


Оригинальная статья


DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2026.1/12>

УДК 630*3 621.866-82



Исследование динамики гидропривода механизма подъема стрелы лесного манипулятора с магнитным демпфирующим устройством

Александр А. Полумиско¹✉, alex-polumisko@mail.ru  <https://orcid.org/0009-0003-2900-7919>

Петр И. Попиков¹, popikovpetr@yandex.ru  <https://orcid.org/0000-0002-6348-8934>

Нина С. Камалова¹, rcamel@yandex.ru  <https://orcid.org/0000-0001-8293-8593>

Иван Д. Евсиков¹, evsfan1997@gmail.com,  <http://orcid.org/0009-0007-3388-3275>

Петр А. Пуятин¹, petya.putyatin26@gmail.com,  <https://orcid.org/0009-0009-9038-8494>

¹ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», ул. Тимирязева, 8, г. Воронеж, 394087, Российская Федерация

Проведен анализ современных исследований по динамике гидроприводов манипуляторов грузоподъемных машин. Установлено, что вопросы применения демпфирующих устройств в подъемных механизмах манипуляторов и их математическое моделирование в переходных режимах до настоящего времени изучены недостаточно. Предложена конструктивная схема гидропривода механизма подъема стрелы манипулятора с включенным магнитным демпфирующим устройством, обеспечивающим перераспределение энергии и подавление динамических воздействий. Целью представленного исследования является оценка эффективности предложенного магнитного демпфирующего устройства и разработанной математической модели для снижения динамических нагрузок в гидроприводе подъема стрелы лесного манипулятора. Разработана математическая модель динамики гидропривода, основанная на рекуррентных вычислительных схемах с явной дискретизацией по времени, что обеспечило корректный учет нелинейных свойств системы и позволило получить временные зависимости давления, угла подъема стрелы и хода магнитного поршня в демпфирующем устройстве. Результаты численного моделирования показали, что применение магнитного демпфирующего устройства обеспечивает снижение максимальных динамических значений давления в гидросистеме подъема стрелы в 1,4–1,5 раза по сравнению с режимом работы без демпфирования. Давление стабилизируется на уровне около 25 МПа, тогда как в контрольном режиме без демпфера колеблется в диапазоне 31–39 МПа, что сопровождается выраженными колебательными процессами.

Ключевые слова: манипулятор, гидропривод, магнитное демпфирующее устройство, механизм подъема стрелы, математическая модель, погрузочно-разгрузочные работы, угол подъема стрелы, давление рабочей жидкости, ход магнитного поршня

Финансирование: данное исследование получило финансирование в рамках внутреннего гранта ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова», выделенного в 2025 г. на работу по проекту «Выявление закономерностей режимов работы магнитного демпфирующего устройства гидропривода лесного манипулятора».

Благодарности: авторы благодарят рецензентов за вклад в экспертную оценку статьи, членов научно-технического совета и лично проректора по науке и инновациям ВГЛТУ профессора С.С. Морковину за поддержку исследований.

Конфликт интересов: авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Для цитирования: Исследование динамики гидропривода механизма подъема стрелы лесного манипулятора с магнитным демпфирующим устройством / А. А. Полумиско, П. И. Попиков, Н. С. Камалова, И. Д. Евсиков, П. А. Пуятин // Лесотехнический журнал. – 2026. – Т. 16. – № 1 (61). – С. 174–190. – Библиогр.: с. 187–189 (22 назв.). – DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2026.1/12>.

Поступила 08.07.2025. Пересмотрена 12.02.2026. Принята 15.03.2026. Опубликовано онлайн 27.03.2026.


Article

Study of the dynamics of the hydraulic drive of the boom lifting mechanism of a forestry manipulator with a magnetic damping device

Alexander A. Polumisko¹✉, alex-polumisko@mail.ru  <https://orcid.org/0009-0003-2900-7919>

Petr I. Popikov¹, popikovpetr@yandex.ru  <http://orcid.org/0000-0002-6348-8934>

Nina S. Kamalova¹, rcamel@yandex.ru  <https://orcid.org/0000-0001-8293-8593>

Ivan D. Evsikov¹, evsfan1997@gmail.com  <http://orcid.org/0009-0007-3388-3275>

Petr A. Putyatin¹, petya.putyatin26@gmail.com,  <https://orcid.org/0009-0009-9038-8494>

¹*Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazeva str., 8, Voronezh, 394087, Russian Federation*

Abstract

An analysis of current research on the dynamics of hydraulic drives for crane manipulators used in hoisting machines is conducted. It is established that the application of damping devices in crane lifting mechanisms and their mathematical modeling in transient conditions have been insufficiently studied to date. A design scheme for a hydraulic drive for a crane boom lift mechanism with an engaged magnetic damping device, which ensures energy redistribution and suppression of dynamic effects, is proposed. The objective of this study is to evaluate the effectiveness of the proposed magnetic damping device and the developed mathematical model for reducing dynamic loads in the hydraulic drive of a forestry crane boom lift. A mathematical model of the hydraulic drive dynamics has been developed, based on recurrent computational schemes with explicit time discretization. This ensures correct consideration of the nonlinear properties of the system and made it possible to obtain time dependencies of pressure, boom lift angle, and magnetic piston stroke in the damping device. Numerical simulation results showed that the use of a magnetic damping device reduces maximum dynamic pressure in the boom lift hydraulic system by 1.4–1.5 times compared to operating without damping. Pressure stabilizes at approximately 25 MPa, whereas in the control mode without a damper, it fluctuates between 31–39 MPa, accompanied by pronounced oscillations.

Keywords: *manipulator, hydraulic drive, magnetic damping device, boom lifting mechanism, mathematical model, loading and unloading operations, boom lifting angle, working fluid pressure, magnetic piston stroke*

Funding: The study was carried out by the local grant of the Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education “Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov”, allocated for the project “Identification of patterns in the operating modes of the magnetic damping device of the hydraulic drive of a forestry manipulator” in 2025.

Acknowledgments: The authors thank the reviewers for their contribution to the expert evaluation of the article, the members of the Scientific and Technical Council and personally the Vice-Rector for Science and Innovation at VSUFT Professor S.S. Morkovina for the research supporting.

Conflict of interest: The authors declare no conflict of interest.

For citation: Polumisko A. A., Popikov P. I., Kamalova N. S., Evsikov I. D., Putyatin P. A. (2026). Study of the dynamics of the hydraulic drive of the boom lifting mechanism of a forestry manipulator with a magnetic damping device. *Forestry Engineering journal*, Vol. 16, No. 1 (61), pp. 174–190 (in Russian). DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2026.1/12>.

Received 08.07.2025.

Revised 12.02.2026.

Accepted 15.03.2026.

Published online 27.03.2026.

Введение

В современной научной литературе вопросам снижения динамических нагрузок манипуляторных систем в лесной технике уделяется значительное внимание. К наиболее перспективным направлениям относятся использование магнитных демпфирующих устройств и совершенствование кинематических и динамических моделей гидроприводов манипуляторов лесных машин.

П.И. Попиков и др. (2023) [1] исследовали динамические режимы подъема стрелы лесного манипулятора и влияние компоновки гидроцилиндров на динамические нагрузки. Построена математическая модель подъема стрелы с учётом инерции и податливости гидросистемы. Выявлено, что при уменьшении номинальной подачи насоса угловая скорость механизма возрастает к стабилизации, но пиковые давления возрастают с 16 до 40 МПа, что указывает на необходимость согласования параметров

гидросистемы. Установлено оптимальное положение точки крепления штока гидроцилиндра механизма подъема к стреле манипулятора. Повышение податливости гидролиний в два раза снижает динамическое давление, а общая оптимизация конструкции приводит к уменьшению динамических нагрузок на 41%, однако при этом наблюдается увеличение времени затухания колебаний на 32%, что рассматривается как допустимый компромисс ради повышения ресурса машины.

Т. Раин (2023) [2] разработал программный модуль для моделирования кинематики и динамики робота-манипулятора, реализованный в SolidWorks и MATLAB. Модуль включает методы Денавита–Хартенберга, Ньютона–Эйлера, а также адаптивные нечёткие алгоритмы (ANFIS), что обеспечивает возможность моделирования движений, построения траекторий, визуализации и имитационного анализа манипуляторов с пятью степенями свободы. Это подтверждает устойчивую тенденцию перехода инженерных исследований к комплексным цифровым двойникам.

А.А. Волошкин и др. (2022) [3] выполнили создание трёхмерной кинематической модели манипулятора Delta в системе NX с последующим динамическим анализом. Решена обратная задача кинематики, определены центры масс и траектории движения подвижной платформы. Представлена методика расчёта скоростей и ускорений, что позволяет использовать модель для оптимизации параметров привода и проектирования механизмов аналогичного типа.

