

Оригинальная статья

DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2023.2/9>

УДК 621.225:69.002.51



Компьютерное моделирование рекуперативного кривошипного механизма поворота колонны манипулятора лесовозного автопоезда

Валерий И. Посметьев¹, posmetyev@mail.ru 0000-0001-9878-7451

Вадим О. Никонов¹✉, 8888nike8888@mail.ru 0000-0002-7380-9180

Виктор В. Посметьев¹, victorvp@mail.ru 0000-0001-6622-5358

Владимир А. Зеликов¹, zelikov-vrn@mail.ru 0000-0003-2317-9413

Петр В. Колодий², pkolody@mail.ru 0000-0001-6418-1531

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

²Гомельский государственный университет имени Ф. Скорины, ул. Мазурова – 59/34, г. Гомель, 246053, Республика Беларусь

Исследование направлено на повышение эффективности работы гидравлических манипуляторов лесовозных автопоездов, функционирующих в сложных природно-климатических условиях. Обоснована актуальность научного направления, нацеленная на сокращение потерь энергии в гидравлических приводах манипуляторов в процессе выполнения ими погрузочно-разгрузочных работ. Проанализированы работы зарубежных ученых, позволившие выделить перспективные направления улучшения эффективности гидравлических манипуляторов, включающие в себя разработку более современных приводов, повышение производительности, точности и автоматизации процессов их управления. С целью повышения энергоэффективности, производительности и надежности гидравлических манипуляторов лесовозных автопоездов, авторами была предложена перспективная конструкция поворотного механизма колонны с кривошипным приводом. Исследование базировалось на математическом и имитационном моделировании, численных методах, а также современных методах получения и обработки информации при компьютерной поддержке. Математическая модель и компьютерная программа работы гидравлического манипулятора с рекуперативным кривошипным приводом поворотного механизма колонны позволили оценить рекуперированную энергию и амплитуду раскачивания перемещаемого груза. При использовании гидравлического манипулятора, оснащенного предлагаемым кривошипным приводом, длина стрелы которого составляет в среднем 6 м, а масса перемещаемых лесоматериалов 600 кг, количество энергии, которое можно накопить в пневмогидравлическом аккумуляторе составляет около 1300 Дж. Угловая неравномерность показателей кривошипного привода составляет 23,6 % и 4,6 % при оценке по показателям рекуперированной энергии и амплитуды раскачивания груза соответственно. Для типичного гидравлического манипулятора с длиной стрелы 6 м при торможении поворота колонны система рекуперации позволяет запасти от 0,39 до 2,59 кВт при массе груза соответственно от 200 до 1400 кг, при приемлемой амплитуде раскачивания груза соответственно от 0,2 до 0,48 м. Полученные результаты будут использованы в качестве рекомендаций с целью доработки предлагаемого кривошипного привода поворотного устройства гидравлического манипулятора на стадии его проектирования.

Ключевые слова: лесовозный автопоезд, гидравлический манипулятор, рекуперация энергии рабочей жидкости, кривошипный привод поворота колонны, погрузка и разгрузка лесоматериалов, поворотный механизм, пневмогидроаккумулятор, математическое моделирование, эффективность, потери энергии.

Финансирование: данное исследование не получало внешнего финансирования.

Благодарности: авторы благодарят рецензентов за вклад в экспертную оценку статьи.

Конфликт интересов: авторы заявили об отсутствии конфликта интересов.


Для цитирования: Компьютерное моделирование рекуперативного кривошипного механизма поворота колонны манипулятора лесовозного автопоезда / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, В. В. Посметьев, В. А. Зеликов, П. В. Колодий // Лесотехнический журнал. – 2023. – Т. 13. – № 2 (50). – С. 158–178. – Библиогр.: с. 174–177 (21 назв.). – DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2023.2/9>.


Поступила 07.03.2023 *Пересмотрена* 12.08.2023 *Принята* 13.08.2023 *Опубликована онлайн* 18.09.2023


Article

Computer simulation of the recuperative crank mechanism for turning the column of the manipulator of a timber road train

Valerii I. Posmetev¹, posmetyev@mail.ru,  0000-0001-9878-7451

Vadim O. Nikonov¹✉, 8888nike8888@mail.ru,  0000-0002-7380-9180

Viktor V. Posmetev¹, victorvpo@mail.ru,  0000-0001-6622-5358

Vladimir A. Zelikov¹, zelikov-vrn@mail.ru,  0000-0003-2317-9413

Petr V. Kolodiy², pkolody@mail.ru,  0000-0001-6418-1531

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

²*F. Skorina Gomel State University, st. Mazurova – 59/34, Gomel, 246053, Republic of Belarus*

Abstract

The study is aimed at improving the efficiency of the hydraulic manipulators of timber-carrying road trains operating in difficult natural and climatic conditions. The relevance of the scientific direction is substantiated, aimed at reducing energy losses in the hydraulic drives of manipulators in the process of performing loading and unloading operations. The works of foreign scientists are analyzed, which made it possible to identify promising areas for improving the efficiency of hydraulic manipulators, including the development of more modern drives, increasing productivity, accuracy and automation of their control processes. In order to improve the energy efficiency, performance and reliability of hydraulic manipulators of timber road trains, the authors proposed a promising design of the column slewing mechanism with a crank drive. The study was based on mathematical and simulation modeling, numerical methods, as well as modern methods for obtaining and processing information with computer support. A mathematical model and a computer program for the operation of a hydraulic manipulator with a regenerative crank drive of the column slewing mechanism made it possible to estimate the recuperated energy and the swing amplitude of the transported load. When using a hydraulic manipulator equipped with the proposed crank drive, the boom length of which is on average 6 m, and the weight of the transported timber is 600 kg, the amount of energy that can be stored in the pneumohydraulic accumulator is about 1300 J. The angular unevenness of the crank drive is 23.6 % and 4.6 % when assessed in terms of recuperated energy and load swing amplitude, respectively. For a typical hydraulic manipulator with a boom length of 6 m, when braking the rotation of the column, the recuperation system allows to store from 0.39 to 2.59 kW with a load mass of 200 to 1400 kg, respectively, with an acceptable load swing amplitude, respectively, from 0.2 to 0.48 m. The obtained results will be used as recommendations for the purpose of finalizing the proposed crank drive of the rotary device of the hydraulic manipulator at the stage of its design.

Keywords: *timber road train, hydraulic manipulator, energy recovery of the working fluid, crank drive for turning the column, loading and unloading timber, turning mechanism, pneumohydraulic accumulator, mathematical modeling, efficiency, energy losses*

Funding: this research received no external funding

Acknowledgments: author(s) thank(s) the reviewers for their contribution to the peer review.

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

For citation: Posmetev V. I., Nikonov V. O., Posmetev V. V., Zelikov V. A., Kolodii P. V. (2023) Computer simulation of the recuperative crank mechanism for turning the column of the manipulator of a timber road train. *Lesotekhnicheskii zhurnal* [Forestry Engineering journal], Vol. 13, No. 2 (50), pp. 158-178 (in Russian). DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2023.2/9>.

Received 07.03.2023. *Revised* 12.08.2023. *Accepted* 13.08.2023. *Published online* 18.09.2023

Введение

Погрузка и разгрузка лесоматериалов, а также их вывозка потребителям лесовозными автопоездами являются наиболее затратными и энергоемкими операциями процесса лесозаготовки. Гидравлические манипуляторы играют важную роль в операциях погрузки и разгрузки лесоматериалов. Установка на лесовозные автопоезда гидравлических манипуляторов дает возможность при небольших объемах вывозимых лесоматериалов сократить время непроизводительного простаивания автопоездов на погрузочно-разгрузочных площадках, повысить их автономность, снизить конечную себестоимость лесоматериалов, и как следствие, повысить эффективность работы лесовозных автопоездов. К гидравлическим манипуляторам, работающим в сложных природно-климатических условиях для достижения необходимой точности позиционирования, а также и других параметров предъявляются более высокие требования. Уровень совершенства конструкций гидравлических манипуляторов, оптимальные значения геометрических и кинематических параметров их звеньев оказывают существенное влияние на их энергоемкость, материалоемкость и надежность [1, 2].

Повышению эффективности работы гидравлических манипуляторов посвящены научные исследования многих зарубежных авторов [3-18].

Ding R. и др. в своей статье представили новую систему электрогидравлического привода, позволяющего повысить энергоэффективность работы гидравлического манипулятора. Наличие в приводе независимого дозирующего клапана, многопараметрического контроллера, насоса с электронным управлением дает возможность за счет точного отслеживания движения при многорежимном пере-

ключении с изменяющимися во времени неопределенными характеристиками нагрузки сократить потенциальные потери энергии. По сравнению с обычной системой, предлагаемая многорежимная система переключения, использующая давление насоса с режимом управления клапанным расходомером, обеспечивает коэффициент энергосбережения 25,8 %, а с режимом дозирования клапана – 35,3 %. Кроме этого, установлено, что использование такого электрогидравлического привода в гидравлическом манипуляторе не ухудшает при осуществлении многорежимного переключения производительность отслеживания движения [3].

В научной работе Nurmi J. и др. рассмотрена проблема недостаточной эффективности использования энергии в гидравлических манипуляторах с четырьмя степенями свободы. Для повышения производительности, улучшения условий работы оператора, снижения потребления энергии рабочей жидкости при часто повторяющихся движениях гидравлического манипулятора, предложено оптимальное по энергии решение избыточности гидравлических манипуляторов на уровне взаимодействия привода, управляемого клапаном и гидроэнергетической системы. Разрешение избыточности способствует перемещению гидравлических цилиндров манипулятора энергетически оптимальным образом. Натурные испытания гидравлических манипуляторов с четырьмя степенями свободы в перспективных автоматизированных роботизированных приложениях, позволили установить, что потребление ими энергии рабочей жидкости на 15-30 % ниже в сравнении с традиционными решениями. В целом, полученные результаты демонстрируют оптимальное с точки зрения энергопотребления разрешение избыточности на уровне гидравличе-

ской системы в перспективных автоматизированных роботизированных приложениях [4].

