

Научная статья

УДК 621.225:69.002.51

DOI: 10.37482/0536-1036-2024-5-143-158

Моделирование поворотного механизма гидроманипулятора лесовозного автомобиля

В.И. Посметьев¹, *д-р техн. наук, проф.*; *ResearcherID: [Q-1411-2015](#)*,

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9878-7451>

В.О. Никонов¹✉, *канд. техн. наук, доц.*; *ResearcherID: [N-3510-2019](#)*,

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7380-9180>

А.Ю. Мануковский¹, *д-р техн. наук, проф.*; *ResearcherID: [AAR-1976-2020](#)*,

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4289-6581>

В.В. Посметьев¹, *канд. физ.-мат. наук, доц.*; *ResearcherID: [Z-3736-2019](#)*,

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6622-5358>

И.В. Казаков², *д-р техн. наук, вед. науч. сотр.*; *ResearcherID: [AAD-8084-2020](#)*,

ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-2719-375X>

¹Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова, ул. Тимирязева, д. 8, г. Воронеж, Россия, 394087; posmetyev@mail.ru, 8888nike8888@mail.ru✉, mayu1964@mail.ru, victorvpo@mail.ru

²Всероссийский научно-исследовательский институт лесоводства и механизации лесного хозяйства, ул. Институтская, д. 15, г. Пушкино, Московская обл., Россия, 141202; igor.kazakov2015@bk.ru

Поступила в редакцию 29.09.23 / Одобрена после рецензирования 17.12.23 / Принята к печати 21.12.23

Аннотация. Рассмотрена значимость погрузочно-разгрузочных работ в технологическом процессе вывозки лесоматериалов лесовозными автомобилями, а также необходимость совершенствования конструкций гидроманипуляторов. Приведены наиболее рациональные пути повышения эффективности их функционирования. Представлены недостатки традиционных конструкций поворотных механизмов гидроманипуляторов, выполненных на основе реечных передач. Предложена усовершенствованная конструкция кривошипного поворотного механизма колонны гидроманипулятора от 6 гидроцилиндров. Методика исследования базируется на использовании математического моделирования. Выявлено, что накопленная энергия за 1 цикл торможения при перемещении груза составляет порядка 1442 Дж. Учитывая, что погрузка лесоматериалов осуществляется на высоте около 2 м, система рекуперации позволяет направлять около 12 % энергии поворота на операцию подъема груза. Установлено, что во всем диапазоне изменения угла окончания поворота рекуперированная энергия изменяется всего на 7,1 % – от 1340 до 1442 Дж, а амплитуда раскачивания груза – на 1,2 % – от 0,336 до 0,340 м. С увеличением длины направляющей незначительно снижаются рекуперированная энергия – с 1564 до 1428 Дж (на 8,7 %) – и амплитуда раскачивания груза – с 0,344 до 0,339 м (на 1,5 %). Обнаружено, что во всем угловом диапазоне рекуперированная энергия изменяется от 1399 до 1442 Дж (на 3 %), а амплитуда раскачивания груза – от 0,3380 до 0,3393 м (на 0,4 %). Угловая неравномерность показателей эффективности рекуперации составляет не более 3 %. Для изучения влияния параметров кривошипного поворотного механизма колонны гидроманипулятора на эффективность рекуперации энергии решена задача многофакторной оптимизации. Установлено, что оптимальное расстояние от

оси кривошипа до подвижных осей гидроцилиндров поворотного механизма колонны гидроманипулятора составляет 0,23–0,25 м, оптимальное смещение оси кривошипа относительно оси колонны манипулятора – 0,17–0,18 м. При этом рекуперированная энергия за 1 цикл перемещения груза – не менее 1500 Дж, а амплитуда его раскачивания – не более 0,35 м.

Ключевые слова: кривошипный поворотный механизм колонны, лесовозный автомобиль, гидроманипулятор, гидроцилиндры, рекуперация энергии, лесоматериалы, погрузочно-разгрузочные работы, показатели эффективности, пневмогидравлический аккумулятор

Для цитирования: Посметьев В.И., Никонов В.О., Мануковский А.Ю., Посметьев В.В., Казаков И.В. Моделирование поворотного механизма гидроманипулятора лесовозного автомобиля // Изв. вузов. Лесн. журн. 2024. № 5. С. 143–158. <https://doi.org/10.37482/0536-1036-2024-5-143-158>

Original article

Modeling of the Rotary Mechanism of the Hydraulic Manipulator of a Timber Truck

Valeryi I. Posmetyev¹, Doctor of Engineering, Prof.; ResearcherID: [Q-1411-2015](https://orcid.org/0000-0001-9878-7451),
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9878-7451>

Vadim O. Nikonov¹, Candidate of Engineering, Assoc. Prof.;

ResearcherID: [N-3510-2019](https://orcid.org/0000-0002-7380-9180), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7380-9180>

Andrey Yu. Manukovskii¹, Doctor of Engineering, Prof.; ResearcherID: [AAR-1976-2020](https://orcid.org/0000-0003-4289-6581),
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4289-6581>

Viktor V. Posmetyev¹, Candidate of Physics and Mathematics, Assoc. Prof.;

ResearcherID: [Z-3736-2019](https://orcid.org/0000-0001-6622-5358), ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6622-5358>

Igor V. Kazakov², Doctor of Engineering, Leading Research Scientist;

ResearcherID: [AAD-8084-2020](https://orcid.org/0009-0001-2719-375X), ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-2719-375X>

¹Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, ul. Timiryazeva, 8, Voronezh, 394087, Russian Federation; posmetyev@mail.ru, 8888nike8888@mail.ru[✉], mayu1964@mail.ru, victorvpo@mail.ru

²All-Russian Research Institute of Forestry and Forestry Mechanization, ul. Institutskaya, 15, Pushkino, Moscow Region, 141202, Russian Federation; igor.kazakov2015@bk.ru

Received on September 29, 2023 / Approved after reviewing on December 17, 2023 / Accepted on December 21, 2023

