рабочего оборудования тракторов / Л.В. Васильев // *Гидравлика и пневматика*. — 2008. — № 3. — С. 7–13.
11. Электрогидравлический фиксатор положения поршня гидроцилиндра: SU 1739873 / Е.Я. Строк, Л.Д. Бельчик, Н.О. Тоболич. — Оpubл. 15.06.1992.
12. Elektronisch-hydraulische Hubwerksregelung für Traktoren Electronic-hydraulic hitch control for tractors Regulation hydro electronique du mecanisme de relevage de tracteurs [Electronic resource]: Bosch. — Mode of access: https://static.agroinform.hu/data/forum/documents/agroinform_20181010200906_electronic_hydraulic_hitch_control_for_tractors_1_0.pdf. — Date of access: 28.06.2023.
13. Подшиваленко, И.Л. Гидронавесная система тракторов «Беларус» с джойстиком управлением: методические указания / И.Л. Подшиваленко, А.И. Русак, А.В. Сафонов. — Горки: БГСХА, 2014. — 24 с.
14. Жданович, Ч.И. Влияние системы автоматического регулирования на качество пахоты / Ч.И. Жданович, В.П. Бойков, А.С. Поварехо // *Научное обеспечение развития отечественной тракторной техники, многоцелевых колесных и гусеничных машин, городского электротранспорта* [Электронный ресурс]: сб. науч. тр., посвященный 65-летию кафедры «Тракторы» / БНТУ; сост. Г.А. Таяновский; под общ. ред. В.П. Бойкова. — Минск: БНТУ, 2018. — С. 85–90. — Режим доступа: <https://rep.bntu.by/handle/data/48907>. — Дата доступа: 28.06.2023.
15. Электрогидравлический регулятор навесного устройства сельскохозяйственной машины: пат. ВУ 11260 / В.И. Арбузов, Е.Я. Строк, Л.Д. Бельчик, А.С. Бацунов, В.Е. Дубковский. — Оpubл. 30.12.2016.
16. Гамынин, Н.С. Гидравлический привод систем управления / Н.С. Гамынин. — М.: Машиностроение, 1972. — 376 с.
17. Брон, Л.С. Гидравлический привод агрегатных станков и автоматических линий / Л.С. Брон, Ж.Э. Тартаковский. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1974. — 328 с.

Ananchikov A.A., Belchik L.D., Hedroit G.I., Zaharov A.V., Semashko D.V.

Determination of the static and dynamic characteristics of a two-stage electro-hydraulic position lock of the hydraulic cylinder piston

The results of mathematical modeling of the process of functioning of the lowering circuit of the flow regulator with a two-stage electro-hydraulic position lock of the hydraulic cylinder piston are presented. With the use of computational implementations, its design parameters are determined, the consumption characteristic is obtained, and the dynamic properties are estimated under perturbation in the form of a unit step function.

Поступила в редакцию 07.07.2023.