В работе Guoqiang Zhou и др. (2024) [4] исследовалась гидравлическая вибрационная система с вращательным распределительным клапаном, разработанная для снятия остаточных напряжений материалов. Построены математические модели, проведены CFD-симуляции и эксперименты. Показано, что система обеспечивает близкую к синусоидальной форму колебаний при низких потерях давления. Авторы отмечают, что повышение входного давления и снижение скорости привода увеличивает энергоэффективность вибросистемы, что является перспективным подходом для демпфирования в гидроприводах.

Г.А. Геворкян (2022) [5] развивает обобщённый метод Ньютона–Эйлера для моделирования манипуляторов с упругими звеньями без обращения матрицы масс, что значительно снижает вычислительные затраты. Реализованы алгоритмы решения смешанной задачи динамики, что особенно важно для реального времени и систем активного подавления вибраций.

Моделированию движений харвестера при выборочных рубках посвящена работа

Т.В. Сергеевой и др. (2024) [6]. Созданы математические зависимости для расчёта траектории манипулятора при наличии препятствий в лесном массиве. Показано, что присутствие деревьев нецелевой группы в зоне работы манипулятора увеличивает длительность операций на 15%, что подчёркивает важность планирования траекторий для повышения эффективности и минимизации цикловых нагрузок на гидросистему.

В. Жога и др. (2020) [7] разработали динамическую модель трипод-манипулятора, учитывающую массу исполнительных звеньев и характеристики электроприводов. Получены зависимости управляющих усилий и динамических погрешностей, что позволяет формировать оптимальные управляющие программы для высокоскоростных манипуляторов параллельной структуры.

С.А. Братчиков и др. (2021) [8] представили аналитическое решение обратной задачи кинематики для антропоморфного манипулятора, позволяющее преобразовывать декартовы координаты в обобщённые углы в реальном времени без необходимости решать систему трансцендентных уравнений. Это обеспечивает высокую точность и вычислительную эффективность, что актуально для систем с ограниченной вычислительной мощностью.

Xinyang Tian и др. (2020) [9] предложили аналитический метод ОЗК для 7-звенных манипуляторов с алгоритмом обхода предельных положений суставов. Введён параметр «угол руки» для управления избыточностью, а оптимизация в нулевом пространстве позволяет избежать сингулярностей и ограничений шарниров. Отмечены высокие скорость и точность метода, что подтверждает возможность его применения в реальном времени.

Проблему высоких динамических нагрузок в подъёмных механизмах карьерных экскаваторов, где амплитуда динамических усилий может превышать статическую более чем в два раза, рассматривают И.В. Зырянов и др. (2024) [10]. Авторы отмечают, что такие нагрузки ведут к усталостным повреждениям элементов конструкции и сокращению ресурса машин. Для их снижения предлагается использовать упругодемпфирующие устройства, основанные на принципах обратных задач динамики и структурного математического моделирования. Построена аналитическая связь между желаемой траекторией усилия и параметрами механизма. Моделирование подъёмного механизма экскаватора ЭКГ-5А с оптимально синтезированным демпфером показало уменьшение динамических нагрузок и сокращение времени переходного процесса при типовых режимах работы.

Т.В. Гришанина и др. (2023) [11] применили метод сил для анализа пространственного движения трехзвенного манипулятора с учетом упругости звеньев и приводов. Разработана модель, основанная на принципе Кастильяно, позволяющая определять перемещения и углы поворота звеньев манипулятора. Показано, что учет упругости шарнирных соединений и инерции звеньев существенно влияет на динамические характеристики системы и точность управления.

В исследовании Guocai Yang (2025) [12] предложен новый метод управления манипулятором с гибкими сочленениями и гармоническим приводом. Метод включает каскадную структуру управления: адаптивный регулятор, торковый и моторный контуры. Использован фильтр Калмана и компенсация трения. Экспериментальные испытания показали высокую точность слежения и эффективное подавление вибраций, вызванных эластичностью передачи.

Д.В. Черник и К.Н. Черник (2020) [13] разработали математическую модель комбинированного манипулятора лесной машины. Модель позволяет рассчитывать геометрические параметры стрелы и рукояти в зависимости от грузового момента и максимального вылета стрелы. Даны рекомендации по проектированию конструктивных элементов манипулятора без использования дорогих CAD-систем.

В работе С.А. Нестерова и др. (2022) [14] проанализированы процессы в многополюсном электромеханическом магнитореологическом демпфере. Получены поля магнитной индукции и скоростей течения магнитореологической жидкости, установлена взаимосвязь магнитного и гидродинамического эффектов. Показано, что изменение формы полюсов и направления токов расширяет диапазон регулирования сопротивления демпфера.

С.А. Сомов и др. (2025) [15] экспериментально исследовали демпфер на основе эластомера с ферромагнитным порошком. Выявлено, что магнитные наполнители увеличивают диссипативные свойства материала и снижают амплитуду колебаний на резонансной частоте, расширяя рабочий диапазон демпфирования. Конструкции были выполнены методом 3D-печати и испытаны на вибростенде.

Р.Р. Саттаров и Д.Р. Гарафутдинов (2020) [16] исследовали изменение магнитного момента управляемого магнитоэлектрического демпфера путем механической реконфигурации магнитной цепи. Показано, что использование постоянных магнитов практически исключает потребление энергии и обеспечивает диапазон управления моментом от 5% до 100%.

Д.Р. Гарафутдинов (2021) [17] рассмотрел способы регулирования магнитного потока в магнитоэлектрических устройствах для увеличения эффективности вихретоковых демпферов. Описаны механизмы изменения воздушного зазора и конфигурации магнитной цепи, позволяющие адаптивно управлять демпфирующими свойствами без внешнего питания.

А.Н. Болотов и О.О. Новикова (2023) [18] экспериментально изучили поведение наноструктурированной магнитной жидкости в сильном магнитном поле. Установлено наличие "стоп-эффекта" – высокого предельного напряжения текучести, вызванного структурированием частиц. Работа определяет влияние температуры, времени и напряженности поля на разрушение наноструктуры и трение, что важно для проектирования магнитоэлектрических подшипников и уплотнений.

З.В. Моруна (2025) [19] исследовала динамику углового движения наноспутника с жидкостным и магнитным демпферами. Проведено моделирование стабилизации CubeSat с учетом гравитационных и магнитных моментов. Установлено, что сочетание магнитного и жидкостного демпфирования ускоряет переход в устойчивое положение, а эффективность зависит от параметров орбиты.

В работе И.М. Ячкова и В.И. Ширяева (2020) [20] представлено теоретическое и экспериментальное исследование удержания постоянного магнита в импульсном магнитном поле. Разработана математическая модель одномерного движения магнитного поршня, учитывающая гравитационные и электромагнитные силы. Установлено, что увеличение частоты пульсаций тока в катушке стабилизирует положение магнитного поршня и уменьшает амплитуду его колебаний, в то время как масса магнитного поршня и величина напряжения влияют на устойчивость удержания и потребляемую мощность.

Таким образом, анализ современных исследований по динамике гидроприводов механизмов подъема манипуляторов технологических машин показал, что вопросы применения демпфирующих устройств в подъемных механизмах манипуляторов и их математическое моделирование в переходных режимах до настоящего времени изучены недостаточно.

Целью представленного исследования является оценка эффективности предложенного магнитного демпфирующего устройства и разработанной математической модели для снижения динамических нагрузок в гидроприводе подъема стрелы лесного манипулятора.

Материалы и методы

Объект и предмет исследования

В качестве объекта исследования нами выбран механизм подъема стрелы манипулятора с подключением в гидропривод магнитного демпфирующего устройства (рис. 1), защищенного патентом на изобретение [22]. Отличительной особенностью конструкции является наличие **магнитного демпфирующего устройства 24**, подключённого между гидролиниями 6 и 7 основного гидроцилиндра 4 подъема стрелы 5 посредством регулируемых дросселей 22 и 23. Корпус 24 и крышки 25 и 26 выполнены из

немагнитного материала, а поршни 27, 28 и неподвижная перегородка 29 с центральным дроссельным отверстием 30 являются магнитами, которые обращены друг к другу **одноимёнными полюсами**, что обеспечивает создание магнитного сопротивления при перемещении магнитных поршней. Механизм подъема стрелы оборудован энергосберегающим устройством 16, включающем гидроцилиндр рекуперации энергии 8, обратные клапаны 11, 13, 15, 21, гидролинию 14, гидроаккумулятор 12, разгрузочный клапан 18, **предохранительный клапан 19**.