Abstract. The importance of loading and unloading operations in the technological process of wood hauling by timber trucks, as well as the need to improve the design of hydraulic manipulators, are considered. The most rational ways to increase the efficiency of their functioning are given. The disadvantages of traditional designs of hydraulic manipulator rotary mechanisms based on rack-and-pinion gears are presented. An improved design of the crank rotary mechanism of the hydraulic manipulator column from six hydraulic cylinders is proposed. The research methodology is based on the use of mathematical modeling. It has been revealed that the accumulated energy for one braking cycle when moving the load is about 1442 J. Considering that timber loading is carried out at a height of approximately 2 m, the recovery system allows approximately 12 % of the rotation energy to be directed to the load lifting operation. Over the entire range of change in the angle of



the end of rotation, the recovered energy varies by only 7.1 % – from 1340 to 1442 J, and the load swing amplitude – by 1.2 % – from 0.336 to 0.340 m. It has been determined that with an increase in the length of the guide, the recovered energy decreases slightly – from 1564 to 1428 J (by 8.7 %) – and the load swing amplitude – from 0.344 to 0.339 (by 1.5 %). It has been found that over the entire angular range, the recovered energy varies from 1399 to 1442 J (by 3 %), and the load swing amplitude – from 0.3380 to 0.3393 m (by 0.4 %). The angular unevenness of the recovery efficiency indicators is no more than 3 %. To study the influence of the parameters of the crank rotary mechanism of the hydraulic manipulator column on the efficiency of energy recovery, a multifactor optimization problem has been solved. It has been established that the optimal value of the distance from the crank axis to the movable axes of the hydraulic cylinders of the rotary mechanism of the hydraulic manipulator column is 0.23–0.25 m, the optimal value of the displacement of the crank axis relative to the axis of the manipulator column is 0.17–0.18 m. At the same time, the recovered energy for 1 cycle of load moving is at least 1500 J, and the amplitude of the load swing is no more than 0.35 m.

Keywords: column crank rotary mechanism, timber truck, hydraulic manipulator, hydraulic cylinders, energy recovery, timber, handling operations, performance indicators, hydropneumatic accumulator

For citation: Posmetyev V.I., Nikonov V.O., Manukovskii A.Yu., Posmetyev V.V., Kazakov I.V. Modeling of the Rotary Mechanism of the Hydraulic Manipulator of a Timber Truck. *Lesnoy Zhurnal = Russian Forestry Journal*, 2024, no. 5, pp. 143–158. (In Russ.). <https://doi.org/10.37482/0536-1036-2024-5-143-158>

Введение

Леса имеют большое значение для развития производственных сил страны. Известно, что по величине и качеству лесных ресурсов Россия – безусловный мировой лидер. Преобладающей формой использования лесных ресурсов в РФ является заготовка древесины. Важная роль в обеспечении технологического процесса вывозки лесоматериалов лесовозными автомобилями отводится погрузочно-разгрузочным работам. Существенный резерв роста производительности труда при вывозке лесоматериалов – совершенствование конструкций гидроманипуляторов, устанавливаемых для самопогрузки на лесовозные автомобили [4, 5].

Анализ результатов исследований, выполненных российскими и зарубежными авторами в области повышения эффективности функционирования гидроманипуляторов, позволил установить, что значительное улучшение их работы может быть достигнуто путем: повышения скорости перемещения грейферного захвата и улучшения точности его позиционирования; минимизации утечек рабочей жидкости в гидроприводе; согласованного управления траекторией движения поворотного и подъемных звеньев; обеспечения оптимальной полезной нагрузки при работе гидравлической и механической систем манипулятора; повышения демпфирующих свойств в случае колебаний давления рабочей жидкости при пуско-тормозных режимах работы манипулятора; исключения холостых движений при повороте колонны; минимизации потерь потенциальной энергии при погрузке и разгрузке лесоматериалов; разработки

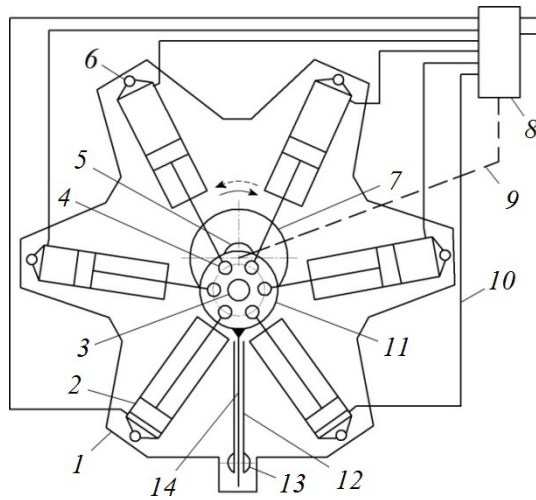
перспективных конструкций поворотных и подъемных устройств гидроманипуляторов [6–20].

В настоящее время российскими и зарубежными производителями предлагается широкая номенклатура гидроманипуляторов, предназначенных для установки на лесовозные автомобили. Одним из наиболее сложных в обслуживании и ремонте узлов таких гидроманипуляторов, от которого во многом зависит безопасность осуществления погрузочно-разгрузочных работ, является механизм поворота колонны, выполненный на основе реечной передачи. Данный механизм имеет ограниченный доступ к деталям, требует обязательной разборки при техническом обслуживании и ремонте. Кроме этого, при работе указанного поворотного механизма вследствие воздействия больших динамических нагрузок при пуско-тормозных режимах, а также недостаточно совершенной системы смазки наблюдаются неоправданно повышенное трение и износ зубчатой рейки в направляющей. Дополнительными недостатками указанных поворотных механизмов являются увеличенная масса, значительные габаритные размеры, а также ограниченный угол поворота колонны.

Одно из перспективных направлений, позволяющих значительно улучшить работу гидроманипуляторов, – разработка и исследование для них кривошипных поворотных механизмов колонны от различного количества гидроцилиндров и размещение этих механизмов на неподвижной колонне. Создание конструкций таких механизмов при постоянном повышении требований к эксплуатационным характеристикам гидроманипуляторов обуславливает необходимость решения многих, как теоретических, так и практических, задач. Выполненное авторами ранее исследование позволило установить, что от количества гидроцилиндров в кривошипном поворотном механизме колонны гидроманипулятора, их расположения относительно друг друга, а также от способа управления давлением рабочей жидкости в поршневых и штоковых полостях гидроцилиндров зависят сжимающие и растягивающие усилия, ударные нагрузки, оказывающие влияние на работу подшипников поворотной колонны гидроманипуляторов и точность поворота колонны. Выявлено, что наилучшей равномерностью крутящего момента и воздействующих усилий на подшипники, в которых проворачивается колонна, обладают схемы поворотных механизмов с 6 гидроцилиндрами. Результаты этого исследования позволили предложить перспективную схему кривошипного поворотного механизма колонны гидроманипулятора от 6 гидроцилиндров (рис. 1). Практическое использование такого поворотного механизма колонны позволит: улучшить равномерность угловой скорости поворота при различных значениях нагрузки; исключить холостые движения при повороте колонны; повысить точность позиционирования грейферного захвата гидроманипулятора; увеличить коэффициент полезного действия; преобразовывать и накапливать при тормозных режимах работы гидроманипулятора энергию рабочей жидкости для последующего полезного использования с целью снижения энергозатрат на процесс погрузки и разгрузки лесоматериалов; повысить надежность за счет снижения динамических нагрузок при пуско-тормозных режимах работы.