Yang X. и др. в своей научной работе для гидравлических манипуляторов с n степенями свободы предложили новый адаптивный контроллер асимптотического отслеживания динамической поверхности на основе нейронной сети с гарантированными нейронными характеристиками. Для исследования создана модель системы манипулятора, включающая динамику гидропривода, разработан нейронный адаптивный контроллер динамической поверхности. Теоретический анализ показывает, что с помощью предлагаемого контроллера можно достичь как гарантированной производительности отслеживания переходных процессов, так и асимптотической устойчивости [5].

Renner A. и др. в своей работе предлагают новый подход к оценке динамических параметров полезной нагрузки, прикладываемой к звеньям манипулятора с гидравлическим приводом. Установлено, что оптимальный вариант загрузки автопоезда должен осуществляться с минимальным количеством рабочих циклов до своих пределов, не превышая их. Для этого разработаны коммерческие системы мониторинга полезной нагрузки, помогающие оператору оптимально осуществлять процесс погрузки-разгрузки. Существующие методы оценки динамических параметров звеньев манипулятора оценивают только массу полезной нагрузки и используют допущение относительно других их инерционных параметров. Новизна предлагаемого подхода заключается в его применимости к произвольным гидравлическим манипуляторам с систематической структурой, тогда как современные подходы обычно разрабатываются для конкретных конфигураций манипуляторов. Кроме этого, такой подход компенсирует влияние замкнутых кинематических цепей, а также трения в звеньях [6].

Cheng M. и др. в своей статье рассмотрели проблему недостаточного демпфирования в гидравлических системах манипуляторов, являющегося причиной возникновения колебаний, приводящих к ухудшению точности, производительности, а также ухудшению его комфорта. Выявлены преимущества и недостатки существующих пассивных

и активных методов, способствующих улучшению демпфирования. В связи с тем, что метод пассивного демпфирования сдерживается низкой гибкостью к изменению условий эксплуатации, в статье сделан акцент на использование метода активного демпфирования с внедрением электронного управления в гидравлические системы. Обратная связь по давлению для активного демпфирования является мощным методом снижения колебаний в гидравлических системах. Для снижения динамического удара, возбуждаемого силовым возмущением, предлагается метод многокритериальной оптимизации, учитывающий компромисс между необходимым демпфированием и небольшим динамическим воздействием [7].

В научной работе Petrovic G.R. и др. предложен новый подход к моделированию мощного гидравлического манипулятора с параллельно-последовательными конструктивными элементами. Каждый рассматриваемый параллельно-последовательный конструктивный элемент содержит вращающийся сегмент с жесткими звеньями, соединенными пассивным вращательным шарниром и приводимым в действие линейным гидроприводом, образуя замкнутый кинематический контур. Приведены уравнения общей динамики с использованием 6D-векторного представления для соответствующей параллельно-последовательной конфигурации гидравлического манипулятора. Представленный метод моделирования является более эффективным, поскольку формируется меньшее количество уравнений [8].

Zheng S. и др. в своем исследовании рассмотрели проблему глобальной энергетической оптимизации гидравлического манипулятора с тремя степенями свободы в случае плоского движения, когда существует превышение степени свободы для избыточности движения. В отличие от традиционных методов оптимизации энергопотребления, применяемых к манипуляторам с электрическим приводом, предлагаемый алгоритм динамического программирования с оптимизацией по энергопотреблению моделирует всю систему на гидравлическом уровне, который содержит динамические характеристики соединения давления и потока рабо-

чей жидкости между цилиндрами. Результаты численных расчетов траектории рабочего органа показывают, что алгоритм динамического программирования экономит около 10,49 % расхода гидравлической энергии в системе постоянного давления и 76,55 % в системе измерения нагрузки [9].

В работе Zhang X. и др. рассмотрены основные проблемы функционирования гидравлического манипулятора, которые заключаются в существенной нелинейности, неопределенностях, а также внешних возмущениях. Для улучшения характеристики отслеживания смещения манипулятора с несколькими степенями свободы, приводимого в движение гидравлическими цилиндрами, предложен адаптивный метод на основе наблюдателя с двойным расширенным состоянием. Построена математическая модель гидравлического манипулятора, включающая не только динамику гидравлического манипулятора, но и динамику гидропривода. Разработан контроллер динамической поверхности для управления нелинейностью и стабильностью замкнутой системы без обратной связи по скорости [10].

Han J. и др. в своей статье представили результаты проектирования и разработки механической конструкции и системы гидравлического привода автоматического манипулятора, а также метода управления слежением за его траекторией. Выполнен анализ прямой и обратной кинематики гидравлического манипулятора. В статье объединены способность нейронной сети к самообучению и способность нечеткой системы к лингвистическому выводу для настройки параметров пропорционального интегрально-дифференциального регулятора. Кроме этого, сформирован пропорциональный интегрально-дифференциальный регулятор для метода адаптивной нейро-нечеткой системы вывода, применяемый в процессе управления отслеживанием траектории гидравлического манипулятора. Результаты моделирования показывают, что предлагаемый регулятор имеет меньшую ошибку слежения, более высокую точность управления и лучший контрольный эффект при отслеживании траектории движения манипулятора [11].

В статье Lopatka M.J. и др. представлены результаты экспериментальных исследований, кото-

рые позволили оценить влияние применения уравновешивающих клапанов в гидроприводе на эффективность работы манипулятора. Установлено, что применение таких клапанов в широком диапазоне скоростей перемещения стрелы манипулятора по горизонтальной траектории позволит уменьшить пульсации давления в гидросистеме, ограничить колебания рабочего органа манипулятора, особенно в фазе торможения, повысить точность наведения рабочего органа, улучшить динамику работы манипулятора. Также установлено, что уменьшение пульсации давления рабочей жидкости сокращает время простоя между движениями на 15 %, что приводит к более быстрому выполнению погрузочных работ [12].

Truong H.V.A. и др. в своей статье предложили адаптивное нечеткое управление положением гидравлического манипулятора с тремя степенями свободы и с большим изменением полезной нагрузки. Гидравлический манипулятор использует электрогидравлические приводы в качестве первичных генераторов крутящего момента для увеличения полезной нагрузки. Следящее движение гидравлического манипулятора исследовалось при наличии внешней полезной нагрузки. Предложенное управление дает возможность улучшить работу гидравлического манипулятора с тремя степенями свободы при значительно изменяющейся полезной нагрузке [13].

Jensen K.J. и др. в своей работе представили новую концепцию электрогидростатического привода для гидравлического манипулятора. Предлагаемый привод исследован на предмет удержания нагрузки, управления перегрузкой, а также компенсации расхода рабочей жидкости. Управление положением гидроцилиндров основано на электрической сервосистеме, контролируемой давлением рабочей жидкости, а также включение и выключение клапанов удержания нагрузки. Установлена высокая эффективность предлагаемого привода в сравнении с традиционными конструкциями, в том числе за счет возможности рекуперации рабочей жидкости, снижающей на 82 % энергопотребление [14].

Li L. и др. в своей статье рассматривают актуальный вопрос, связанный с исследованием высокопроизводительных методов управления гид-

равлическими манипуляторами на основе использования пропорциональных клапанов. Предложена новая комплексная модель давления – расхода, учитывающая влияние люфта и входной нелинейности мертвой зоны на характеристики изменения давлений рабочей жидкости. Для подавления неблагоприятного влияния возможных нелинейностей и неопределенностей в системе предложен высокоточный адаптивный робастный метод управления. Доказана устойчивость замкнутой системы и требуемые характеристики управления предлагаемого регулятора. Получены сравнительные характеристики, обосновывающие эффективность и приоритет предлагаемой схемы управления гидравлическим манипулятором [15].

Xia Y. и др. в своем исследовании рассмотрели проблему управления гидравлическим манипулятором без обратной связи в сложных условиях эксплуатации, сопровождающихся медленным динамическим откликом и низкой точностью управления. Предложен нелинейный адаптивный робастный метод управления гидравлическим манипулятором. Для того чтобы сделать конструкцию управления более применимой, каждый шарнир манипулятора контролировался независимо, а не на прямую, на основе динамики его сцепления. Точность и эффективность управления обеспечивалась компенсацией адаптивной нелинейной модели, а также устойчивой конструкцией обратной связи. Установлено, что по сравнению с регуляторами с обратной связью и другими традиционными методами, адаптивный контроллер движения обеспечивает более высокую точность в исследуемых условиях с различными траекториями и положениями [16].

Zhou S. и др. в своей статье рассмотрели вопрос низкой точности управления гидравлическим приводом манипулятора при реализации способа двухстороннего телеуправления. Авторами предложена структура телеуправления для гидравлического манипулятора, основанная на гетерогенном согласовании ведущий – ведомый и нелинейном точном управлении движением, включающая алгоритм отображения рабочей области, интерполятор с ограничением скорости, решатель обратной кинематики, планировщик траектории и контроллер. На основе разработанной системы телеуправления реализовано высокоточное телеуправление гидравлического манипулятора с точностью работы до 0,02 м [17].

В статье Qian J. и др. рассмотрен вопрос влияния накопления статистических деформаций в точке захвата крупногабаритного гидравлического манипулятора на точность его управления. Авторы предложили метод компенсации статической деформации, основанный на обратной связи датчика наклона для крупногабаритных гидравлических манипуляторов, позволяющий уменьшить отклонение точки захвата. Данный метод компенсации статической деформации не требует учета множества граничных условий, которые в большинстве случаев являются неопределенными для крупногабаритных гидравлических манипуляторов. Кроме этого, такой метод обладает достаточной точностью, является универсальным для таких гидравлических манипуляторов, которые отличаются размерами и предельным нагружением [18].