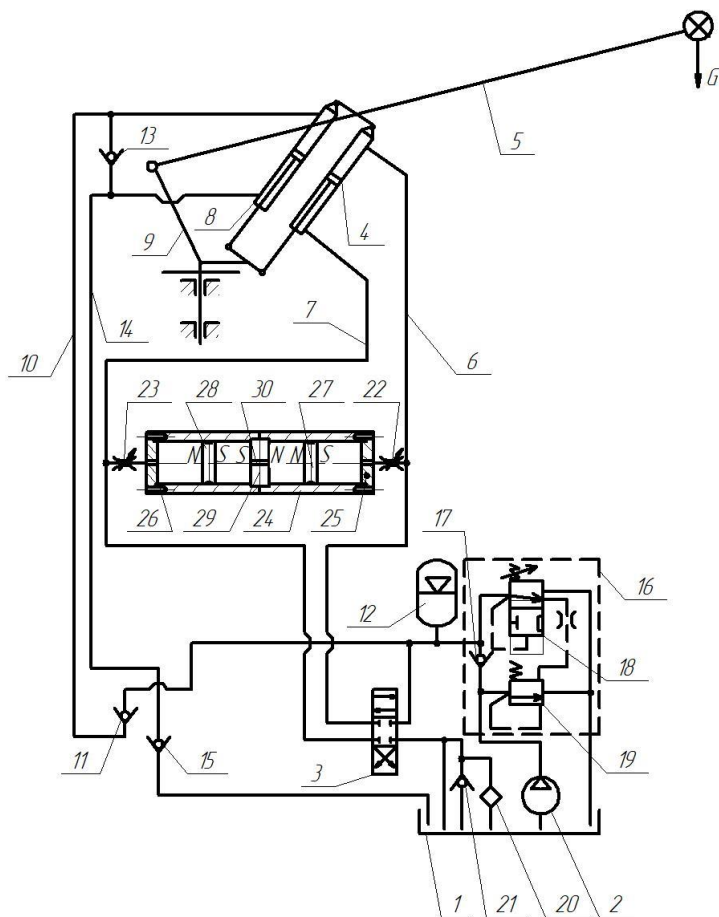


Рисунок 1 – Гидрокинематическая схема механизма подъема стрелы манипулятора с магнитным демпфирующим устройством

Figure 1 – Hydrokinematic diagram of the boom lifting mechanism of a manipulator with a magnetic damping device

Источник: [22]

Source: [22]

Гидропривод подъема стрелы лесного манипулятора, оснащённый магнитным демпфирующим устройством, функционирует следующим образом.

Для подъема грузоподъемной стрелы 5 с грузом **G** насос 2 забирает рабочую жидкость из

гидробака 1 и подает её в гидрораспределитель 3, после чего поток через гидролинию 6 направляется в поршневую полость гидроцилиндра 4 подъема стрелы 5. Под действием давления поршень и шток цилиндра 4 перемещаются вниз, что вызывает

поворот стрелы **5** против часовой стрелки (до 70°) и подъём груза **Г**.

При резком росте давления в линии **6** часть рабочей жидкости, соответствующая объёму деформации упругих звеньев системы, проходит через регулируемый дроссель **22** в магнитное демпфирующее устройство **24**, перемещая подвижный магнитный поршень **27** влево. Между одноимёнными северными полюсами **N** поршня **27** и неподвижной перегородкой **29** формируется магнитное отталкивающее усилие, которое подавляет пиковое давление, а жидкость вытесняется через дроссельное отверстие **30** в полость между перегородкой **29** и вторым подвижным магнитным поршнем **28**. Аналогично, при всплеске давления в гидролинии **7** жидкость через дроссель **23** поступает в магнитное демпфирующее устройство **24**, вызывая перемещение магнитного поршня **28** вправо. Между одноимёнными южными полюсами **S** поршня **28** и перегородки **29** также возникает магнитное отталкивание, гасящее импульс давления, а рабочая жидкость вытесняется через отверстие **30** в полость между перегородкой **29** и поршнем **27**.

Таким образом, магнитное демпфирующее устройство обеспечивает эффективное подавление гидравлических ударов при внезапных остановках движения стрелы, стабилизируя давление в линиях **6** и **7** и предотвращая перегрузку элементов привода.

Предметом исследования является математическая модель процесса подъема стрелы с учетом подключения в систему магнитного демпфирующего устройства, которая позволяет получить теоретические зависимости кинематических и динамических характеристик.

Для анализа кинематики и динамики рабочих процессов составлены расчетные схемы механизма подъёма стрелы (рис. 2) и демпфирующего устройства (рис. 3).

Разработана математическая модель подъёма стрелы манипулятора с магнитным демпфирующим устройством:

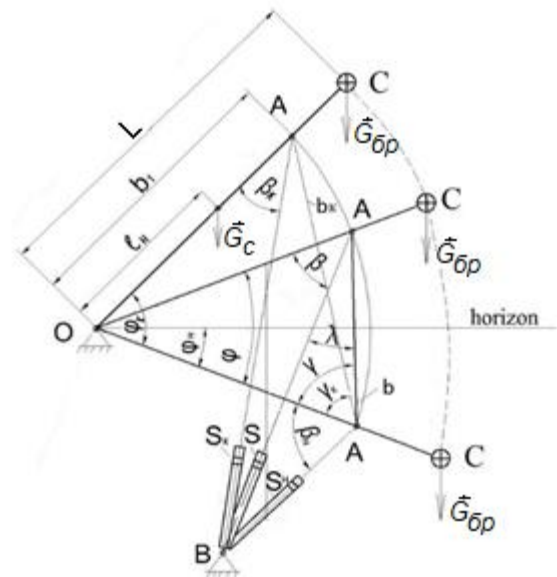


Рисунок 2 – Геометрия движения стрелы манипулятора

Figure 2 – The geometry of the arrow movement of the manipulator

Источник: [21]

Source: [21]

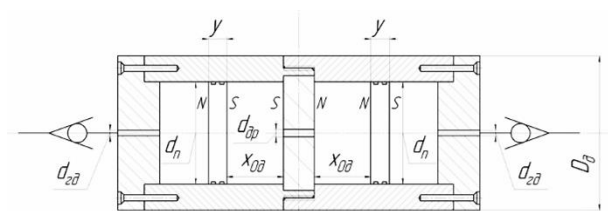


Рисунок 3 – К определению параметров магнитного демпфирующего устройства

Figure 3 – To determine the parameters of a magnetic damping device

Источник: Собственная композиция авторов

Source: Authors' own composition

$$\begin{cases} (J_{6p} + J_c) \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = \frac{\pi d_c^2 b_1 \sin \beta}{4} p - (G_{6p} L + G_c l_n) \cos \varphi, \\ q_n n_n = \frac{\pi d_n^2 l \sin \beta}{4} \cdot \omega + \frac{\pi D_n^2}{4} v_n + a_y p + K_p \cdot \frac{dp}{dt}, \\ m \frac{d^2 x_n}{dt^2} = \frac{\pi D_n^2}{4} \left(p - \frac{D_n^4 \rho}{2 \mu^2 d_{np}^4} \cdot \left(\frac{dx_n}{dt} \right)^2 \right) - \frac{B^2 A}{2 \mu_0} \left(\frac{1}{(x_n + y)^2} - \frac{1}{x_n^2} \right) - k \frac{dx_n}{dt}, \end{cases} \quad (1)$$

где φ – угол подъёма стрелы, рад; p – текущее значение давления в напорном трубопроводе, Па; x_n – ход магнитного поршня демпфирующего устройства, м; t – время, с; m – масса подвижного магнитного поршня, кг; J_{6p} – момент инерции пачки бревен относительно точки O, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; J_c – момент инерции стрелы относительно точки O, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; d_c – внутренний диаметр гидроцилиндра стрелы, м; b_1 – расстояние от оси вращения до точки крепления, м; β – угол наклона гидроцилиндра, рад; G_{6p} – сила тяжести пачки бревен в захвате, Н; G_c – сила

тяжести стрелы, Н; L – вылет манипулятора, м; l_n – расстояние от точки O до центра масс стреловой группы, м. q_n – рабочий объём насоса, $\frac{м^3}{об}$; n_n – частота вращения насоса, $\frac{об}{с}$; l – длина стрелы манипулятора, м; ω – угловая скорость приводного стрелы $с^{-1}$, D_d – диаметр корпуса магнитного демпфирующего устройства, м; v_n – скорость магнитного поршня, $\frac{м}{с}$; a_y – коэффициент утечек в гидросистеме, $\frac{м^3}{(Па \cdot с)}$; K_p – коэффициент податливости; $d_{др}$ – диаметр дроссельного отверстия магнитной перегородки, м; μ – коэффициент расхода жидкости; ρ – плотность рабочей жидкости, $\frac{кг}{м^3}$; B_r – остаточная индукция магнитного поршня, Тл; A – площадь сечения магнитного поршня, $м^2$; μ_0 – магнитная постоянная, Гн/м; y – длина магнитного поршня, м; k – коэффициент вязкого трения подвижного поршня демпфера, $\frac{Н \cdot с}{м}$.

Перемещение магнитного поршня приводит к изменению объёма его рабочей полости на величину $dV_d = \frac{\pi D_d^2}{4} dx_n$. Соответствующий расход жидкости, обусловленный движением магнитного поршня, равен $Q_d = \frac{\pi D_d^2}{4} x_n$; $x_n = v_n$ и входит в уравнение баланса расхода напорной линии.