Рис. 1. Кривошипный поворотный механизм колонны гидроманипулятора от 6 гидроцилиндров: 1 – корпус; 2 – гидроцилиндр; 3 – кривошип; 4, 6 – оси неподвижная и подвижная; 5 – вал; 7 – фланец; 8 – гидрораспределительное устройство; 9 – датчик положения колонны; 10 – трубопровод; 11 – диск; 12 – направляющая штока; 13 – ось направляющей; 14 – шток диска

Fig. 1. The crank rotary mechanism of the hydraulic manipulator column from 6 hydraulic cylinders: 1 – housing; 2 – hydraulic cylinder; 3 – crank; 4, 6 – fixed and movable axes; 5 – shaft; 7 – flange; 8 – hydraulic distribution device; 9 – column position sensor; 10 – pipeline; 11 – disk; 12 – rod guide; 13 – guide axis; 14 – disk rod



Для изучения особенностей работы гидроманипулятора, оснащенного кривошипным поворотным механизмом колонны, а также исследования процесса рекуперации энергии при пуско-тормозных режимах работы целесообразно использовать математическое моделирование. Современные методы математического моделирования позволяют с достаточно высокой физической адекватностью воспроизводить процессы в механических и гидравлических системах манипуляторов [1–3].

Объекты и методы исследования

Объектом исследования является гидроманипулятор лесовозного автомобиля, предметом – кривошипный поворотный механизм колонны гидроманипулятора от 6 гидроцилиндров. Для предварительной оценки предлагаемого кривошипного поворотного механизма колонны разработана математическая модель, решение системы дифференциальных и алгебраических уравнений которой осуществляется методом численного интегрирования, что дает возможность получить зависимости от времени показателей эффективности поворотного механизма колонны гидроманипулятора. Математическая модель гидроманипулятора лесовозного автомобиля включает в себя 2 подсистемы: механическую, описывающую движение гидроманипулятора с грузом (лесоматериалами) в пространстве; гидравлическую, описывающую функционирование элементов кривошипного поворотного механизма колонны гидроманипулятора.

Так как основной задачей является исследование поворота колонны гидроманипулятора, рассматривается 2-мерная модель гидроманипулятора в горизонтальной плоскости XOZ (рис. 2). Механическая подсистема модели включает в себя стрелу гидроманипулятора, совершающую вращательное движение вокруг точки O , и груз (лесоматериалы), связанный со стрелой грейферным устройством EF . В математической модели принято допущение, заключающе-

еся в том, что стрела и груз описываются как единые твердые тела. Шесть гидроцилиндров $A_i C_i$ ($i = 1 \dots 6$) вызывают ускорение или торможение вращения стрелы, воздействуя на подвижные оси гидроцилиндров C_i , находящиеся по периферии диска, установленного на оси кривошипа. Положение в пространстве груза задается координатами x_F, y_F, x_E, y_E .

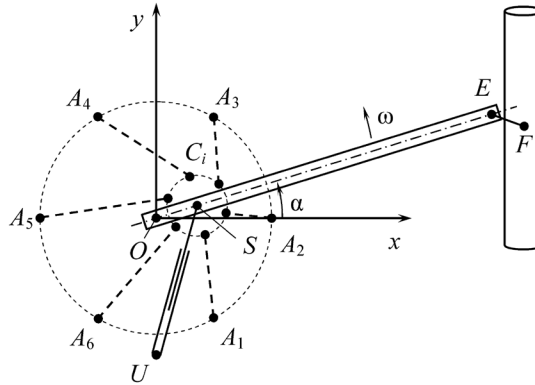


Рис. 2. Расчетная схема для построения модели кривошипного поворотного механизма колонны гидроманипулятора лесовозного автомобиля от 6 гидроцилиндров

Fig. 2. The calculation scheme for constructing a model of the crank rotary mechanism of the hydraulic manipulator column from six hydraulic cylinders

Кривошипный поворотный механизм колонны описывается в математической модели в виде абсолютно твердого тела, вращающегося относительно вертикальной оси Z . Положение колонны гидроманипулятора в пространстве задается углом α , который определяется изменением направления оси OX против хода часовой стрелки.

Система уравнений, описывающая механическую подсистему гидроманипулятора, оснащенного кривошипным поворотным механизмом колонны, включает в себя основное уравнение динамики вращательного движения, а также 2-й закон Ньютона:

$$\begin{cases} J \frac{d^2 \alpha}{dt^2} = -k_{\tau} \frac{d\alpha}{dt} + \sum_{i=1}^6 F_{A_i C_i} h_i + \\ + F_{F_x} EF \sin \beta - F_{F_y} EF \cos \beta; \\ m_{\tau} \frac{d^2 x_F}{dt^2} = F_{F_x} = -c(x_F - x_E) - \zeta \left(\frac{dx_F}{dt} - \frac{dx_E}{dt} \right); \\ m_{\tau} \frac{d^2 y_F}{dt^2} = F_{F_y} = -c(y_F - y_E) - \zeta \left(\frac{dy_F}{dt} - \frac{dy_E}{dt} \right), \end{cases} \quad (1)$$

где J – момент инерции поворота колонны гидроманипулятора, приведенный к центру вращения O ; t – время поворота колонны; k_{τ} – коэффициент трения; $F_{A_i C_i}$ – сила, оказывающая влияние со стороны i -го гидроцилиндра поворотного механизма колонны на кривошип; h_i – плечи соответствующих сил относительно оси колонны гидроманипулятора; F_{F_x} и F_{F_y} – составляющие силы, оказывающие влияние со стороны стрелы 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_{τ} – масса груза (лесоматериалов); c и ζ – коэффициенты жесткости и демпфирования в упруго-вязком приближении взаимодействия между концом грейферного захвата и грузом.

Момент инерции поворота колонны гидроманипулятора определяется по формуле

$$J = \frac{1}{3} m_c L_G^2 + \frac{1}{2} m_{o.k} R_{o.k}^2, \quad (2)$$

где m_c – масса стрелы; L_G – длина стрелы гидравлического манипулятора; $m_{o.k}$ – масса основания колонны; $R_{o.k}$ – радиус основания колонны.