Анализ результатов приведенных выше научных работ зарубежных авторов позволил выявить актуальные направления исследований, направленные на повышение эффективности работы гидравлических манипуляторов, задействованных в процессе погрузки, разгрузки, а также перемещения различных видов грузов. К этим направлениям относятся: разработка перспективных конструкций поворотных и подъемных устройств гидравлических манипуляторов; разработка энергоэффективных гидравлических, электрогидравлических и электрогидростатических приводов управления манипуляторами; исследование автоматизированных и роботизированных систем управления, систем мониторинга за нагруженностью поворотных и подъемных звеньев гидравлического манипулятора, а также электронного управления активным демпфированием, снижающим колебания давления рабочей жидкости в гидравлических системах; повышение производительности и осуществление оптимизации работы гидравлической и механической систем манипулятора; разработка методов управления слежением за траекторией движе-

ния поворотного и подъемных звеньев гидравлического манипулятора; улучшение точности управления звеньями манипулятора.

Среди этих направлений, особый интерес представляет исследование, связанное с повышением эффективности гидравлических манипуляторов путем снижения потерь энергии при их работе. Известно, что на энергоэффективность гидравлического манипулятора оказывают влияние три типа потерь энергии: механические и объемные потери насоса, а также потери на дросселирование рабочей жидкости в клапанах. Оптимизировать энергоэффективность гидравлических манипуляторов можно путем сокращения потерь на дросселирование рабочей жидкости в клапанах, так как несоответствие давления и расхода приводит к потере давления. Во время торможения колонны гидравлического манипулятора, опускания стрелы с грузом, кинетическая в первом случае, и потенциальная во втором случае энергии массы груза часто преобразуются в тепло, которое непроизводительно рассеивается в окружающее пространство. Рекуперация же этой энергии с одновременным снижением потерь давления рабочей жидкости при прохождении через клапаны, являются ключевыми моментами для повышения энергоэффективности гидравлических манипуляторов. В этой связи, разработка и исследование новых технических решений, основанных на рекуперации энергии рабочей жидкости, а также обеспечивающих не только повышение энергоэффективности, но и производительности, и надежности гидравлических манипуляторов лесовозных автопоездов в настоящее время является одним из приоритетных направлений совершенствования этой техники.

Результаты исследований, проведенных ранее авторами, позволили разработать перспективную конструкцию полноповоротного механизма колонны с кривошипным приводом гидравлического манипулятора, устанавливаемого как на лесовозных автопоездах, так и на другой спецтехнике, а также в стационарных условиях на промышленных предприятиях. Такой полноповоротный механизм с кривошипным приводом в сравнении с традиционным реечным механиз-

мом опорно-поворотного устройства обладает более простой конструкцией, меньшими габаритными размерами, массой, трудоемкостью в обслуживании, более высокими показателями надежности. Кроме этого, применение такого полноповоротного механизма с кривошипным приводом в конструкции гидравлического манипулятора дает возможность повысить точность его позиционирования, снизить воспринимаемые им динамические нагрузки, скачки давления рабочей жидкости в процессе пуско-тормозных режимах управления. Положительными особенностями предлагаемого полноповоротного механизма с кривошипным приводом гидравлического манипулятора являются обеспечение возможности реверсивного вращательного движения колонны, преобразования, накопления и полезного использования непроизводительно рассеиваемой кинетической энергии в процессе торможения колонны манипулятора. Эта особенность предлагаемого привода позволяет повысить производительности процесса погрузки и разгрузки лесоматериалов, а также снизить расход топлива лесовозным автопоездом (рис. 1) [19].

Цель работы достигается путем решения двух взаимосвязанных задач. Первая задача заключается в разработке математической модели работы гидравлического манипулятора с рекуперативным кривошипным приводом полноповоротного механизма колонны, позволяющей оценить рекуперированную энергию и амплитуду раскачивания перемещаемого груза. Вторая – заключается в выявлении зависимостей изменения рекуперированной энергии и амплитуды раскачивания груза от угла торможения поворота колонны с кривошипным приводом и массы груза с помощью разработанной компьютерной программы.

Материалы и методы

Объектом исследования является процесс погрузки и разгрузки лесоматериалов гидравлическим манипулятором, оснащенным рекуперативным кривошипным приводом поворота его колонны. В качестве предмета исследования рассматриваются закономерности изменения рекуперированной энергии и амплитуды раскачивания груза от угла торможения поворота колонны и массы груза.

Для изучения особенностей работы гидравлического манипулятора с предлагаемым кривошипным приводом полноповоротного механизма

колонны и возможности оснащения его системой рекуперации энергии использовалось математическое моделирование.

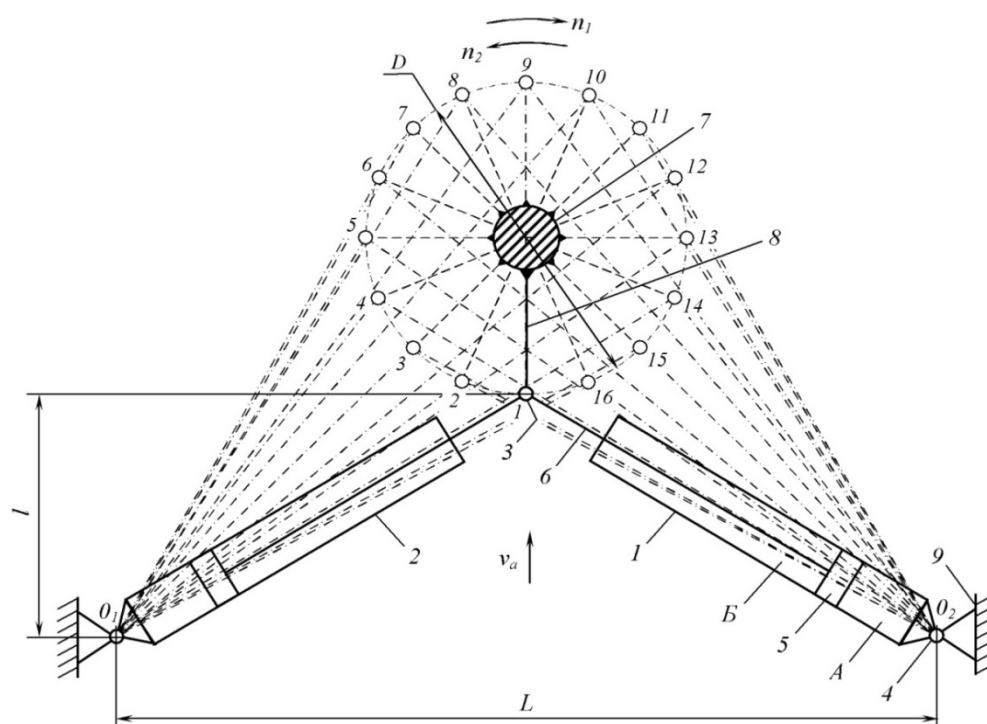


Рисунок 1. Перспективная конструкция полноповоротного механизма колонны гидроманипулятора:

n_1 и n_2 – направление поворота колонны; v_a – направление движения лесовозного автомобиля;
A и *B* – поршневая и штоковая полости гидроцилиндра, соответственно; *1, 2* – гидроцилиндры; *3, 4* – шарниры;
5 – поршни; *6* – штоки; *7* – колонна гидроманипулятора; *8* – кривошип; *9* – рама

Figure 1. Perspective design of the full-rotation mechanism of the hydraulic manipulator column:

n_1 and n_2 – the direction of rotation of the column; v_a – the direction of movement of the timber vehicle;
A and *B* – piston and rod cavities of the hydraulic cylinder, respectively; *1, 2* – hydraulic cylinders; *3, 4* – hinges;
5 – pistons; *6* – rods; *7* – hydraulic manipulator column; *8* – crank; *9* – frame

Источник: собственная схема авторов

Source: authors' own schema

Современные методы моделирования позволяют с достаточно высокой детализацией и физической адекватностью воспроизводить процессы в механических и гидравлических системах. Моделирование основано на расчетных методах классической механики и гидравлики [20-21].

В рамках математической модели описание гидравлического манипулятора лесовозного автопоезда осуществляется системой дифференциальных и алгебраических уравнений. Решение этой системы уравнений выполняется на основе числен-

ного интегрирования, при котором осуществляется выявление временных зависимостей исследуемых параметров, характеризующих эффективную работу гидравлического манипулятора с предлагаемым кривошипным приводом полноповоротного механизма колонны. Модель исследуемого гидравлического манипулятора состоит из двух подсистем: механической, описывающей движение манипулятора и груза в виде бревна в пространстве, а также гидравлической подсистемы, описывающей функ-

ционирование элементов гидросистемы, в частности гидроцилиндров и пневмогидроаккумулятора.

Так как основной задачей является исследование поворота колонны гидравлического манипулятора, рассматривается двухмерная модель манипулятора в горизонтальной плоскости XOZ (рис. 2).

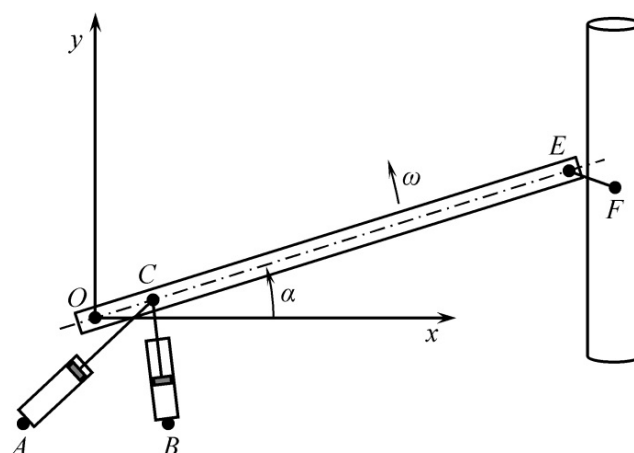


Рисунок 2. Расчетная схема гидравлического манипулятора, оснащенного кривошипным приводом поворота колонны, используемая для создания математической модели

Figure 2. Calculation scheme of a hydraulic manipulator equipped with a crank drive for the rotation of the column, used to create a mathematical model

Источник: собственная схема авторов

Source: authors' own schema

В разрабатываемой математической модели принято допущение, заключающееся в том, что стрела гидравлического манипулятора и груз (пачка бревен) представлены в виде единых твердых тел (рис. 2). Гидроцилиндры AC и BC вызывают ускорение или торможение вращения стрелы, воздействуя на точку C стрелы. Угловое положение стрелы гидравлического манипулятора задается углом α , который определяется от направления оси Ox против хода часовой стрелки. Положение в пространстве груза задается координатами x_F, y_F . Обобщенная система уравнений, описывающая механическую подсистему, составлена на основе основного закона динамики вращательного движения и второго закона Ньютона.