Угол β является функцией угла φ и определяется из выражений [21]:

$$\begin{aligned} \beta &= \gamma - \lambda, \\ \lambda &= \arcsin \left(\frac{S_n}{S} \sin(\beta_n + \gamma) \right), \\ S^2 &= b^2 + S_n^2 - 2bS_n \cos(\beta_n + \gamma), \\ b &= 2b_1 \sin \left(\frac{\varphi}{2} \right), \\ \beta_n &= \arccos \left(\frac{b_k^2 + S_n^2 - S_k^2}{2b_k S_n} - \gamma_k \right), \\ b_k &= 2b_1 \sin \left(\frac{\varphi_k}{2} \right), \\ \gamma_k &= \frac{\pi}{2} - \frac{\varphi_k}{2}, \\ \gamma &= \frac{\pi}{2} - \frac{\varphi}{2}, \end{aligned}$$

где S_n – минимальная длина гидроцилиндра, м;
 S_k – максимальная длина гидроцилиндра, м;
 φ_n – начальное значение угла φ , м;
 φ_k – конечное значение угла φ , м.

Для численного решения замкнутой системы дифференциальных уравнений (1) используется явный метод Эйлера с дискретизацией по времени. Ускорения и силы на каждом временном шаге вычисляются на основе уравнений движения, сформулированных в соответствии со вторым законом Ньютона. Выбор явной схемы Эйлера обусловлен использованием малого шага

интегрирования по времени, обеспечивающего устойчивость расчёта и корректное воспроизведение переходных процессов при умеренных вычислительных затратах. Ниже приведены начальные условия и рекуррентные формулы, позволяющие по значениям на предыдущем временном шаге t_{i-1} получить решение на текущем шаге $t_i = t_{i-1} + dt$:

$$\begin{aligned} \omega_0 &= 0; \\ p_0 &= \frac{4(G_{6p}L + G_{cl_n}) \cos \varphi_n}{\pi d_{др}^2 b_1 \sin \beta(\varphi_n)}; \\ v_{0n} &= 0; \\ x_{0d} &= 0,03; \\ \varphi_0 &= \varphi_n; \\ t_0 &= 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Значение p_0 в (2) определяется из статического условия равновесия по моментам для заданного начального угла φ_n , обеспечивая начальное состояние без ускорений. Остальные переменные предполагаются равными нулю, что соответствует запуску системы из состояния покоя без предшествующих переходных процессов.

Численное интегрирование первого уравнения из системы (1) можно реализовать через производную угловой скорости, которая рассчитывается на основе текущего значения давления и угла:

$$d\omega_i = \frac{dt}{(J_{6p} + J_c)} \left(\frac{\pi d_{др}^2 b_1 \sin \beta(\varphi_{i-1})}{4} p_{i-1} - (G_{6p}L + G_{cl_n}) \cos \varphi_{i-1} \right). \quad (3)$$

В (3) движущий момент гидроцилиндра, создаваемый давлением p_{i-1} , противопоставляется суммарному моменту сил тяжести стрелы и груза. Геометрический множитель $\sin \beta(\varphi_{i-1})$ моделирует изменение силового плеча при подъёме стрелы.

Динамика давления на основе расходного баланса жидкости (1) может быть описана уравнением:

$$dp_i = \frac{dt}{K_p} \left(q_n n_n - \frac{\pi d_{др}^2 l \sin \beta(\varphi_{i-1})}{4} \cdot \omega_{i-1} - \frac{\pi D_d^2 v_{i-1n}}{4} - a_y p_{i-1} \right) \quad (4)$$

Левая часть уравнения (4) отражает изменение давления, связанное с податливостью системы. Правая часть включает в себя: объём подачи насоса; расход, обусловленный движением поршня гидроцилиндра (q_n); расход через демпфер (составляющая, пропорциональная скорости магнитного поршня v_{i-1n}); потери из-за утечек, пропорциональные текущему значению давления.

Второй закон Ньютона для движения магнитного поршня в демпфере реализуется соотношением:

$$dv_{i_n} = \frac{dt}{m} \left(\frac{\pi D_d^2}{4} \left(p_{i-1} - \frac{D_d^4 \rho}{2\mu^2 d_{др}^4} \cdot (v_{i-1n})^2 \right) - \frac{B_r^2 A}{2\mu_0} \left(\frac{1}{(x_{i-1d} + y)^2} - \frac{1}{x_{i-1d}^2} \right) - kv_{i-1n} \right), \quad (5)$$

где в правой части в скобках учтены равнодействующая сил давления, отталкивания между одноимёнными полюсами магнитов и вязкое демпфирование.

Для оценки эффективности магнитного демпфирующего устройства дополнительно рассмотрен контрольный режим работы гидропривода без демпфирования. В этом случае связь демпферной ветви с основной гидролинией исключается, что в рамках математической модели эквивалентно принятию параметров $D_d = 0$, $d_{др} \rightarrow \infty$, вследствие чего расход рабочей жидкости через демпфер отсутствует, а динамика давления определяется только подачей насоса, податливостью гидросистемы и инерционными свойствами механизма.

Обновление состояния системы на текущем шаге запишется как

$$\begin{aligned} v_{iп} &= v_{i-1п} + dv_{iп}; \\ x_{iд} &= x_{i-1д} + v_{i-1п} dt; \\ p_i &= p_{i-1} + dp_i; \\ \omega_i &= \omega_{i-1} + d\omega_i; \\ t_i &= t_{i-1} + dt. \end{aligned} \quad (6)$$

Обновление угла подъёма стрелы будет определяться соответствием:

$$\varphi_i = \begin{cases} \varphi_{i-1} + \omega_{i-1} dt, & \varphi_i < \varphi_k \\ \varphi_k, & \varphi_{i-1} > \varphi_k \end{cases} \quad (7)$$

Полученные соотношения (4) – (7) позволяют по заданному начальному состоянию вычислять последовательные значения переменных на каждом временном шаге.

Результаты

Вычислительное моделирование динамики гидропривода подъёма стрелы с включённым магнитным демпфирующим устройством было выполнено в программе MATLAB на основе рекуррентных вычислительных схем с явной дискретизацией по времени (метод Эйлера).

Полученные временные зависимости позволяют охарактеризовать процесс с позиций динамики давления, кинематики подъёма и работы магнитного демпфирующего устройства. На рис. 4 представлена временная зависимость угла подъёма стрелы. Процесс характеризуется монотонным ростом угла от отрицательного стартового значения до величины порядка 1.22 рад, что соответствует штатной кинематике подъёма. При этом не фиксируется перерегулирования и колебательных составляющих, что указывает на стабильность движения при наличии демпфирующего звена.

На рис. 5 представлена кривая изменения давления в гидроцилиндре подъёма стрелы. В

начальной фазе наблюдается затухающая колебательная составляющая, после чего давление быстро выходит на установившийся уровень порядка ~25 МПа. Полученная форма переходного процесса указывает на подавление динамических выбросов и формирование устойчивого режима работы гидропривода.

Траектория перемещения магнитного поршня внутри демпфера (рис. 6) демонстрирует ограниченный скачкообразный переход в начале процесса и дальнейшую стабилизацию положения в рабочей зоне. Это подтверждает корректность выбора структурной схемы демпфера и способность магнитной системы эффективно гасить энергетику переходного процесса в гидролиниях.

Для подтверждения эффективности предложенного демпфирующего устройства выполнено сравнение переходных процессов давления в гидросистеме при наличии демпфирующего устройства и при его отключении (рис. 7). В режиме без демпфирования давление характеризуется выраженными колебаниями в диапазоне **31–39 МПа**, сохраняющимися на протяжении рассматриваемого интервала времени.

При включении магнитного демпфирующего устройства амплитуда колебаний существенно уменьшается, а давление после кратковременной переходной стадии стабилизируется на уровне около **25 МПа**. Таким образом, применение магнитного демпфирования обеспечивает снижение максимальных динамических значений давления примерно в **1.4–1.5 раза** по сравнению с контрольным режимом без демпфирования, что количественно подтверждает достижение цели исследования.

Статистические параметры полученных временных рядов приведены в таблицах 2–3. Отмечается низкая дисперсия установившихся значений давления, а также отсутствие резких скачков угла и хода магнитного поршня, что согласуется с физически устойчивым характером работы системы. Таким образом, сформированные расчётные данные однозначно подтверждают достижение основной цели исследования — снижение динамической нагруженности гидропривода подъёма стрелы без ухудшения кинематических характеристик рабочего цикла.