Силы, действующие со стороны гидроцилиндров кривошипного поворотного механизма колонны гидроманипулятора, определяются по следующей формуле:

$$F_{A_i C_i} = (P_{ni} - P_{ши}) \frac{\pi D_r^2}{4}, \quad (3)$$

где P_{ni} и $P_{ши}$ – давления рабочей жидкости в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра $A_i C_i$ соответственно; D_r – внутренний диаметр гидроцилиндра.

Система рекуперации, которой оснащен гидропривод манипулятора, позволяет аккумулировать энергию, образующуюся при пуско-тормозных режимах поворота колонны гидроманипулятора. При тормозных режимах поворота колонны происходит существенное возрастание давления рабочей жидкости в полостях гидроцилиндров. За счет кратковременного увеличения давления рабочей жидкости через элементы рекуперативного гидропривода ее часть поступает в пневмогидравлический аккумулятор. Использование системы рекуперации позволяет не только запасти энергию рабочей жидкости при пуско-тормозных режимах вращения колонны, но и снизить отрицательное воздействие скачков давления рабочей жидкости на элементы гидропривода.

В рамках математической модели груз массой m_r , перемещаемый гидроманипулятором, представлен в виде материальной точки, совпадающей с центром тяжести груза. В разработанной 2-мерной модели удержание центра тяжести груза F вблизи точки крепления грейферного захвата E осуществляется за счет сил упругости и вязкого трения.

Описание гидравлической подсистемы манипулятора, оснащенного кривошипным поворотным механизмом колонны, осуществляется аналогично описанию, приведенному в ранее выполненном исследовании [12]. Отличительной чертой является то, что в процессе численного интегрирования уравнений вращения колонны гидроманипулятора и движения груза параметры элементов гидропривода – давление и объем полости – дискретизируются и привязываются к тем же временным шагам. Таким образом, уравнения для элементов гидропривода манипулятора добавляются к общей численной расчетной схеме.

Для реализации приведенной математической модели разработана компьютерная программа, позволяющая исследовать влияние геометрических параметров гидроманипулятора, кривошипного поворотного механизма колонны, а также кинематических и инерционных параметров процесса перемещения груза на показатели эффективности работы манипулятора при циклическом перемещении груза в горизонтальной плоскости.

Для планирования теоретического исследования были определены входные переменные, входные варьируемые, а также выходные измеряемые переменные модели (рис. 3).



Рис. 3. Входные и выходные параметры разработанной математической модели [5]

Fig. 3. The input and output parameters of the developed mathematical model [5]

К 1-й группе входных параметров относятся: r_{OU} – расстояние от оси колонны до шарнира направляющей; α_n – угловое положение шарнира направляющей (угол между отрезком OU и направлением OY); R_C – расстояние от оси кривошипа до подвижных осей гидроцилиндров; R_S – смещение оси кривошипа относительно вала колонны. Во 2-ю группу входных параметров входят технологические параметры: α_1 , α_2 – начальный и конечный углы ориентации стрелы гидроманипулятора в горизонтальной плоскости соответственно. К 3-й группе входных параметров относится масса груза. Для характеристики эффективности системы рекуперации кривошипного поворотного механизма колонны гидроманипулятора используются 2 показателя: E_p – рекуперированная в пневмогидравлическом аккумуляторе энергия за 1 торможение вращения колонны гидроманипулятора; A_F – амплитуда раскачивания груза после начала торможения колонны гидроманипулятора.

Для изучения влияния параметров кривошипного поворотного механизма колонны гидроманипулятора на эффективность рекуперации энергии решена задача многофакторной оптимизации. Факторами оптимизации являлись: расстояние от оси кривошипа до подвижных осей гидроцилиндров; смещение оси кривошипа относительно вала колонны. В качестве критериев оптимизации использовали следующие величины: рекуперированную энергию; амплитуду раскачивания груза. Для оптимизации параметров кривошипного поворотного механизма колонны гидроманипулятора проведена серия из 9 компьютерных экспериментов, в которых варьировали расстояние от кривошипа до подвижных осей гидроцилиндров на уровнях 0,05; 0,15; 0,25 м и смещение оси кривошипа на уровнях 0,10; 0,25; 0,40 м.

Задачу оптимизации кривошипного поворотного механизма колонны гидроманипулятора можно записать следующим образом:

$$\begin{cases} E_p(R_C, R_S) \rightarrow \max; \\ A_F(R_C, R_S) \rightarrow \min; \end{cases} \Rightarrow R_C^{\text{опт}}, R_S^{\text{опт}}, \quad (4)$$

где $R_C^{\text{опт}}$ и $R_S^{\text{опт}}$ – оптимальные значения параметров R_C и R_S .

Задача оптимизации считается решенной, если определена область в факторном пространстве (R_C, R_S) , в которой одновременно будут максимальной E_p и минимальной A_F .

На основе полученных в компьютерных экспериментах данных определены аналитические выражения для функций $E_p(R_C, R_S)$ и $A_F(R_C, R_S)$:

$$E_p(R_C, R_S) = 4983 R_C^2 + 1,637 \cdot 10^4 R_S^2 + 1,275 \cdot 10^4 R_C R_S - 3127 R_C - 7315 R_S + 2113; \quad (5)$$

$$A_F(R_C, R_S) = 5,833 \cdot 10^{-3} R_C^2 - 2,447 R_S^2 - 0,019 R_C R_S + 0,013 R_C + 1,774 R_S + 0,069, \quad (6)$$

где R_C и R_S измеряются в метрах, E_p – в Джоулях, A_F – в метрах.

Полученные выражения были использованы для предварительного определения (без выполнения компьютерных расчетов) показателей эффективности кривошипного поворотного механизма колонны гидроманипулятора по известным расстоянию от кривошипа до подвижных осей гидроцилиндров и расстоянию смещения кривошипа относительно оси колонны.

Результаты исследования и их обсуждение

Теоретическое исследование было выполнено на основе многократных компьютерных экспериментов с различным набором параметров анализируемого манипулятора. Каждый компьютерный эксперимент заключался в повороте на 90° в горизонтальной плоскости стрелы гидроманипулятора с подвешенным грузом от угла α_1 до угла $\alpha_2 = \alpha_1 + 90^\circ$. В базовых компьютерных экспериментах масса груза составляла 600 кг, длина стрелы гидроманипулятора – 6 м. Начальный угол $\alpha_1 = 0^\circ$ соответствовал захвату груза сбоку от лесовозного автомобиля (рис. 4, а), а угол торможения колонны гидроманипулятора $\alpha_1 = 90^\circ$ – погрузке груза в кузов лесовозного автомобиля (рис. 4, е).