Полноповоротный механизм колонны с кривошипным приводом представляется в виде абсолютно твердого тела, которое вращается относительно вертикальной оси Z . Угловое расположение

Механическая подсистема модели включает в себя стрелу манипулятора, совершающую вращательное движение вокруг точки O и груз (пачка бревен), связанный со стрелой грейферным устройством EF .

полноповоротного механизма колонны с кривошипным приводом задается углом φ , который определяется от направления оси Ox против хода часовой стрелки. Описание поворота колонны гидравлического манипулятора с помощью кривошипного привода осуществлялось на основании следующих уравнений динамики вращательного движения:

$$\begin{cases} J \frac{d^2 a}{dt^2} = -k_T \frac{da}{dt} + F_{AC} \cdot OM + F_{BC} \cdot ON + \\ + F_{Fx} EF \sin \beta - F_{Fy} EF \cos \beta; \\ m_6 \frac{d^2 x_F}{dt^2} = F_{Fx} = -c(x_F - x_E) - \zeta \left(\frac{dx_F}{dt} - \frac{dx_E}{dt} \right); \\ m_6 \frac{d^2 y_F}{dt^2} = F_{Fy} = -c(y_F - y_E) - \zeta \left(\frac{dy_F}{dt} - \frac{dy_E}{dt} \right), \end{cases} \quad (1)$$

где J – момент инерции колонны гидравлического манипулятора с кривошипным приводом, приведенный к центру вращения O ; t – время; k_T – значение коэффициента трения при повороте ко-

лонны; F_{AC} и F_{BC} – силы, действующие со стороны гидравлических цилиндров на полноповоротный механизм колонны; OM и ON – плечи сил F_{AC} и F_{BC} ; F_{Fx} и F_{Fy} – составляющие силы, действующей со стороны стрелы гидравлического манипулятора на груз в грейферном захвате; EF – расстояние между точками крепления грейферного захвата E и центром тяжести груза F ; β – угол ориентации вектора EF к оси OX ; m_6 – масса пачки бревен; c и ζ – коэффициенты жесткости и демпфирования в упруго-вязком приближении взаимодействия груза с концом стрелы гидравлического манипулятора.

С учетом того, что гидравлический манипулятор представляется в модели телом, состоящим из стрелы в виде однородного стержня длиной L_G и массой m_C , а также колонны в виде сплошного цилиндра радиусом R_{OK} и массой m_{OK} , то момент инерции определяется по следующей формуле:

$$J = \frac{1}{3} m_C L_G^2 + \frac{1}{2} m_{OK} R_{OK}^2. \quad (2)$$

Силы, действующие со стороны гидроцилиндров кривошипного привода полноповоротного механизма гидравлического манипулятора F_{AC} и F_{BC} рассчитываются по формуле:

$$F_{AC} = (P_{n1} - P_{u1}) \cdot \frac{\pi D_G^2}{4}, \quad (3)$$

$$F_{BC} = (P_{n2} - P_{u2}) \cdot \frac{\pi D_G^2}{4}, \quad (4)$$

где P_{n1} , P_{n2} и P_{u1} , P_{u2} – значения давлений рабочей жидкости в поршневых и соответственно штоковых полостях гидравлических цилиндров AC и BC ; D_G – рабочий диаметр гидравлического цилиндра.

Система рекуперации, которой оснащен гидропривод манипулятора, позволяет преобразовывать, накапливать и полезно использовать энергию, выделяющуюся при торможении поворота колонны гидравлического манипулятора. В процессе торможения поворота колонны гидравлического манипулятора происходит существенное возрастание давления в поршневой полости одного из гидроцилиндров и штоковой полости второго. Благодаря всплеску давления часть рабочей жидкости через элементы рекуперативного гидропривода направляется в пневмогидравлический

аккумулятор. Использование системы рекуперации позволяет не только запастись энергиею торможения вращения колонны, но и снизить отрицательное воздействие резких перепадов давления на элементы гидропривода.

В рамках модели пачка бревен массой m_6 , перемещаемый гидравлическим манипулятором представлен в виде материальной точки, совпадающей с центром тяжести пакета лесоматериалов. В разработанной двумерной модели удержание центра тяжести груза F вблизи точки крепления грейферного захвата E осуществляется за счет сил упругого и вязкого трения.

Представление в математической модели гидравлической подсистемы манипулятора выполнено аналогично представлению, приведенному в ранее опубликованных авторами работах [20, 21].

Уравнения вращательного движения полноповоротного механизма колонны гидравлического манипулятора, используемые в математической модели, представляют собой дифференциальные уравнения второго порядка. Для решения таких уравнений применяется метод Рунге-Кутты второго порядка. В частности, уравнение динамики вращательного движения полноповоротного механизма колонны с кривошипным приводом решается следующим образом:

$$\alpha^k = \alpha^{k-1} + \omega^{k-1} \Delta t + \frac{\varepsilon^k (\Delta t)^2}{2}; \quad (5)$$

$$\omega^k = \omega^{k-1} + \varepsilon^k \Delta t, \quad (6)$$

где k и $k-1$ – текущий и предыдущий шаги интегрирования по времени; α , ω и ε – угол ориентации манипулятора в горизонтальной плоскости, угловая скорость и угловое ускорение. Аналогичным образом численно интегрируются уравнения движения груза.

Основным показателем, характеризующим эффективность системы рекуперации гидропривода поворотного механизма колонны с кривошипным приводом, является энергия $E_{пп}$, запасаемая в пневмогидравлическом аккумуляторе за одно торможение поворота колонны:

$$E_p = \int_0^{t_{\kappa 2}} P_{ппА}(t) Q_{ппА}(t) dt, \quad (7)$$

где $t_{кз}$ – длительность компьютерного эксперимента по повороту колонны от угла α_1 до угла α_2 ; $P_{ПГА}$ – давление рабочей жидкости в пневмогидравлическом аккумуляторе; $Q_{ПГА}$ – скорость поступления (расход) рабочей жидкости в пневмогидравлический аккумулятор. В случае многократной циклической погрузки рекуперированная энергия E_p является наибольшей для первого цикла, и постепенно снижается для последующих циклов по мере заполнения пневмогидравлического аккумулятора.

Вторым важным показателем эффективности является амплитуда раскачивания груза A_F при торможении колонны манипулятора, определяемого как

$$A_F = \max_{t_T < t < t_{кз}} \sqrt{(x_E - x_F)^2 + (y_E - y_F)^2}, \quad (8)$$

где t_T – момент времени, в который начинается торможение полноповоротного механизма колонны гидравлического манипулятора.

Рекуперативная система, в зависимости от ее параметров, позволяет, как снизить, так и усилить раскачивание пакета бревен по сравнению с серийным гидравлическим манипулятором.

В процессе дальнейшего теоретического исследования необходимо выполнить минимизацию амплитуды раскачивания груза A_F и максимизацию рекуперированной энергии рабочей жидкости E_p .

Для предварительного исследования предлагаемого полноповоротного механизма колонны с кривошипным приводом авторами разработана на языке Object Pascal в среде программирования Borland Delphi 7.0 компьютерная программа «Программа для моделирования работы полноповоротного механизма колонны гидравлического манипулятора с кривошипным приводом» (рис. 3).

Разработанная программа дает возможность осуществлять компьютерные эксперименты в процессе работы полноповоротного механизма колонны гидравлического манипулятора, с целью оптимизации конструктивных параметров рекуперативного полноповоротного механизма колонны с кривошипным приводом. Кроме этого, эта программа позволяет задавать в исходном коде геометрические параметры манипулятора, параметры рекуперативного гидропривода, а также технологического

процесса. В процессе работы программы манипулятор перемещает пачку бревен от заданных начального и конечного положений. При торможении вращения колонны в конечном угловом положении производится оценка рекуперированной энергии рабочей жидкости. Программа непрерывно выводит на экран компьютера схематическое изображение гидравлического манипулятора на проекции сверху, график зависимости от времени скорости вращения полноповоротного механизма колонны с кривошипным приводом, числовые значения текущей рекуперированной мощности и накопленной рекуперированной энергии (рис. 3).

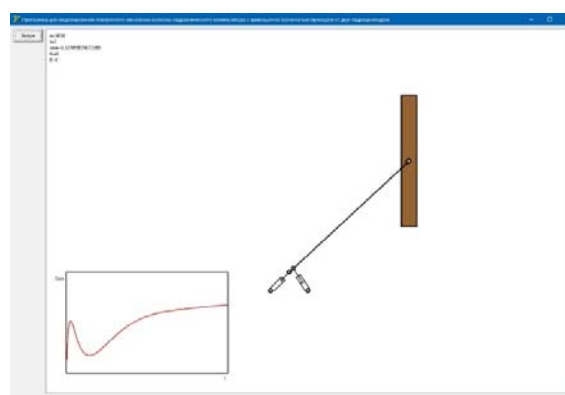


Рисунок 3. Интерфейсная форма вывода результатов компьютерного эксперимента
Figure 3. Interface form for displaying the results of a computer experiment

Источник: собственная схема авторов
Source: authors' own scheme

Основные входные параметры разработанной модели можно разделить на три группы (рис. 4).