Входные данные программы

Table 1

Program input data

Параметр Parameter		Интервал Interval	Значение Meaning
t_k	время на процесс поднятия стрелы, с time for the boom lifting process, s		7
φ_n	начальное значение угла φ , рад initial value of angle φ , rad		-0.26
φ_k	конечное значение угла φ , рад final value of angle φ , rad		1.4
$x_{од}$	начальное положение хода магнитного поршня, м initial position of the magnetic piston stroke, m		0.03
$x_{кд}$	максимально допустимая координата магнитного поршня (конструктивный предел), м maximum permissible coordinate of the magnetic piston (design limit), m		0.06
S_n	минимальная длина гидроцилиндра, м минимальная длина гидроцилиндра, м	1...1.5	1.4
S_k	максимальная длина гидроцилиндра, м maximum length of hydraulic cylinder, m	1.8...2.3	2.2
$m_{бр}$	масса пачки бревен, кг weight of a pack of logs, kg		884
m_c	масса стреловой группы, кг mass of the boom group, kg		433
$J_{бр}$	момент инерции пачки бревен относительно точки O, кг·м ² moment of inertia of a stack of logs relative to point O, kg·m ²		$J_{бр} = m_{бр}l^2 = 33435.09$
J_c	момент инерции стрелы относительно точки O, кг·м ² moment of inertia of the boom relative to point O, kg·m ²		$J_c = m_c l^2 = 4830.37$
$G_{бр}$	сила тяжести пачки бревен в захвате, Н gravity of a stack of logs in the grip, N		$G_{бр} = m_{бр}g = 8840$
G_c	сила тяжести стрелы, Н boom gravity, N		$G_c = m_c g = 4330$
d_c	внутренний диаметр гидроцилиндра стрелы, м internal diameter of the boom hydraulic cylinder, m		0.1
b_1	расстояние от оси вращения до точки крепления, м distance from the axis of rotation to the attachment point, m		1
L	вылет манипулятора, м manipulator reach, m		6.15
l_n	расстояние от точки O до центра масс стреловой группы, м distance from point O to the center of mass of the boom group, m		3.34
$Q = q_n n_n$	подача в единицу времени, м ³ /с flow per unit time, m ³ /s		0.00133
μ	коэффициент расхода жидкости liquid flow coefficient	0.7...0.8	0.75
D_d	диаметр корпуса магнитного демпфирующего устройства, м diameter of the magnetic damping device body, m		0,064
$d_{др}$	диаметр дроссельного отверстия магнитной перегородки, м magnetic baffle orifice diameter, m	0.001...0.003	0.002

ρ	плотность рабочей жидкости, кг/м ³ working fluid density, kg/m ³		800
k_d	коэффициент вязкого трения магнитного поршня демпфирующего устройства, Н·с/м coefficient of viscous friction of the magnetic piston of the damping device, N·s/m		100
K_p	коэффициент податливости compliance coefficient	$(0.9...3.3) \cdot 10^{-10}$	$K_p = \frac{V_{\text{сум}}}{E_{\text{нр}}} = 2.1 \cdot 10^{-10}$
m_d	масса магнитного поршня в демпфирующем устройстве, кг mass of the magnetic piston in the damping device, kg	0.2...0.5	0.4
$d_{\text{п}}$	диаметр магнитного поршня демпфирующего устройства, м diameter of the magnetic piston of the damping device, m		0.05
y	длина магнитного поршня демпфирующего устройства, м length of the magnetic piston of the damping device, m		0,03
A	площадь сечения магнитного поршня, м ² cross-sectional area of the magnetic piston, m ²		0,001963495
μ_0	магнитная постоянная, Гн/м magnetic constant, H/m		$1,26 \cdot 10^{-6}$
B_r	остаточная индукция магнита, Тл residual induction of magnet		$2,48 \cdot 10^{-1}$
a_y	коэффициент утечек в гидросистеме, м ³ /(Па·с) leakage coefficient in the hydraulic system, m ³ /(Pa·s)		$2 \cdot 10^{-12}$

Источник: эмпирические данные, полученные авторами

Source: empirical data obtained by the authors

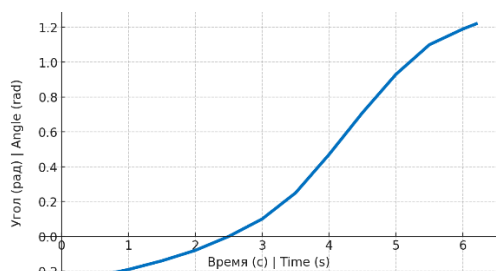


Рисунок 4 – График зависимости угла подъёма стрелы φ от времени t

Figure 4 – Graph of elevation angle arrows φ versus time t

Источник: Собственная композиция авторов

Source: Authors' own composition

Таблица 2

Ключевые показатели переходного процесса давления в гидросистеме

Table 2

Key indicators of the transient pressure process in a hydraulic system

Источник: собственные вычисления авторов

Source: Authors' own calculations

На основе вычислительного эксперимента, выполненного с применением рекуррентных зависимостей с явной дискретизацией по времени (метод Эйлера), получена зависимость изменения

Ключевые динамические показатели давления $p(t)$ при наличии и отсутствии демпфирования Key dynamic pressure indicators $p(t)$ with and without damping		
Показатель Indicator	С демпфированием With damping	Без демпфирования Without damping
Первый пик давления, МПа First pressure peak, MPa	$\approx 12.4 - 12.8$	$\approx 38 - 40$
Установившееся давление, МПа Steady-state pressure, MPa	≈ 25	Отсутствует absent
Амплитуда колебаний в переходном процессе, МПа Oscillation amplitude in the transient process, MPa	< 0.5	$\approx 4 - 5$
Время выхода на установившийся режим, с Time to reach steady state, s	$\approx 2.0 - 2.5$	не достигается not achieved
Диапазон изменения давления на интервале 0 – 6 с, МПа Pressure change range in the interval 0 - 6 s	$\approx 12.4 - 25$	$\approx 31 - 39$

давления рабочей жидкости в гидроцилиндре механизма подъёма стрелы (рис. 5). Обобщённые статистические показатели динамики давления в гидроцилиндре представлены в таблице 3.

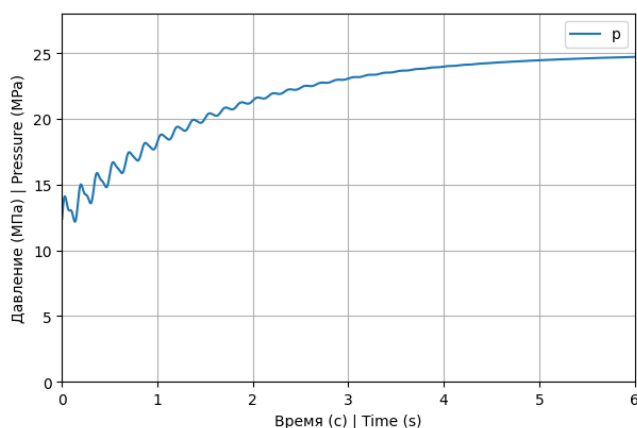


Рисунок 5 – График зависимости давления в напорном трубопроводе p от времени t
Figure 5 – Graph of pressure dependence in the discharge pipeline p versus time t

Источник: Собственная композиция авторов
Source: Authors' own composition

Таблица 3

Показатели работы магнитного демпфирующего устройства по перемещению магнитного поршня $x_{п}$
Table 3
Performance of the magnetic damping device based on the movement of the magnetic piston $x_{п}$

Ключевые показатели движения магнитного поршня демпфирующего устройства Key performance indicators of the magnetic piston damping device movement	
Показатель Indicator	Значение Value
Начальная координата магнитного поршня, м Initial coordinate of the magnetic piston, m	0.030
Максимальная координата магнитного поршня в переходном процессе, м Maximum coordinate of the magnetic piston in the transient process, m	≈ 0.035
Максимальный ход магнитного поршня, м Maximum stroke of magnetic piston, m	≈ 0.005
Максимально допустимая координата магнитного поршня (конструктивный предел), м Maximum permissible coordinate of the magnetic piston (design limit), m	0.060
Использование хода магнитного поршня демпфирующего устройства Using the	$\frac{0.005}{0.060} \cdot 100 \approx 8.3\%$

magnetic piston stroke of the damping device	
--	--

Источник: собственные вычисления авторов
Source: Authors' own calculations

В результате численного моделирования, выполненного на основе рекуррентных вычислительных схем с явным шагом по времени (метод Эйлера), был получен характерный график изменения положения магнитного поршня в демпфирующем устройстве во времени (рис. 6). В процессе полного хода магнитного поршня в демпфирующем устройстве происходит переток рабочей жидкости между полостями гидроцилиндра в объёме, соответствующем деформации упругих элементов гидросистемы, что обеспечивает подавление скачков давления в переходных режимах работы привода.