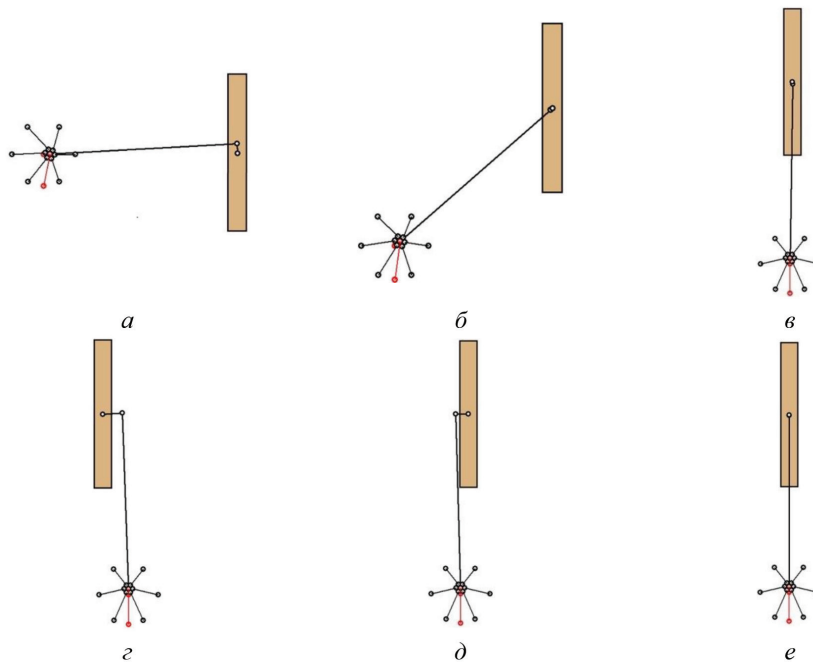


Рис. 4. Изменение состояния кривошипного поворотного механизма колонны гидроманипулятора в процессе перемещения груза при t , равном: а – 0,3 с; б – 2,9 с; в – 5,4 с; г – 6,1 с; д – 7,2 с; е – 19,5 с

Fig. 4. The change in the state of the crank rotary mechanism of the hydraulic manipulator column during the movement of the load at t equal to: а – 0.3 s; б – 2.9 s; в – 5.4 s; г – 6.1 s; д – 7.2 s; е – 19.5 s

При начале поворота стрелы груз, соединенный с концом стрелы грейферным захватом, несколько отстает от конца стрелы из-за инерции (рис. 4, *a*). По мере поворота стрелы груз совершает незначительные раскачивания вблизи конца стрелы (рис. 4, *b*). Скорость вращения ω стрелы за первые 2 с возрастает до $20 \dots^\circ/\text{с}$ (рис. 4, *a*). Когда стрела повернется на 90° по отношению к начальному угловому положению (рис. 4, *в*), производится переключение 6 гидроцилиндров кривошипного поворотного механизма из режима привода в режим рекуперации. При переключении режима скорость вращения колонны быстро уменьшается и после некоторых колебаний вблизи нулевой отметки (рис. 4, *г*) вращение колонны останавливается. При этом груз существенно отклоняется от конца стрелы (порядка 0,5 м) и в дальнейшем совершает затухающие колебания (рис. 4, *д*). После их окончания (примерно через 16 с от начала поворота) производится расчет показателей эффективности системы рекуперации (рис. 4, *e*).

Так как система рекуперации преобразует неблагоприятные угловые колебания стрелы в энергию рабочей жидкости, накапливаемой в пневмогидравлическом аккумуляторе, то на графике зависимости от времени мгновенной рекуперированной мощности $N_p(t)$ видны пики, соответствующие постепенно затухающим колебаниям стрелы (рис. 5, *a*). Рекуперированная мощность $N_p(t)$ на первом пике составляет порядка 1050 Вт. Накопленная энергия E_p рабочей жидкости за 1 цикл торможения при перемещении груза равняется примерно 1442 Дж (рис. 5, *b*). Этой энергии E_p рабочей жидкости достаточно для подъема этого же груза на высоту 24 см. Учитывая, что процесс погрузки лесоматериалов осуществляется на высоте около 2 м, система рекуперации позволяет направлять приблизительно 12 % энергии поворота на операцию подъема груза. Существующие пневмогидравлические аккумуляторы могут накапливать около 100 кДж энергии. Это дает возможность запастись энергией от выполнения 70 циклов поворота колонны гидроманипулятора и далее осуществить в режиме использования накопленной в пневмогидравлическом аккумуляторе энергии 8 элементарных подъемов груза 600 кг на высоту 2 м.

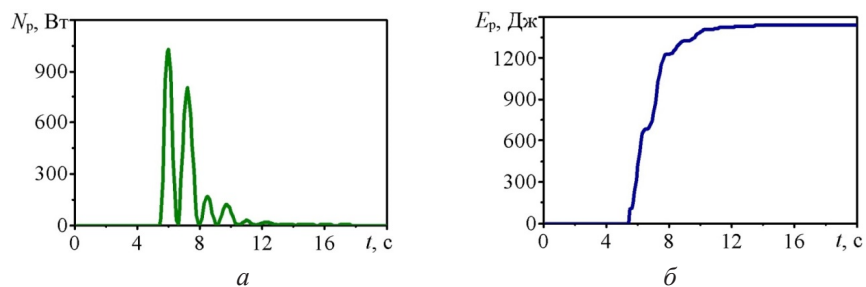


Рис. 5. Изменение во времени рекуперированных кривошипным поворотным механизмом колонны гидроманипулятора: *a* – мощности N_p ; *b* – энергии E_p

Fig. 5. The change in time of the power N_p (*a*) and energy E_p (*b*) recovered by the crank rotary mechanism of the hydraulic manipulator column

Кривошипный поворотный механизм колонны не является симметричным относительно оси вращения стрелы гидроманипулятора, поэтому необходимо установить, как эффективность поворотного механизма и системы рекуперации энергии зависит от углов начала и окончания поворота. С целью исследования угловой зависимости проведена серия из 13 компьютерных экс-

периментов, в которых изменяли угол α_2 останова вращения стрелы от -90 до 90° с шагом 15° . Одновременно угол начала поворота стрелы отстоял от угла α_2 на 90° . Компьютерные эксперименты позволили установить, что показатели системы рекуперации практически не зависят от угла окончания поворота колонны гидроманипулятора. Во всем диапазоне изменения угла α_2 рекуперированная энергия изменяется всего на 7,1 %: от 1340 до 1442 Дж (рис. 6, а), а амплитуда раскачивания груза – на 1,2 %: от 0,336 до 0,340 м (рис. 6, б). Для сравнения на рис. 6 приведены данные для кривошипного поворотного механизма колонны с 2 гидроцилиндрами. Из сравнения видно, что поворотный механизм с 6 гидроцилиндрами по сравнению с поворотным механизмом с 2 гидроцилиндрами обеспечивает более равномерную угловую зависимость показателей, в 3 раза меньшую зависимость показателей E_p и A_F от угла. Выполненные поисковые исследования свидетельствуют, что использование 3, 4 и 5 гидроцилиндров также мало предпочтительно.