Первая группа входных параметров представляет собой технологические параметры: α_1 – начальный угол ориентации манипулятора в горизонтальной плоскости; α_2 – конечный угол ориентации манипулятора в горизонтальной плоскости. Ко второй группе входных параметров относятся параметры системы рекуперации: D_T – диаметр гидроцилиндров кривошипного привода; $V_{ПГА}$ – объем пневмогидравлического аккумулятора. Третья группа входных переменных представляет собой параметры груза – бревна или пакета лесоматериалов. Наиболее существенным из параметров является: m_B – масса груза.

Эффективность кривошипного привода гидроманипулятора оценивалась двумя показателями: E_p – запасаемая в пневмогидравлическом аккумуляторе энергия рабочей жидкости за одно торможение вращения колонны; A_F – амплитуда раскачивания груза.

Результаты и обсуждения

Базовый компьютерный эксперимент заключался в однократном приведении полно поворотного механизма колонны гидравлического манипуля-

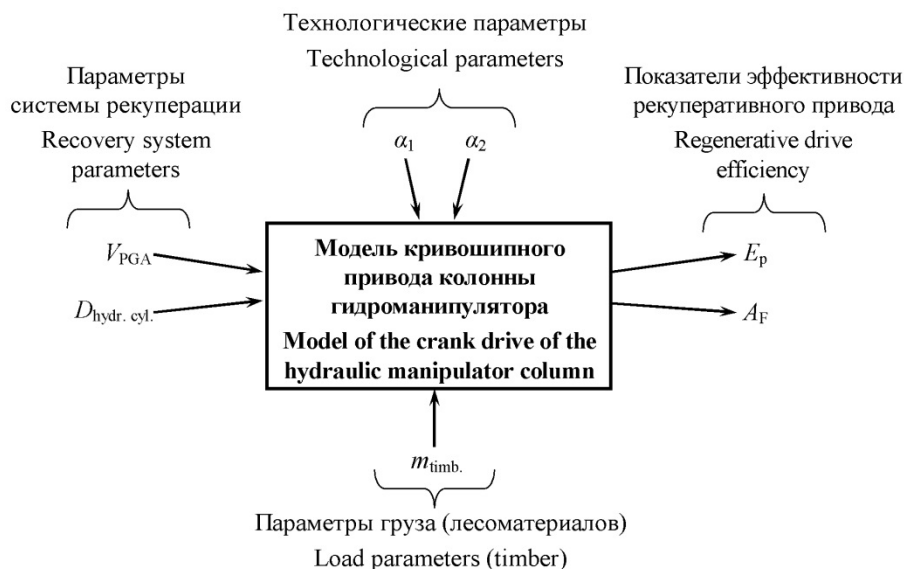


Рисунок 4. Входные параметры и выходные характеристики разработанной математической модели
Figure 4. Input parameters and output characteristics of the developed mathematical model

Источник: собственная схема авторов
Source: authors' own schema

тор с кривошипным приводом во вращение и последующим торможением вращения колонны. В базовых компьютерных экспериментах масса груза составляла 600 кг. Поворот колонны манипулятора производился на 90° . При этом задавали конечный угол α_2 , при котором необходимо остановить вращение колонны и рассчитывали начальный угол $\alpha_1 = \alpha_2 - 90^\circ$. В базовом компьютерном эксперименте начальный угол $\alpha_1 = 0^\circ$ соответствовал захвату бревна сбоку от лесовозного автопоезда (рис. 5, а), а угол торможения полноповоротного механизма колонны манипулятора $\alpha_1 = 90^\circ$ соответствовал помещению бревна на платформу лесовозного автопоезда (рис. 5, б).

рота стрелы манипулятора достигал целевого значения 90° (в момент времени 5,5 с) гидроцилиндры кривошипного привода переключались в режим торможения с рекуперацией. При этом скорость вращения полноповоротного механизма колонны быстро уменьшалась и после некоторых колебаний вблизи нулевой отметки вращение останавливалось.

В начале компьютерного эксперимента производилась подача высокого давления в полости гидроцилиндров кривошипного привода, благодаря чему скорость вращения ω стрелы гидравлического манипулятора возрастала, с некоторыми колебаниями до примерно 20° в секунду (рис. 6, а). Когда угол пово-

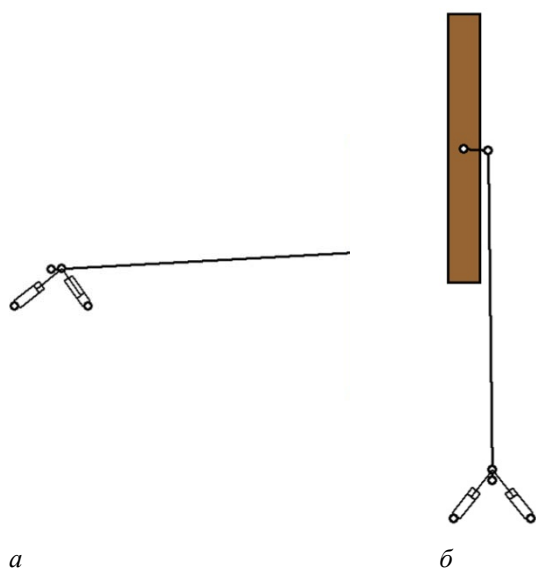


Рисунок 5. Положение стрелы и пакета бревен в начале компьютерного эксперимента (а) и при

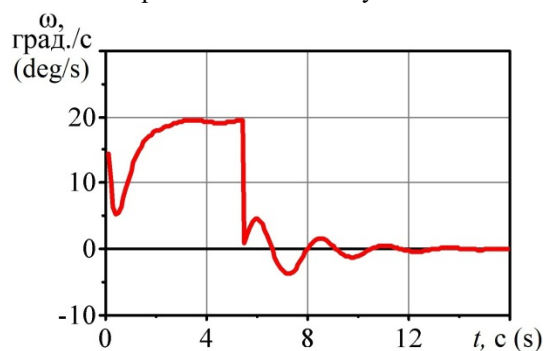
остановке манипулятора (б)

Figure 5. The position of the boom and the pack of logs at the beginning of the computer experiment (a) and at the stop of the manipulator (b)

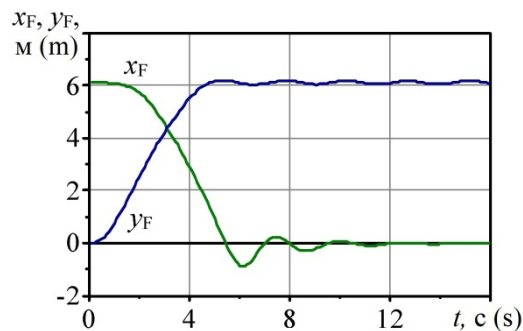
Источник: собственная схема авторов

Source: authors' own schema

Как видно из графиков координат центра тяжести груза от времени $x_F(t)$ и $y_F(t)$ груз раскачивается в моменты резкого изменения угловой скорости,



а



б

Рисунок 6. Зависимость от времени t угла α поворота манипулятора (а) и координат x_F, y_F центра пакета бревен (б)

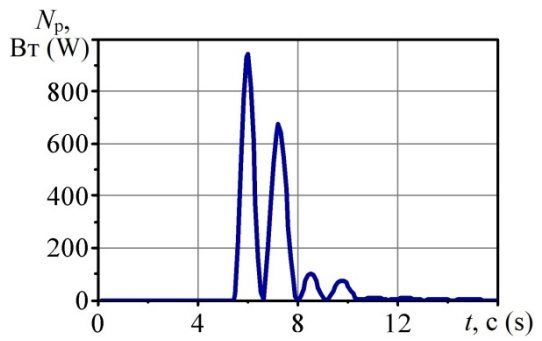
Figure 6. Dependence on time t of the angle α of rotation of the manipulator (a) and the coordinates x_F, y_F of the center of the package of logs (b)

Источник: собственные вычисления авторов

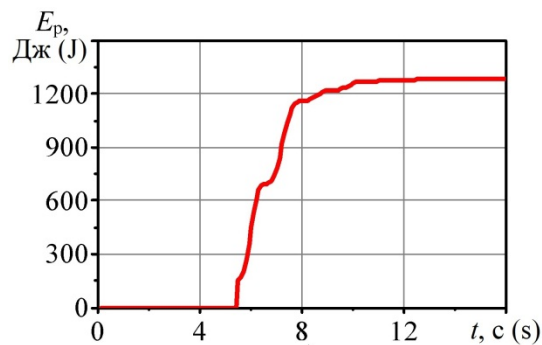
Source: authors' own calculations

рости стрелы (рис. 6, б). При начале вращения стрелы центр тяжести груза F запаздывает с перемещением по окружности по сравнению с концом стрелы E (рис. 5, а). При остановке вращения стрелы гидравлического манипулятора груз продолжает двигаться по инерции в тангенциальном направлении и амплитуда отклонения центра тяжести от точки крепления грейферного захвата может достигать до 0,5 м (рис. 5, б).

Система рекуперации преобразует неблагоприятные колебания стрелы в энергию рабочей жидкости, накапливаемую в пневмогидравлическом аккумуляторе. Поэтому на графике зависимости от времени мгновенной рекуперированной мощности $N_p(t)$ видны пики, соответствующие постепенно затухающим колебаниям стрелы (рис. 7, а). Пиковые значения рекуперированной мощности достигают почти 1 кВт.



a



б

Рисунок 7. Зависимость от времени t рециperiруемой мощности N_p (a) и рециperiруемой энергии E_p (б)

Figure 7. Dependence on time t of the recuperated power N_p (a) and the recuperated energy E_p (b)

Источник: собственные вычисления авторов
Source: authors' own calculations

Накопленная энергия рабочей жидкости E_p за одно торможение поворота составляет около 1300 Дж. При этом практически вся энергия рабочей жидкости (1150 из 1300 Дж) преобразуется за время от 5,6 с до 7,6 с (рис. 7, б). Установлено также, что при использовании гидравлического манипулятора, оснащенного предлагаемым кривошипным приводом, длина стрелы которого составляет 6 м, а масса перемещаемых лесоматериалов 600 кг, количество энергии, которое можно накопить в пневмогидравлическом аккумуляторе составляет около 1300 Дж. Такое количество энергии рабочей жидкости позволит гидравлическому манипулятору поднять лесоматериалы массой 600 кг на высоту 22 см. Учитывая тот факт, что необходимая погрузочная высота поднятия стрелы гидравлического ма-

нипулятора с грузом составляет порядка 4 м, использование накопленной энергии рабочей жидкости при повороте колонны с грузом позволит сократить энергоемкость операции подъема стрелы на 11 %. При торможении механизма колонны с кривошипным приводом, энергия рабочей жидкости за счет рекуперативного гидропривода поступает в пневмогидравлический аккумулятор, современные конструкции которых, обладают энергоемкостью до 100 кДж. Это дает возможность накапливать энергию рабочей жидкости от порядка 75 циклов поворота механизма колонны с кривошипным приводом, и далее осуществить в режиме полезного использования накопленной энергии до 6 подъемов стрелы с грузом массой 600 кг на платформу лесовозного автопоезда.