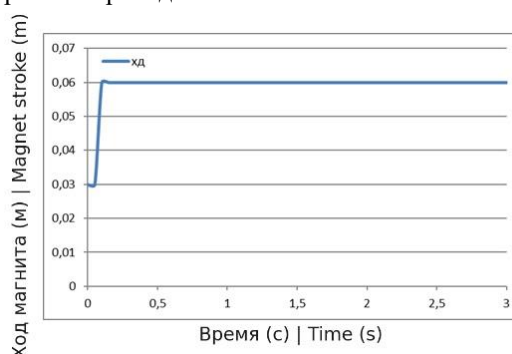


Рисунок 6 – График зависимости хода магнитного поршня x_d от времени t
Figure 6 – Graph of the dependence of the magnetic piston stroke x_d on time t

Источник: Собственная композиция авторов
Source: Authors' own composition

Следует отметить, что значение 0.06 м (табл. 1) задаёт **конструктивно допустимый предел** координаты магнитного поршня (предельный рабочий ход магнитного поршня), тогда как в рассматриваемом переходном процессе фактическое перемещение магнитного поршня составляет около 0.005 м (рис. 6), что обусловлено ограниченным объёмом деформации упругих элементов гидросистемы и отсутствием необходимости использования полного хода магнитного поршня демпфирующего устройства.

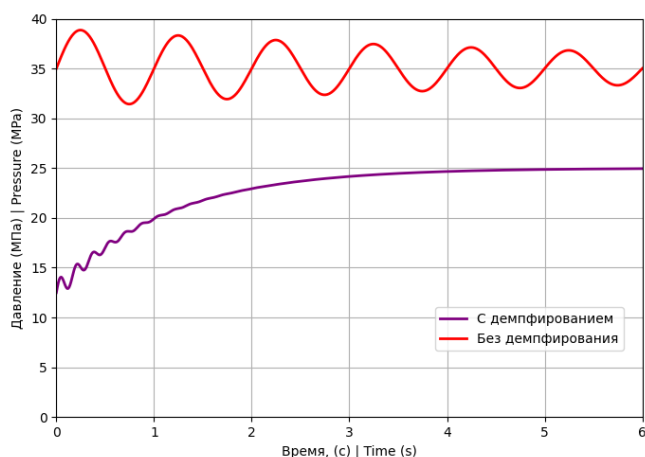


Рисунок 7 – Сравнение временных зависимостей давления в гидросистеме при наличии и отсутствии демпфирования

Figure 7 – Comparison of time dependencies of pressure in a hydraulic system with and without damping

Источник: Собственная композиция авторов
Source: Authors' own composition

На рис. 7 приведено сравнение режимов работы гидропривода подъёма стрелы с магнитным демпфированием и без демпфирующего устройства. Применение магнитного демпфирующего устройства обеспечивает снижение максимальных динамических значений давления в гидросистеме подъёма стрелы примерно в 1.4–1.5 раза по сравнению с режимом работы без демпфирования. Давление в демпфированном режиме после кратковременных переходных колебаний стабилизируется на уровне около 25 МПа, тогда как в контрольном режиме без демпфирующего устройства сохраняются выраженные колебания давления в диапазоне 31–39 МПа. Таким образом, результаты моделирования подтверждают снижение динамической нагруженности гидропривода и формирование устойчивого режима работы механизма при использовании магнитного демпфирования.

Обсуждение

Основным объектом анализа являлось формирование демпфирующих свойств гидропривода подъёма стрелы и снижение динамических нагрузок в переходных режимах. Полученные временные зависимости давления демонстрируют затухающие колебания в начальной фазе и стабилизацию на уровне ~25 МПа, что существенно ниже диапазона 31–39 МПа, полученного в контрольном расчёте для режима

работы гидропривода без демпфирования и характерного для стандартных гидросистем лесных машин [1] [5–7]. Таким образом, применение магнитного демпфирующего устройства обеспечивает **снижение динамического максимума давления в 1.4–1.5 раза**, что согласуется с тенденциями, выявленными в исследованиях пассивных и управляемых демпферных модулей [14–17].

Влияние параметров магнитного демпфирующего устройства на динамику гидропривода носит выраженный нелинейный характер. Увеличение остаточной магнитной индукции B_r приводит к росту магнитной силы отталкивания между одноимёнными полюсами, что повышает сопротивление перемещению магнитного поршня и способствует более интенсивному поглощению энергии переходного процесса. В результате снижается амплитуда первичного импульса давления и ускоряется затухание колебаний.

Уменьшение диаметра дроссельного отверстия $d_{др}$ увеличивает гидравлическое сопротивление потоку рабочей жидкости, что приводит к усилению демпфирующего эффекта за счёт роста потерь энергии на дросселировании. При этом чрезмерное уменьшение $d_{др}$ может привести к замедлению реакции системы, что требует рационального выбора параметра.

Масса магнитного поршня m определяет инерционность демпфирующего звена: увеличение массы снижает чувствительность системы к кратковременным импульсам давления, но может повышать время переходного процесса. Таким образом, параметры магнитного демпфера должны выбираться с учётом компромисса между интенсивностью демпфирования и динамической отзывчивостью системы.

Физический механизм демпфирования в рассматриваемой системе основан на пассивной силовой обратной связи, формируемой магнитным отталкиванием между одноимёнными полюсами подвижного магнитного поршня и неподвижной магнитной перегородки. Сила магнитного взаимодействия обратно пропорциональна квадрату

расстояния между магнитами ($\sim \frac{1}{x^2}$), что приводит к резкому росту сопротивляющего усилия при увеличении скорости и амплитуды перемещения магнитного поршня.

В условиях резкого скачка давления в гидрролинии магнитный поршень смещается, уменьшая расстояние между магнитными элементами и вызывая рост отталкивающей силы, направленной противоположно движению. Таким образом, избыточная энергия давления автоматически преобразуется в работу против магнитного поля и диссипируется за счёт гидравлических и вязких потерь. Данный механизм не требует внешнего управления и реализует пассивное саморегулирующееся демпфирование переходных процессов.

Форма переходного процесса давления – с ограниченной амплитудой первичного импульса и быстрым затуханием – соответствует расчетным данным по виброзащите гидросистем и моделям динамики с учетом упругих элементов привода [5–7], [11–12]. Отсутствие вторичных провалов и перерегулирования указывает на корректность энергетического баланса демпферной ветви и подтверждает выводы о повышении устойчивости при управлении магнитным потоком и конфигурацией магнитной цепи [16–17], [20].

Кинематический профиль угла подъёма стрелы характеризуется монотонным ростом без колебательных составляющих, что коррелирует с описанным в литературе временем перехода порядка 6–7 с для лесных кранов-манипуляторов [5–7] и подтверждает устойчивость движения при введении демпфирующего элемента. Характер перемещения магнитного поршня демонстрирует ограниченный по величине скачок и дальнейшую стабилизацию, что согласуется с моделями удержания и динамической стабилизации магнитных элементов [18, 20].

Таким образом, предложенная схема демпфирования обеспечивает **качественное снижение динамических нагрузок**, воспроизводя ключевые закономерности, описанные в фундаментальных работах по динамике

манипуляторов и магнитных демпферных систем, и не противоречит известным экспериментальным и расчётным данным [1–20].

Выводы

1. Проведённый анализ современных исследований показал, что несмотря на наличие работ по динамике гидроприводов механизмов подъёма манипуляторов технологических машин, вопросы интеграции магнитных демпфирующих устройств в подъёмные контуры манипуляторов и их математическое моделирование в переходных режимах до настоящего времени изучены недостаточно.

2. Предложена конструктивная схема гидропривода подъёма стрелы манипулятора с включённым магнитным демпфирующим устройством, обеспечивающим перераспределение энергии и подавление динамических воздействий. Это позволяет повысить устойчивость работы привода и снизить нагрузку на элементы гидросистемы.

3. Разработана математическая модель динамики гидропривода, основанная на рекуррентных вычислительных схемах с явной дискретизацией по времени, что обеспечило корректный учет нелинейных свойств системы и позволило получить временные зависимости давления, угла подъёма стрелы и хода магнитного поршня в демпфирующем устройстве.

4. Результаты численного моделирования показали, что применение магнитного демпфирующего устройства обеспечивает снижение максимальных динамических значений давления в гидросистеме подъёма стрелы в **1.4–1.5 раза** по сравнению с режимом работы без демпфирования. Давление стабилизируется на уровне около **25 МПа**, тогда как в контрольном режиме без демпфера колеблется в диапазоне **31–39 МПа**, что сопровождается выраженными колебательными процессами. Таким образом результаты моделирования подтверждают существенное снижение динамической нагруженности гидропривода при сохранении устойчивых кинематических характеристик механизма.

5. Полученные зависимости и статистические характеристики согласуются с общими тенденциями, описанными в работах других исследователей, а предложенный подход может служить основой для дальнейшей оптимизации энергосиловых параметров, разработки адаптивных демпфирующих устройств и совершенствования конструкций лесных манипуляторов и смежных подъемно-транспортных систем.