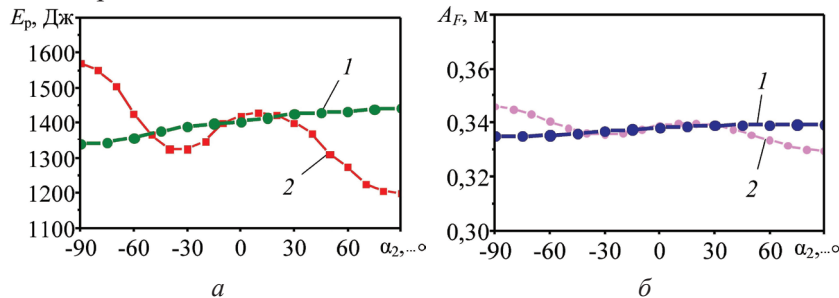


Рис. 6. Зависимость от угла α_2 торможения поворота колонны гидроманипулятора: а – рекуперированной энергии E_p ; б – амплитуды раскачивания груза A_F (1 – 6 гидроцилиндров; 2 – 2 гидроцилиндра)

Fig. 6. The dependence of the recovered energy E_p (a) and the load swing amplitude A_F (б) on the angle α_2 of the rotation deceleration of the rotation of the hydraulic manipulator column (1 – 6 hydraulic cylinders; 2 – 2 hydraulic cylinders)

Одним из ключевых элементов кривошипного поворотного механизма колонны гидроманипулятора является направляющая (рис. 1, поз. 12), защищающая от неконтролируемого вращения на оси кривошипа диска с подвижными осями гидроцилиндров. Изучено влияние расположения шарнира направляющей по отношению к механизму. Для исследования влияния длины направляющей проведена серия из 11 компьютерных экспериментов, в которых варьировали расстояние r_{OU} от оси колонны до шарнира направляющей на уровнях 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,6 м. Обнаружено, что с увеличением длины направляющей незначительно снижаются рекуперированная энергия – с 1564 до 1428 Дж (на 8,7 %) – и амплитуда раскачивания груза – с 0,344 до 0,339 м (на 1,5 %) (рис. 7). Поэтому с точки зрения максимизации рекуперированной энергии длина направляющей должна быть как можно меньше. В то же время длины направляющей менее 0,2–0,3 м конструктивно сложно осуществимы, а при больших значениях r_{OU} рекуперированная энергия практически не зависит от этого расстояния. Таким образом, длина направляющей кривошипного поворотного механизма колонны гидроманипулятора почти не оказывает влияния на рекуперированную энергию (влияние менее 3 % в конструктивно рациональном диапазоне) и амплитуду раскачивания груза (влияние менее 1 %).

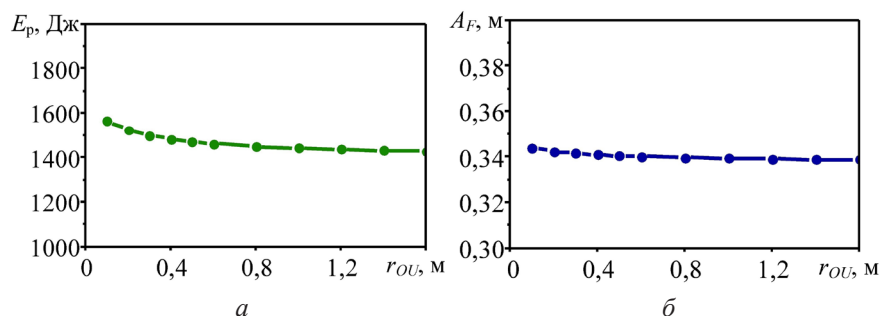


Рис. 7. Зависимость от расстояния r_{OU} (от оси колонны до шарнира направляющей): a – рекуперированной энергии E_p ; b – амплитуды раскачивания груза A_F

Fig. 7. The dependence of the the recovered energy E_p (a) and the load swing amplitude A_F (b) on the distance r_{OU} from the column axis to the guide hinge

Вторым параметром направляющей является угловое расположение шарнира по отношению к оси колонны, задаваемое в модели параметром α_n – углом между отрезком OU и направлением OY . В рамках данной серии компьютерных экспериментов изменяли угловое положение шарнира направляющей α_n от -180 до 180° с шагом 15° . Обнаружено, что угловое расположение шарнира направляющей практически не оказывает влияния на эффективность системы рекуперации. Во всем угловом диапазоне рекуперированная энергия изменяется от 1399 до 1442 Дж (на 3 %), а амплитуда раскачивания груза – от 0,3380 до 0,3393 м (на 0,4 %) (рис. 8). Таким образом, кривошипный поворотный механизм колонны гидроманипулятора от 6 гидроцилиндров обладает достаточно высокой равномерностью показателей при осевой несимметричности конструкции. Угловая неравномерность показателей эффективности рекуперации составляет не более 3 %.

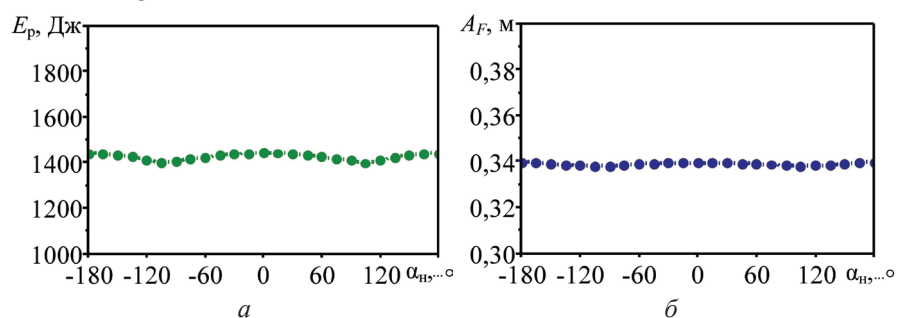


Рис. 8. Зависимость от угла α_n положения шарнира направляющей: a – рекуперированной энергии E_p ; b – амплитуды раскачивания груза A_F