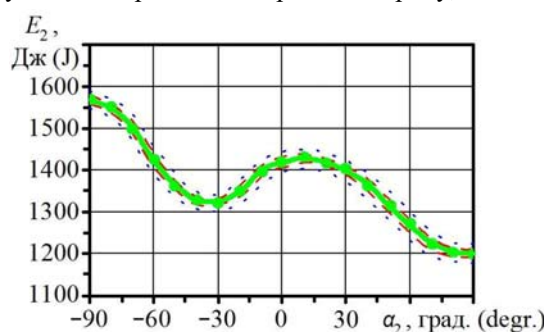
Так как кривошипный привод полноповоротного механизма колонны гидравлического манипулятора не симметричен относительно оси вращения колонны манипулятора, возникает вопрос о том, как эффективность привода и системы рекуперации энергии зависит от углов начала и окончания поворота.

С целью исследования угловой зависимости выполнена серия компьютерных экспериментов, при осуществлении которых изменяли угол α_2 торможения поворота с шагом 10° в интервале от -90° до 90° . При этом угол начала вращения α_1 отстоял от угла α_2 на 90° .

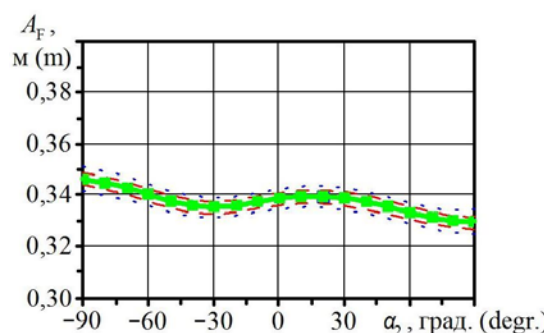
На рисунках 8 и 10 кроме точек, выявленных в результате компьютерного моделирования, показаны зеленые сплошные кривые, представляющие собой результат аппроксимации методом наименьших квадратов полиномом второго порядка, красные штриховые линии – границы доверительного интервала (confidence band) со статистической достоверностью 0,95, пунктирные синие линии – границы интервала прогнозирования (prediction band) со статистической надежностью 0,95.

Установлено влияние угла остановки поворота на рециperiруемую энергию и амплитуду раскачивания груза: получены S-образные зависимости (рис. 8). При угле торможения поворота, соответствующем направлению стрелы в сторону гидроцилиндров (рис. 9, а) достигается максимальная рециperiруемая мощность 1571 Дж (рис. 8, а) и

максимальная амплитуда раскачивания груза 0,346 м (рис. 8, б). При угле торможения поворота, соответствующем направлению стрелы в сторону,



а



б

Рисунок 8. Зависимость рециркулируемой энергии E_p и амплитуды раскачивания груза A_F от угла

α_2 торможения поворота колонны манипулятора

Figure 8. Dependence of the recuperated energy E_p

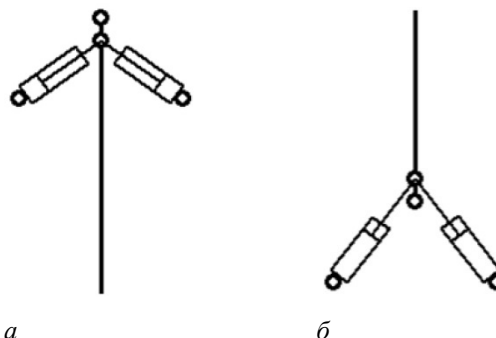
and the amplitude of the swing of the load A_F on the angle α_2 of deceleration of the rotation of the manipulator column

Источник: собственные вычисления авторов
Source: authors' own calculations

противоположному расположению гидроцилиндров (рис. 9, б) рециркулируемая мощность 1201 Дж минимальна; также минимальна и амплитуда раскачивания груза 0,330 м.

Таким образом, для достижения максимального рециркулятивного эффекта целесообразно располагать гидроцилиндры кривошипного привода по одну сторону с точкой C воздействия гидроцилиндров по отношению к оси O вращения колонны.

Для несимметричного гидропривода вращения колонны, возникает вопрос о характерной величине угловой неравномерности. Оценка угловой неравномерности по рециркулируемой энергии дает значение $(1571 - 1201) / 1571 = 23,6 \%$. Оценка по амплитуде раскачивания груза дает значение неравномерности $(0,346 - 0,330) / 0,346 = 4,6 \%$. Таким



а

б

Рисунок 9. Положения стрелы и гидроцилиндров кривошипного привода, соответствующие углам торможения поворота колонны манипулятора для наибольшей величины рециркулируемой

энергии (а) – $\alpha_2 = -90^\circ$, $E_p = 1571$ Дж и наименьшей (б) – $\alpha_2 = 90^\circ$, $E_p = 1201$ Дж

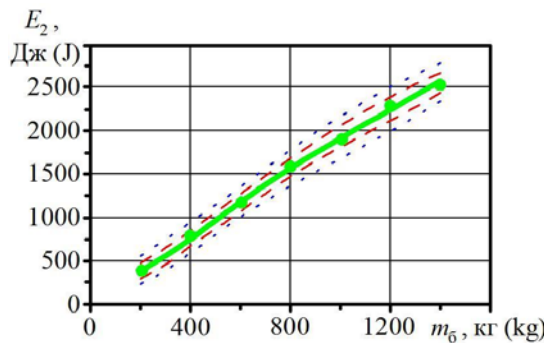
Figure 9. The positions of the boom and hydraulic cylinders of the crank drive, corresponding to the angles of deceleration of the rotation of the manipulator column for the greatest value of the recuperated energy (а) – $\alpha_2 = -90^\circ$, $E_p = 1571$ J and the lowest (б) – $\alpha_2 = 90^\circ$, $E_p = 1201$ J

Источник: собственная схема авторов
Source: authors' own schema

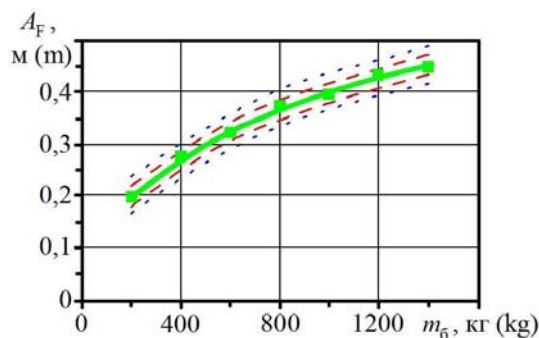
образом, угловая неравномерность показателей кривошипно-коленчатого привода составляет приемлемое значение в пределах 4,6-23,6 %.

В процессе работы гидравлического манипулятора на погрузочно-разгрузочных площадках, масса перемещаемых лесоматериалов может существенно различаться. Для оценки эффективности рециркуляции энергии кривошипным приводом в режимах различной нагрузки выполнена серия компьютерных экспериментов, в процессе осуществления которых изменяли массу груза от 200 до 1400 кг с шагом 200 кг.

Выявлено, что рекуперлируемая энергия возрастает практически линейно с 394 до 2587 Дж с увеличением массы лесоматериалов с 200 до 1400 кг (рис. 10, а). Линейная зависимость, очевидно, связана с линейной зависимостью энергии движущегося тела от массы: $E = mv^2/2$. Амплитуда раскачивания груза увеличивается приблизительно по степенной зависимости вида $A_F = m_b^a$. При увеличении массы груза с 200 до 600 кг амплитуда колебаний груза увеличивается существенно: с 0,2 до 0,33 м.



а



б

Рисунок 10. Зависимость рекуперлируемой энергии E_p и амплитуды раскачивания груза A_F от массы груза m_b

Figure 10. Dependence of the recuperated energy E_p and the amplitude of the swing of the load A_F on the mass of the load m_b

Источник: собственные вычисления авторов
Source: authors' own calculations

При дальнейшем увеличении массы груза с 600 до 1400 кг амплитуда колебаний увеличивается не так быстро: с 0,33 до 0,48 м.

Таким образом, для типичного гидравлического манипулятора с длиной стрелы 6 м при торможении поворота колонны система рекуперации позволяет запасти от 0,39 до 2,59 кВт при массе груза соответственно от 200 до 1400 кг, при приемлемой амплитуде раскачивания пачки бревен соответственно от 0,2 до 0,48 м.

Выводы

Анализ научных работ зарубежных авторов позволил выявить перспективные научные направления исследований, направленных на повышение эффективности работы гидравлических манипуляторов, задействованных в процессе погрузки, разгрузки, а также перемещения различных видов грузов. С целью повышения энергоэффективности, производительности и надежности гидравлических манипуляторов лесовозных автопоездов, авторами была предложена перспективная конструкция гидравлического полноповоротного механизма колонны с кривошипным приводом. Главной особенностью предлагаемого полноповоротного механизма с кривошипным приводом гидравлического манипулятора является возможность преобразования, накопления и полезного использования непроизводительно рассеиваемой кинетической энергии в процессе торможения колонны манипулятора. Эта особенность способствует повышению производительности процесса погрузки и разгрузки лесоматериалов, а также снижению расхода топлива лесовозным автопоездом.