Список литературы

1. Исследование и обоснование компоновки и параметров гидропривода механизма подъема лесного манипулятора / П. И. Попиков, И. В. Четверикова, И. Д. Евсиков [и др.] // Resources and Technology. – 2023. – Т. 20, № 3. – С. 76-93. – DOI 10.15393/j2.art.2023.7063. – EDN QBUIMY.
2. Раин, Т. Описание программного комплекса для моделирования робота-манипулятора / Т. Раин // Вестник российских университетов. Математика. – 2023. – Т. 28, № 141. – С. 90-96. – DOI 10.20310/2686-9667-2023-28-141-90-96. – EDN CDGJPO.
3. Создание трехмерной кинематической модели манипулятора Delta при помощи системы автоматизированного проектирования в NX / А. А. Волошкин, Л. А. Рыбак, В. М. Скитова [и др.] // Робототехника и техническая кибернетика. – 2023. – Т. 11, № 1. – С. 20-29. – DOI 10.31776/RTCJ.11103. – EDN KMVEGF.
4. Zhou G., Zhao G., Wang H. Characterization of rotary valve control vibration system for vibration stress relief applications. Scientific Reports. 2024; 14(1): 9434. DOI: 10.1038/s41598-024-59970-z. – EDN: GQDEKY.
5. Геворкян, Г. А. Моделирование манипуляторов с упругими звеньями без обращения их матриц масс / Г. А. Геворкян // Журнал вычислительной математики и математической физики. – 2022. – Т. 62, № 3. – С. 521-528. – DOI 10.31857/S0044466922030061. – EDN PFQGKU.
6. Моделирование движений харвестера при выборочных рубках леса / Т. В. Сергеева, К. П. Рукомойников, Е. М. Царев [и др.] // Аграрный научный журнал. – 2024. – № 6. – С. 134-142. – DOI 10.28983/asj.y2024i6pp134-142. – EDN KTWDNS.
7. Modeling dynamic of tripod manipulator considering mass of actuating links / V. Zhoga, V. Dyashkin-Titov, I. Nesmiyanov [et al.] // 2020 International Conference Nonlinearity, Information and Robotics, NIR 2020, Innpolis, 03–06 декабря 2020 года. – Innpolis, 2020. – P. 9290240. – DOI 10.1109/NIR50484.2020.9290240. – EDN JCGXIP.
8. Братчиков, С. А. Решение обратной задачи кинематики манипулятора / С. А. Братчиков, Е. А. Абрамова, Ю. В. Федосов // Вестник Томского государственного университета. Управление, вычислительная техника и информатика. – 2021. – № 56. – С. 4-11. – DOI 10.17223/19988605/56/1. – EDN JHCZQD.
9. Tian, X. An analytical inverse kinematics solution with joint limits avoidance of 7-DOF anthropomorphic manipulators without offset / X. Tian, Q. Xu, Q. Zhan // Journal of the Franklin Institute. – 2021. – Vol. 358, No. 2. – P. 1252-1272. – DOI 10.1016/j.jfranklin.2020.11.020. – EDN INNJDU.
10. Параметрический синтез упругодемпфирующих устройств в копающих механизмах карьерных экскаваторов / И. В. Зырянов, А. А. Иов, И. А. Иов, В. А. Храмовских // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2024. – № 4. – С. 121-133. – DOI 10.25018/0236_1493_2024_4_0_121. – EDN ZIAEII.
11. Гришанина, Т. В. Применение метода сил для расчета пространственного движения манипулятора с массивным твердым телом с учетом упругости звеньев и поворотных приводов / Т. В. Гришанина, С. В. Русских, Ф. Н. Шклярчук // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2023. – № 11(764). – С. 92-103. – DOI 10.18698/0536-1044-2023-11-92-103. – EDN MBZNIO.
12. Yang G., Liu Y., Mingh J. A new control method of flexible-joint manipulator with harmonic drive. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. 2020; 234(9): 095440. DOI: 10.1177/0954406219899697. – EDN: GGXGDK.
13. Chernik, D. V. Mathematical model of a combined manipulator of a forest machine / D. V. Chernik, K. N. Chernik // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Krasnoyarsk, Russia, 31 июля 2020 года / Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. Vol. 919. – Krasnoyarsk, Russia: Institute of Physics and IOP Publishing Limited, 2020. – P. 52037. – DOI 10.1088/1757-899X/919/5/052037. – EDN GXJUJR.
14. Нестеров, С. А. Расчет и анализ процессов в многополюсном электромеханическом магнитогеологическом демпфере / С. А. Нестеров, Ю. Б. Казаков, В. А. Филиппов // Электроника и электрооборудование транспорта. – 2022. – № 1. – С. 18-22. – EDN QMGIRR.
15. Динамические испытания демпфера на основе эластомера с ферромагнитным порошковым наполнителем / С. А. Сомов, М. А. Косков, А. С. Иванов, Г. В. Степанов // Известия Юго-Западного государственного университета. Серия: Техника и технологии. – 2025. – Т. 15, № 2. – С. 76-88. – DOI 10.21869/2223-1528-2025-15-2-76-88. – EDN YJWRWL.
16. Саттаров, Р. Р. Исследование электромагнитного поля управляемого магнитоэлектрического демпфера / Р. Р. Саттаров, Д. Р. Гарафутдинов // Электротехнические и информационные комплексы и системы. – 2020. – Т. 16, № 3. – С. 28-35. – DOI 10.17122/1999-5458-2020-16-3-28-35. – EDN LUNNGB.
17. Гарафутдинов, Д. Р. Регулирование магнитного потока в магнитоэлектрических устройствах / Д. Р. Гарафутдинов // Мавлютовские чтения : Материалы XVI Всероссийской молодежной научной конференции. В 6-ти томах, Уфа, 25–27 октября 2022 года. Том 3. – Уфа: Уфимский государственный авиационный технический университет, 2022. – С. 349-354. – EDN KGIJFJ.

18. Болотов, А. Н. Экспериментальное изучение текучести наноструктурированной магнитной жидкости в сильном магнитном поле / А. Н. Болотов, О. О. Новикова // Физико-химические аспекты изучения кластеров, наноструктур и наноматериалов. – 2023. – № 15. – С. 692-700. – DOI 10.26456/pcascnp/2023.15.692. – EDN FLAPPJ.
19. Морина, З. В. Динамика углового движения космических аппаратов с диссипативным демпфером / З. В. Морина // Труды МАИ. – 2025. – № 142. – EDN NHDCSA.
20. Ячиков, И. М. Определение динамических параметров постоянного магнита при его удержании в импульсном магнитном поле / И. М. Ячиков, В. И. Ширяев // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Компьютерные технологии, управление, радиоэлектроника. – 2020. – Т. 20, № 3. – С. 111-122. – DOI 10.14529/ctcr200312. – EDN QLNCPT.
21. Кинематический и динамический анализ механизма подъема манипулятора сортировочного, оснащенного гидромеханическим демпфером, на основе методов Эйлера и Рунге-Кутты / Д. С. Богданов, А. В. Попикова, И. Д. Евсиков [и др.] // Лесотехнический журнал. – 2024. – Т. 14, № 2(54). – С. 127-143. – DOI 10.34220/issn.2222-7962/2024.2/8. – EDN FHJJX.
22. Патент на полезную модель № 230802 U1 Российская Федерация, МПК В66С 13/42. Гидропривод механизма подъема стрелы лесного манипулятора с магнитным демпфирующим устройством: № 2024127518: заявл. 18.09.2024; опубл. 19.12.2024 / А. А. Сидоров, П. И. Попиков, Е. В. Поздняков [и др.]; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова". – EDN YKCBDY.