Fig. 8. The dependence of the recovered energy E_p (a) and the load swing amplitude A_F (b) on the angle α_n of the guide hinge position

С помощью графиков (рис. 9) и картограмм (рис. 10) были проанализированы функции $E_p(R_C, R_S)$ и $A_F(R_C, R_S)$. Графики позволили визуально выявить тенденции влияния параметров кривошипного поворотного механизма колонны на показатели его эффективности. Картограммы оп-

тимизации дают возможность графоаналитическим методом определить показатели эффективности поворотного мезанизма колонны гидроманипулятора. На рис. 10, *a* приведен пример использования картограммы. При расстоянии от кривошипа до подвижных осей гидроцилиндров $R_C = 0,10$ м (точка *A*) и смещении кривошипа относительно оси колонны $R_S = 0,20$ м (точка *B*) после проведения перпендикуляров из данных точек получаем точку их пересечения *C*, расположенную между линиями уровня $E_p = 1300$ Дж и $E_p = 1400$ Дж. Таким образом, для данной точки значение рекуперированной энергии составляет около 1380 Дж. Аналогично графоаналитическим способом определяется показатель A_F .

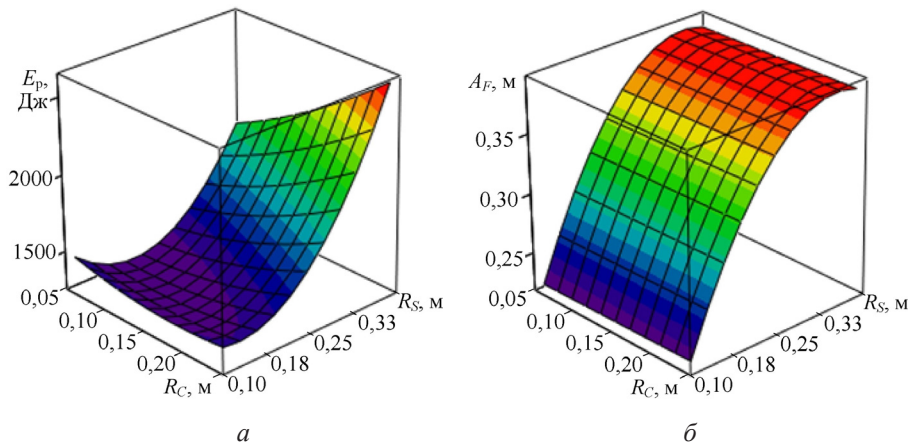


Рис. 9. Влияние расстояния подвижных осей гидроцилиндров от кривошипа R_C и смещения кривошипа R_S : *a* – на рекуперированную энергию E_p ; *б* – на амплитуду раскачивания груза A_F

Fig. 9. The influence of the distance of the movable axes of the hydraulic cylinders from the crank R_C and the displacement of the crank R_S : *a* – on the recovered energy E_p ; *б* – on the load swing amplitude A_F

На каждой из 2 картограмм $E_p(R_C, R_S)$ и $A_F(R_C, R_S)$ есть благоприятная область факторного пространства (R_C, R_S) , в которой соответствующий критерий имеет наилучшие значения. На картограмме $E_p(R_C, R_S)$ линия уровня $E_p = 1500$ Дж отделяет друг от друга благоприятную и неблагоприятную области (рис. 10, *a*). Основным критерием выделения благоприятных областей является возможность их пересечения и формирования общей оптимальной области (рис. 10, *з*). Для критерия A_F линией уровня, отделяющей неблагоприятную область от благоприятной, была выбрана $A_F = 0,35$ м (рис. 10, *б*). Черным цветом (рис. 10, *в*, *з*) выделена оптимальная область факторного пространства, которая соответствует оптимальному расстоянию от кривошипа до подвижных осей гидроцилиндров. В данном случае это расстояние составляет 0,23–0,25 м. Оптимальное смещение оси кривошипа от оси колонны гидроманипулятора – 0,17–0,18 м. При этом рекуперированная энергия за 1 цикл перемещения груза – не менее 1500 Дж, а амплитуда его раскачивания – не более 0,35 м.

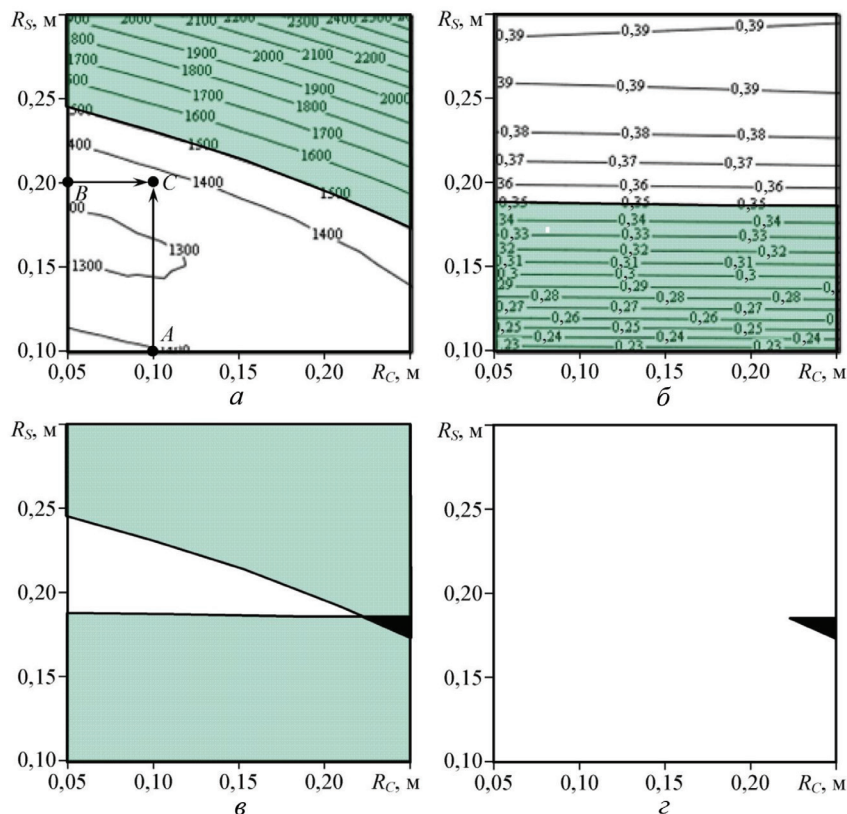


Рис. 10. Картограммы оптимизации $E_p(R_C, R_S)$ и $A_F(R_C, R_S)$: $a, б$ – благоприятных и неблагоприятных областей функций E_p и A_F ; $в, з$ – оптимальных областей функций E_p и A_F