Разработаны математическая модель и компьютерная программа работы гидравлического манипулятора с рекуперативным кривошипным приводом полноповоротного механизма колонны, позволяющие оценить рекуперлируемую энергию и амплитуду раскачивания перемещаемого груза.

Установлено также, что при использовании гидравлического манипулятора, оснащенного предлагаемым кривошипным приводом, длина стрелы которого составляет 6 м, а масса перемещаемых лесоматериалов 600 кг, количество энергии, которое можно накопить в пневмогидравлическом аккумуляторе составляет около 1300 Дж. Такое количество энергии рабочей жидкости позволит гидрав-

лическому манипулятору поднять лесоматериалы массой 600 кг на высоту 22 см.

Учитывая тот факт, что необходимая погруженная высота поднятия стрелы гидравлического манипулятора с грузом составляет порядка 4 м, использование накопленной энергии рабочей жидкости при повороте колонны с грузом позволит сократить энергоемкость операции подъема стрелы на 11 %.

Современные конструкции пневмогидравлических аккумуляторов обладают энергоемкостью до 100 кДж. Это дает возможность накапливать в них энергию рабочей жидкости от порядка 75 циклов поворота механизма колонны с кривошипным приводом, и далее осуществить в режиме полезного использования накопленной энергии не менее 6 подъемов стрелы с грузом массой 600 кг на платформу лесовозного автопоезда.

Для достижения максимального рекуперативного эффекта целесообразно располагать гидроцилиндры кривошипного привода по одну сторону с точкой *C* воздействия гидроцилиндров по отношению к оси *O* вращения колонны.

Угловая неравномерность показателей кривошипного привода составляет 23,6 % и 4,6 % при оценке по показателям рекуперированной энергии и амплитуды раскачивания груза соответственно.

Для типичного гидравлического манипулятора с длиной стрелы 6 м при торможении поворота колонны система рекуперации позволяет запасти от 0,39 до 2,59 кВт при массе груза соответственно от 200 до 1400 кг, при приемлемой амплитуде раскачивания груза соответственно от 0,20 до 0,48 м.

Список литературы

1. Влияние режимов движения лесовозного автопоезда при вывозке лесоматериалов на эффективность рекуперации энергии в пневмогидравлическом седельно-цепном устройстве / В. И. Посметьев, В. А. Зеликов, В. О. Никонов, В. В. Посметьев, А. С. Чуйков, А. В. Авдюхин // Лесотехнический журнал. – 2022. – Т. 12. – № 4 (48). – С. 114-129. – *Библиогр.*: с. 125–128 (20 назв.). – DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2022.4/8>.
2. Посметьев, В. И. О влиянии традиционных конструкций гидроманипуляторов на эффективность лесовозного автомобильного транспорта / В. И. Посметьев, В. О. Никонов // Материалы Всероссийской научно-технической конференции «Проблемы эксплуатации автомобильного транспорта и пути их решения на основе перспективных технологий и научно-технических решений», 2022. – С. 24-31. – *Библиогр.* : с. 30-31 (9 назв.). – DOI: http://doi.org/10.58168/PRTOW2022_24-31
3. Energy efficiency improvement of heavy-load mobile hydraulic manipulator with electronically tunable operating modes / R. Ding, J. Zhang, B. Xu, M. Cheng, M. Pan // Energy Conversion and Management, Vol. 188, 15 May 2019, Pp. 447-461. – *Bibliogr.* : pp. 460-461 (31 titles). – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.anconman.2019.03.023> (SNIP 2,369)
4. Nurmi J. Global Energy-Optimal Redundancy Resolution of Hydraulic Manipulators : Experimental Results for a Forestry Manipulator / J. Nurmi, J. Mattila // Energies 2017, 10(5), 647. – *Bibliogr.* : pp. 30-31 (44 titles). – DOI: <https://doi.org/10.3390/en10050647> – SNIP 1,104
5. Yang X. Neural Adaptive Dynamic Surface Asymptotic Tracking Control of Hydraulic Manipulators With Guaranteed Transient Performance / X. Yang, W. Deng, J. Yao // IEEE Transactions on Neural Networks and Learning Systems. 2022, pp. 1-11. – *Bibliogr.* : pp. 10-11 (43 titles). – DOI: <https://doi.org/10.1109/TNNLS.2022.3141463> – SNIP 3,306
6. Renner A. Online payload estimation for hydraulically actuated manipulators / A. Renner, H. Wind, O. Sawodny // Mechatronics, Volume 66, April 2020, 102322. – *Bibliogr.* : pp. 13-14 (51 titles). – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2020.102322> – SNIP 3,379
7. Dynamic impact of hydraulic systems using pressure feedback for active damping / M. Cheng, S. Luo, R. Ding, B. Xu, J. Zhang // Applied Mathematical Modelling, Volume 89, Part 1, January 2021, pp. 454-469. – *Bibliogr.* : p. 468-469 (31 titles). – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apm.2020.07.043> – SNIP 1,843

8. Petrovic G. R. Mathematical modelling and virtual decomposition control of heavy-duty parallel-serial hydraulic manipulators / G. R. Petrovic, J. Mattila // *Mechanism and Machine Theory*, Volume 170, April 2022, 104680. – *Bibliogr.* : pp. 28-30 (52 titles). – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2021.104680> – SNIP 2,294
9. Global energy efficiency improvement of redundant hydraulic manipulator with dynamic programming / S. Zheng, R. Ding, J. Zhang, B. Xu // *Energy Conversion and Management*, Volume 230, 15 February, 2021, 113762. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113762> – SNIP 2,369
10. Zhang X. Dual extended state observer-based adaptive dynamic surface control for a hydraulic manipulator with actuator dynamics / X. Zhang, G. Shi // *Mechanism and Machine Theory*, Volume 169, March, 2022, 104647. – *Bibliogr.* : (34 titles). – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2021.104647> – SNIP 2,294
11. Han J. Trajectory Tracking Control of a Manipulator Based on an Adaptive Neuro-Fuzzy Inference System / J. Han, F. Wang, C. Sun // *Applied Sciences*, 2023, 13(2) 1046. – *Bibliogr.* : pp. 12-13 (28 titles). – DOI: <https://doi.org/10.3390/app13021046> – SNIP 1,026
12. Preliminary Experimental Research on the Influence of Counterbalance Valves on the Operation of a Heavy Hydraulic Manipulator during Long-Range Straight-Line Movement / M. J. Lopatka, P. Krogul, A. Rubiec, M. Przybysz // *Energies*, 2022, 15, 5596. – *Bibliogr.* : pp. 15-17 (41 titles). DOI: <https://doi.org/10.3390/en15155596> – SNIP 1,104
13. Adaptive Fuzzy Back stepping Sliding Mode Control for a 3-DOF Hydraulic Manipulator with Nonlinear Disturbance Observer for Large Payload Variation / H. V. A. Truong, D. T. Tran, X. D. To, K. K. Ahn, M. Jin // *Applied Sciences*, 2019, 9, 3290. – *Bibliogr.* : pp. 27-29 (52 titles). – DOI: <https://doi.org/10.3390/app9163290> – SNIP 1,026
14. Jensen K. J. Novel Concept for Electro-Hydrostatic Actuators for Motion Control of Hydraulic Manipulators / K. J. Jensen, M. K. Ebbesen, M. R. Hansen // *Energies* 2021, 14, 6566. – *Bibliogr.* : pp. 26-27 (29 titles). DOI: <https://doi.org/10.3390/en14206566> – SNIP 1,104
15. Valve Deadzone/Backlash Compensation for Lifting Motion Control of Hydraulic Manipulators / L. Li, Z. Lin, Y. Jiang, C. Yu, J. Yao // *Machines* 2021, 9, 57. – *Bibliogr.* : pp. 17-18 (29 titles). DOI: <https://doi.org/10.3390/machines9030057> – SNIP 1,390
16. Xia Y. Motion Control of a Hydraulic Manipulator with Adaptive Nonlinear Model Compensation and Comparative Experiments / Y. Xia, Y. Nie, Z. Chen, L. Lyu, P. Hu // *Machines* 2022, 10, 214. – *Bibliogr.* : pp. 18-19 (34 titles). DOI: <https://doi.org/10.3390/machines10030214> – SNIP 1,390
17. A Teleoperation Framework Based on Heterogeneous Matching for Hydraulic Manipulator / S. Zhou, C. Shen, S. Zhu, W. Li, Y. Nie, Z. Chen // *Machines* 2022, 10, 536. – *Bibliogr.* : pp. 14-15 (30 titles). DOI: <https://doi.org/10.3390/machines10070536> – SNIP 1,390
18. Qian J. Static Deformation-Compensation Method Based on Inclination-Sensor Feedback for Large-Scale Manipulators with Hydraulic Actuation / J. Qian, Q. Su, F. Zhang, Y. Ma, Z. Fang, B. Xu // *Processes* 2020, 8, 81. – *Bibliogr.* : pp. 16-18 (49 titles). DOI: <https://doi.org/10.3390/pr8010081> – SNIP 0,889
19. Перспективная конструкция полноповоротного механизма колонны гидравлического манипулятора лесовозного автомобиля / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, В. В. Посметьев, А. А. Михайлов // *Материалы Всероссийской научно-практической конференции Современный лесной комплекс страны : проблемы и тренды развития*. Отв. редактор А. А. Платонов. Воронеж, 2022. – С. 57-61. – *Библиогр.* : с. 60-61 (6 назв.). – DOI: http://doi.org/10.58168/MFCCPTD2022_57-61
20. Posmetev, V. I. Imitating modeling results of a recuperative hydraulic subsystem of the timber truck manipulator / V. I. Posmetev, V. O. Nikonov, V. V. Posmetev // *IOP Conf. Series : Earth and Environmental Science* 392 (2019) 012038, *Forestry* 2019 – Pp. 1-8. – *Bibliogr.* : p. 7-8 (11 titles). – DOI: <http://doi.org/10.1088/1755-1315/392/1/012038>

21. Nikonov, V. O. Mathematical model of hydromanipulator of forest vehicle with recuperative hydraulic drive / V. O. Nikonov, V. I. Posmetev, V. V. Posmetev // IOP Conf. Series : Earth and Environmental Science 392 (2019) 012039, Forestry 2019 – Pp. 1-8. – *Bibliogr. : p. 8 (10 titles)*. – DOI: <http://doi.org/10.1088/1755-1315/392/1/012039>

References

1. Posmetev V. I., Zelikov V. A., Nikonov V. O., Posmetev V. V., Chuikov A. S., Avdyuhin A. V. *Vliyanie rejimov dvizheniya lesovoznogo avtopoezda pri vivotke lesomaterialov na effektivnost rekuperacii energii v pnevmogidravlicheskom sedelno-scepnom ustroistve* [Influence of the modes of motion of a logging road train during the hauling of timber on the efficiency of energy recovery in a pneumohydraulic fifth wheel coupling device]. Forestry journal. – 2022. – Vol. 12. – № 4 (48). – pp. 114-129. DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2022.4/8> (In Russ.).