References

1. Research and justification of the layout and parameters of the hydraulic drive of the lifting mechanism of a forestry manipulator / P. I. Popikov, I. V. Chetverikova, I. D. Evsikov [et al.] // Resources and Technology. - 2023. - Vol. 20, No. 3. - P. 76-93. - DOI 10.15393/j2.art.2023.7063. - EDN QBUIMY.
2. Rain, T. Description of the software package for modeling a robotic manipulator / T. Rain // Bulletin of Russian Universities. Mathematics. - 2023. - Vol. 28, No. 141. - P. 90-96. - DOI 10.20310/2686-9667-2023-28-141-90-96. - EDN CDGJPQ.
3. Creation of a three-dimensional kinematic model of the Delta manipulator using the NX computer-aided design system / A. A. Voloshkin, L. A. Rybak, V. M. Skitova [et al.] // Robotics and technical cybernetics. - 2023. - Vol. 11, No. 1. - P. 20-29. - DOI 10.31776/RTCJ.11103. - EDN KMVEGF.
4. Zhou G., Zhao G., Wang H. Characterization of rotary valve control vibration system for vibration stress relief applications. Scientific Reports. 2024; 14(1): 9434. DOI: 10.1038/s41598-024-59970-z. – EDN: GODEKY.
5. Gevorkyan, G. A. Modeling of manipulators with elastic links without inverting their mass matrices / G. A. Gevorkyan // Journal of Computational Mathematics and Mathematical Physics. - 2022. - Vol. 62, No. 3. - P. 521-528. - DOI 10.31857/S0044466922030061. - EDN PFQGPU.
6. Modeling of harvester movements during selective logging / T. V. Sergeeva, K. P. Rukomoynikov, E. M. Tsarev [et al.] // Agrarian scientific journal. - 2024. - No. 6. - P. 134-142. - DOI 10.28983/asj.y2024i6pp134-142. - EDN KTWDNS.
7. Modeling dynamic of tripod manipulator considering mass of actuating links / V. Zhoga, V. Dyashkin-Titov, I. Nesmiyanov [et al.] // 2020 International Conference Nonlinearity, Information and Robotics, NIR 2020, Innopolis, 03–06 декабря 2020 года. – Innopolis, 2020. – P. 9290240. – DOI 10.1109/NIR50484.2020.9290240. – EDN JCGXIP.
8. Bratchikov, S. A. Solution of the inverse problem of manipulator kinematics / S. A. Bratchikov, E. A. Abramova, Yu. V. Fedosov // Bulletin of Tomsk State University. Management, Computing and Informatics. - 2021. - No. 56. - P. 4-11. - DOI 10.17223/19988605/56/1. - EDN JHCZQD.
9. Tian, X. An analytical inverse kinematics solution with joint limits avoidance of 7-DOF anthropomorphic manipulators without offset / X. Tian, Q. Xu, Q. Zhan // Journal of the Franklin Institute. – 2021. – Vol. 358, No. 2. – P. 1252-1272. – DOI 10.1016/j.jfranklin.2020.11.020. – EDN INNJDU.
10. Параметрический синтез упругодемпфирующих устройств в копающих механизмах карьерных экскаваторов / И. В. Зырянов, А. А. Иов, И. А. Иов, В. А. Храмовских // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2024. – № 4. – С. 121-133. – DOI 10.25018/0236_1493_2024_4_0_121. – EDN ZIAEII.
11. Grishanina, T. V. Application of the force method to calculate the spatial motion of a manipulator with a massive rigid body taking into account the elasticity of links and rotary drives / T. V. Grishanina, S. V. Russkikh, F. N. Shklyarchuk // News of higher educational institutions. Mechanical engineering. - 2023. - No. 11 (764). - P. 92-103. - DOI 10.18698/0536-1044-2023-11-92-103. - EDN MBZNIO.
12. Yang G., Liu Y., Mingh J. A new control method of flexible-joint manipulator with harmonic drive. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. 2020; 234(9): 095440. DOI: 10.1177/0954406219899697. – EDN: GGXGDK.

13. Chernik, D. V. Mathematical model of a combined manipulator of a forest machine / D. V. Chernik, K. N. Chernik // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Krasnoyarsk, Russia, 31 июля 2020 года / Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. Vol. 919. – Krasnoyarsk, Russia: Institute of Physics and IOP Publishing Limited, 2020. – P. 52037. – DOI 10.1088/1757-899X/919/5/052037. – EDN GXJUJR.
14. Nesterov, S. A. Calculation and analysis of processes in a multi-pole electromechanical magnetorheological damper / S. A. Nesterov, Yu. B. Kazakov, V. A. Filippov // Electronics and electrical equipment of transport. - 2022. - No. 1. - P. 18-22. - EDN QMGIRR.
15. Dynamic tests of a damper based on an elastomer with a ferromagnetic powder filler / S. A. Somov, M. A. Koskov, A. S. Ivanov, G. V. Stepanov // Bulletin of the South-West State University. Series: Engineering and Technology. - 2025. - Vol. 15, No. 2. - Pp. 76-88. - DOI 10.21869/2223-1528-2025-15-2-76-88. - EDN YJWRWL.
16. Sattarov, R. R. Study of the electromagnetic field of a controlled magnetoelectric damper / R. R. Sattarov, D. R. Garafutdinov // Electrical and information complexes and systems. - 2020. - Vol. 16, No. 3. - P. 28-35. - DOI 10.17122/1999-5458-2020-16-3-28-35. - EDN LUNNGB.
17. Garafutdinov, D. R. Regulation of magnetic flux in magnetoelectric devices / D. R. Garafutdinov // Mavlyutov readings: Proceedings of the XVI All-Russian youth scientific conference. In 6 volumes, Ufa, October 25–27, 2022. Volume 3. – Ufa: Ufa State Aviation Technical University, 2022. – P. 349–354. – EDN KGIJFJ.
18. Bolotov, A. N. Experimental study of the fluidity of a nanostructured magnetic fluid in a strong magnetic field / A. N. Bolotov, O. O. Novikova // Physicochemical aspects of the study of clusters, nanostructures and nanomaterials. - 2023. - No. 15. - P. 692-700. - DOI 10.26456/pcascnn/2023.15.692. - EDN FLAPPJ.
19. Morina, Z. V. Dynamics of angular motion of spacecraft with a dissipative damper / Z. V. Morina // Proceedings of MAI. - 2025. - No. 142. - EDN HHDCCA.
20. Yachikov, I. M. Determination of dynamic parameters of a permanent magnet when it is held in a pulsed magnetic field / I. M. Yachikov, V. I. Shiryaev // Bulletin of the South Ural State University. Series: Computer technologies, control, radio electronics. - 2020. - Vol. 20, No. 3. - P. 111-122. - DOI 10.14529/ctcr200312. - EDN QLNCPT.
21. Kinematic and dynamic analysis of the lifting mechanism of a timber truck manipulator equipped with a hydromechanical damper based on the Euler and Runge-Kutta methods / D. S. Bogdanov, A. V. Popikova, I. D. Evsikov [et al.] // Forestry journal. - 2024. - Vol. 14, No. 2 (54). - P. 127-143. - DOI 10.34220/issn.2222-7962/2024.2/8. - EDN FHIJXX.
22. Utility Model Patent No. 230802 U1 Russian Federation, IPC B66C 13/42. Hydraulic drive for a timber crane boom lifting mechanism with a magnetic damping device: No. 2024127518: declared 18.09.2024: published 19.12.2024 / A. A. Sidorov, P. I. Popikov, E. V. Pozdnyakov [et al.]; applicant Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "Voronezh State Forest Engineering University named after G.F. Morozov". – EDN YKCBDY.

Сведения об авторах

✉ *Полумиско Александр Алексеевич* – аспирант, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», кафедра механизации лесного хозяйства и проектирования машин, ул. Тимирязева, 8, Воронеж, Российская Федерация, 394087, ORCID: <https://orcid.org/0009-0003-2900-7919>, e-mail: alex-polumisko@mail.ru.

Попиков Пётр Иванович – доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова», кафедра механизации лесного хозяйства и проектирования машин, ул. Тимирязева, 8, г. Воронеж, 394087, Российская Федерация, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-6348-8934>, e-mail: popikovpetr@yandex.ru.

Камалова Нина Сергеевна – кандидат физ.-мат. наук, доцент кафедры общей и прикладной физики, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», ул. Тимирязева, 8, г. Воронеж, Российская Федерация, 394087, <https://orcid.org/0000-0001-8293-8593>, e-mail: rcamel@yandex.ru

Евсиков Иван Дмитриевич – аспирант, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», кафедра механизации лесного хозяйства и проектирования машин, ул. Тимирязева, 8, Воронеж, Российская Федерация, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0009-0007-3388-3275>, e-mail: evsifan1997@gmail.com.

Пуятин Пётр Анатольевич – аспирант, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», кафедра механизации лесного хозяйства и проектирования машин, ул. Тимирязева, 8, Воронеж, Российская Федерация, 394087, ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-9038-8494>, e-mail: petya.putyatin26@gmail.com.

Information about the authors

✉ *Alexander A. Polumisko* – postgraduate student, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Department of Forestry Mechanization and Machine Design, Timiryazev str., 8, Voronezh, Russian Federation, 394087, ORCID: <https://orcid.org/0009-0003-2900-7919>, e-mail: alex-polumisko@mail.ru.

Pyotr I. Popikov – Dr. Sci. (Tech.), Professor, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Department of Forestry Mechanization and Machinery Design, 8, Timiryazeva str., Voronezh, 394087, Russian Federation, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-6348-8934>, e-mail: popikovpetr@yandex.ru.

Nina S. Kamalova – Cand. Sci. (Phys. and Math.), Associate Professor of the General and Applied Physics Department, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, 8, Timiryazev str., Voronezh, Russian Federation, 394087, <https://orcid.org/0000-0001-8293-8593>, email: rcamel@yandex.ru.

Ivan D. Evsikov – postgraduate student, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Department of Forestry Mechanization and Machine Design, Timiryazev str., 8, Voronezh, Russian Federation, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0009-0007-3388-3275>, e-mail: evsfan1997@gmail.com.

Petr A. Putyatin – postgraduate student, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Department of Forestry Mechanization and Machine Design, Timiryazeva St., 8, Voronezh, Russian Federation, 394087, ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-9038-8494>, e-mail: petya.putyatin26@gmail.com.

✉ Для контактов / Corresponding author