2. Posmetev V. I., Nikonov V. O. *O vliyani tradicionnih konstrukcii gidromanipulyatorov na effektivnost lesovoznogo avtomobilnogo transporta* [On the influence of traditional designs of hydraulic manipulators on the efficiency of logging road transport]. Proceedings of the All-Russian Scientific and Technical Conference "Problems of the operation of road transport and ways to solve them based on advanced technologies and scientific and technical solutions", 2022. – P. 24-31. DOI: http://doi.org/10.58168/PRTOW2022_24-31 (In Russ.).

3. Ding R., Zhang J., Xu B., Cheng M., Pan M. Energy efficiency improvement of heavy-load mobile hydraulic manipulator with electronically tunable operating modes. Energy Conversion and Management, Vol. 188, 15 May 2019, Pp. 447-461. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.anconman.2019.03.023>

4. Nurmi J., Mattila J. Global Energy-Optimal Redundancy Resolution of Hydraulic Manipulators : Experimental Results for a Forestry Manipulator. Energies 2017, 10(5), 647. DOI: <https://doi.org/10.3390/en10050647>

5. Yang X., Deng W., Yao J. Neural Adaptive Dynamic Surface Asymptotic Tracking Control of Hydraulic Manipulators With Guaranteed Transient Performance. IEEE Transactions on Neural Networks and Learning Systems. 2022, Pp. 1-11. DOI: <https://doi.org/10.1109/TNNLS.2022.3141463>

6. Renner A., Wind H., Sawodny O. Online payload estimation for hydraulically actuated manipulators. Mechatronics, Volume 66, April 2020, 102322. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2020.102322>

7. Cheng M., Luo S., Ding R., Xu B., Zhang J. Dynamic impact of hydraulic systems using pressure feedback for active damping. Applied Mathematical Modelling, Volume 89, Part 1, January 2021, Pp. 454-469. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apm.2020.07.043>

8. Petrovic G. R., Mattila J. Mathematical modelling and virtual decomposition control of heavy-duty parallel-serial hydraulic manipulators. Mechanism and Machine Theory, Volume 170, April 2022, 104680. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2021.104680>

9. Zheng S., Ding R., Zhang J., Xu B. Global energy efficiency improvement of redundant hydraulic manipulator with dynamic programming. Energy Conversion and Management, Volume 230, 15 February, 2021, 113762. DOI : <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113762>

10. Zhang X., Shi G. Dual extended state observer-based adaptive dynamic surface control for a hydraulic manipulator with actuator dynamics. Mechanism and Machine Theory, Volume 169, March, 2022, 104647. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2021.104647>

11. Han J., Wang F., Sun C. Trajectory Tracking Control of a Manipulator Based on an Adaptive Neuro-Fuzzy Inference System. Applied Sciences, 2023, 13(2) 1046. DOI: <https://doi.org/10.3390/app13021046>

12. Lopatka M. J., Krogul P., Rubiec A., Przybysz M. Preliminary Experimental Research on the Influence of Counterbalance Valves on the Operation of a Heavy Hydraulic Manipulator during Long-Range Straight-Line Movement. Energies, 2022, 15, 5596. DOI: <https://doi.org/10.3390/en15155596>

13. Truong H. V. A., Tran D. T., To X. D., Ahn, M. Jin Adaptive Fuzzy Back stepping Sliding Mode Control for a 3-DOF Hydraulic Manipulator with Nonlinear Disturbance Observer for Large Payload Variation. Applied Sciences, 2019, 9, 3290. DOI: <https://doi.org/10.3390/app9163290>
14. Jensen K. J., Ebbesen M. K., Hansen M. R. Novel Concept for Electro-Hydrostatic Actuators for Motion Control of Hydraulic Manipulators. Energies 2021, 14, 6566. DOI: <https://doi.org/10.3390/en14206566>
15. Li L., Lin Z., Jiang Y., Yu C., Yao J. Valve Deadzone/Backlash Compensation for Lifting Motion Control of Hydraulic Manipulators. Machines 2021, 9, 57. DOI: <https://doi.org/10.3390/machines9030057>
16. Xia Y., Nie Y., Chen Z., Lyu L., Hu P. Motion Control of a Hydraulic Manipulator with Adaptive Nonlinear Model Compensation and Comparative Experiments. Machines 2022, 10, 214. DOI: <https://doi.org/10.3390/machines10030214>
17. Zhou S., Shen C., Zhu S., Li W., Nie Y., Chen Z. A Teleoperation Framework Based on Heterogeneous Matching for Hydraulic Manipulator. Machines 2022, 10, 536. DOI: <https://doi.org/10.3390/machines10070536>
18. Qian J., Su Q., Zhang F., Ma Y., Fang Z., Xu B. Static Deformation-Compensation Method Based on Inclination-Sensor Feedback for Large-Scale Manipulators with Hydraulic Actuation. Processes 2020, 8, 81. DOI: <https://doi.org/10.3390/pr8010081>
19. Posmetev V. I., Nikonov V. O., Posmetev V. V., Mihailov A. A. *Perspektivnaya konstrukciya polnopovorotnogo mehanizma kolonni gidravlicheskogo manipulyatora lesovoznogo avtomobilya* [Perspective design of the full-rotation mechanism of the column of the hydraulic manipulator of a timber vehicle]. Proceedings of the All-Russian scientific-practical conference Modern forest complex of the country : problems and development trends. Rep. editor A. A. Platonov. Voronezh, 2022. – P. 57-61. DOI: http://doi.org/10.58168/MFCCPTD2022_57-61 (In Russ.).
20. Posmetev V. I., Nikonov V. O., Posmetev V. V. Imitating modeling results of a recuperative hydraulic subsystem of the timber truck manipulator. IOP Conf. Series : Earth and Environmental Science 392 (2019) 012038, Forestry 2019 – Pp. 1-8. DOI: <http://doi.org/10.1088/1755-1315/392/1/012038>
21. Nikonov V. O., Posmetev V. I., Posmetev V. V. Mathematical model of hydromanipulator of forest vehicle with recuperative hydraulic drive. IOP Conf. Series : Earth and Environmental Science 392 (2019) 012039, Forestry 2019 – Pp. 1-8. DOI: <http://doi.org/10.1088/1755-1315/392/1/012039>

Сведения об авторах

Посметьев Валерий Иванович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры машиностроительных технологий, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», ул. Тимирязева, д. 8, г. Воронеж, Российская Федерация, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-9878-7451>, e-mail: posmetyev@mail.ru.

✉ *Никонов Вадим Олегович* – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры производства, ремонта и эксплуатации машин, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», ул. Тимирязева, д. 8, г. Воронеж, Российская Федерация, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-7380-9180>, e-mail: 8888nike8888@mail.ru.

Посметьев Виктор Валерьевич – кандидат физико-математических наук, доцент, доцент кафедры механизации лесного хозяйства и проектирования машин, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», ул. Тимирязева, д. 8, г. Воронеж, Российская Федерация, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-6622-5358>, e-mail: victorvpo@mail.ru.

Зеликов Владимир Анатольевич – доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой организации перевозок и безопасности движения, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», ул. Тимирязева, 8, г. Воронеж, Российская Федерация, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-2317-9413>, e-mail: zelikov-vrn@mail.ru.

Колодий Петр Владимирович – кандидат сельскохозяйственных наук, доцент, доцент кафедры лесохозяйственных дисциплин Гомельского государственного университета им. Ф. Скорины, ул. Мазурова – 59/34, г. Гомель, Республика Беларусь, 246053, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-6418-1531>, e-mail: pkolody@mail.ru.

Information about the authors

Posmetev Valerii Ivanovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department of Mechanical Engineering Technologies, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazev str., 8, Voronezh, Russian Federation, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-9878-7451>, e-mail: posmetyev@mail.ru.

✉ *Nikonov Vadim Olegovich* – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Production, Repair and Operation of Machines, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazev str., 8, Voronezh, Russian Federation, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-7380-9180>, e-mail: 8888nike8888@mail.ru.

Posmetev Viktor Valerevich – Candidate of Physical and Mathematical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Forestry Mechanization and Machine Design, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazev str., 8, Voronezh, Russian Federation, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-6622-5358>, e-mail: victorvp@mail.ru.

Zelikov Vladimir Anatolyevich – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department of Organization of Transportation and Traffic Safety, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazev str., 8, Voronezh, Russian Federation, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-2317-9413>, e-mail: zelikov-vrn@mail.ru.

Kolodiy Petr Vladimirovich – Candidate of Agricultural Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Forestry Disciplines, Gomel State University named after F. Skorina, st. Mazurova – 59/34, Gomel, Republic of Belarus, 246053, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-6418-1531>, e-mail: pkolody@mail.ru.

✉ – Для контактов/Corresponding author