Fig. 10. The $E_p(R_C, R_S)$ and $A_F(R_C, R_S)$ optimization cartograms: $a, б$ – favourable and unfavourable areas of E_p and A_F functions; $в, з$ – optimal areas of E_p and A_F functions

Выводы

1. При использовании гидроманипулятора, длина стрелы которого составляет 6 м, и массе перемещаемого груза (лесоматериалов) 600 кг 1 тормозной режим работы поворотного механизма колонны дает возможность накопить в пневмогидравлическом аккумуляторе 1442 Дж энергии. Этого достаточно для поднятия груза на высоту 24 см. С учетом того, что погрузочная высота подъема лесоматериалов на платформу лесовозного автомобиля составляет 2 м, предлагаемая система рекуперации позволяет направлять около 12 % энергии, накопленной при тормозном режиме поворотного механизма, на операцию подъема груза. Существующие пневмогидравлические аккумуляторы могут запасать около 100 кДж энергии. Это позволяет накопить энергию от выполнения 70 циклов поворота колонны гидроманипулятора и далее осуществить в режиме использования накопленной в пневмогидравлическом аккумуляторе энергии 8 элементарных подъемов груза 600 кг на высоту 2 м.

2. Показатели системы рекуперации поворотного механизма практически не зависят от угла окончания поворота колонны гидроманипулятора.

Во всем диапазоне изменения угла α_2 рекуперлируемая энергия изменяется на 7,1 %, а амплитуда раскачивания груза – на 1,2 %. Кривошипный поворотный механизм колонны гидроманипулятора от 6 гидроцилиндров обладает высокой равномерностью показателей при осевой несимметричности конструкции. Угловая неравномерность показателей эффективности рекуперации составляет не более 3 %.

3. Оптимальное расстояние от оси кривошипа до подвижных осей гидроцилиндров поворотного механизма гидроманипулятора составляет 0,23–0,25 м, смещение оси кривошипа относительно оси колонны манипулятора – 0,17–0,18 м. При этом рекуперлируемая энергия за 1 цикл перемещения груза равняется не менее 1500 Дж, а амплитуда его раскачивания – не более 0,35 м.

4. Массогабаритные параметры предлагаемой конструкции кривошипного поворотного механизма позволяют отказаться от поворота массивной колонны гидроманипулятора и разместить его в верхней части неподвижной колонны.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ / REFERENCES

1. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Наука, 1976. 279 с.

Adler Yu.P., Markova E.V., Granovskij Yu.V. *Planning an Experiment When Searching for Optimal Conditions*. 2nd ed., revised and enlarged. Moscow, Nauka Publ., 1976. 279 p. (In Russ.).

2. Грановский В.А., Сирая Т.Н. Методы обработки экспериментальных данных при измерениях. Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1990. 288 с.

Granovskij V.A., Siraya T.N. *Methods for Processing Experimental Data during Measurements*. Leningrad, Energoatomizdat Publ., 1990. 288 p. (In Russ.).

3. Мудров А.Е. Численные методы для ПЭВМ на языках Бейсик, Фортран и Паскаль. Томск: Раско, 1991. 270 с.

Mudrov A.E. *Numerical Methods for PC in Basic, Fortran and Pascal Languages*. Tomsk, Rasko Publ., 1991. 270 p. (In Russ.).

4. Никонов В.О. Современное состояние, проблемы и пути повышения эффективности лесовозного автомобильного транспорта. Воронеж: ВГЛТУ, 2021. 203 с.

Nikonov V.O. *Current State, Problems and Ways to Improve the Efficiency of Timber Road Transport*. Voronezh, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov Publ., 2021. 203 p. (In Russ.).

5. Посметьев В.И., Никонов В.О. О влиянии традиционных конструкций гидроманипуляторов на эффективность лесовозного автомобильного транспорта // Проблемы эксплуатации автомобильного транспорта и пути их решения на основе перспективных технологий и научно-технических решений: материалы Всерос. науч.-техн. конф. Воронеж: ВГЛТУ им. Г.Ф. Морозова, 2022. С. 24–31.

Posmetiev V.I., Nikonov V.O. On the Impact of Traditional Designs of Hydromanipulators on the Efficiency of Forest Road Transport. *Problems of Operation of Automobile Transport and Ways of Their Solution Based on Advanced Technologies and Scientific and Technical Solutions: Materials of the All-Russian Scientific and Technical Conference*. Voronezh, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov Publ., 2022, pp. 24–31. (In Russ.). https://doi.org/10.58168/PRTOW2022_24-31

6. Cheng M., Luo S., Ding R., Xu B., Zhang J. Dynamic Impact of Hydraulic Systems Using Pressure Feedback for Active Damping. *Applied Mathematical Modelling*, 2021, vol. 89, part 1, pp. 454–469. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2020.07.043>

7. Han J., Wang F., Sun C. Trajectory Tracking Control of a Manipulator Based on an Adaptive Neuro-Fuzzy Inference System. *Applied Sciences*, 2023, vol. 13, no. 2, art. no. 1046. <https://doi.org/10.3390/app13021046>
8. Kim M., Lee S.-U., Kim S.-S. Real-Time Simulator of a Six Degree-of-Freedom Hydraulic Manipulator for Pipe-Cutting Applications. *IEEE Access*, 2021, vol. 9, pp. 153371–153381. <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2021.3127502>
9. Li L., Lin Z., Jiang Y., Yu C., Yao J. Valve Deadzone / Backlash Compensation for Lifting Motion Control of Hydraulic Manipulators. *Machines*, 2021, vol. 9, no. 3, art. no. 57. <https://doi.org/10.3390/machines9030057>
10. Li P., Li Y. Research on the Electro-Hydraulic Servo System of Picking Manipulator. *AIP Advances*, 2023, vol. 13, iss. 1, art. no. 015312. <https://doi.org/10.1063/5.0130344>
11. Łopatka 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, vol. 15, no. 15, art. no. 5596. <https://doi.org/10.3390/en15155596>
12. Posmetev V.I., Nikonov V.O., Posmetev V.V. Imitating Modeling Results of a Recuperative Hydraulic Subsystem of the Timber Truck Manipulator. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2019, vol. 392, art. no. 012038. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/392/1/012038>
13. Renner A., Wind H., Sawodny O. Online Payload Estimation for Hydraulically Actuated Manipulators. *Mechatronics*, 2020, vol. 66, art. no. 102322. <https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2020.102322>
14. Truong H.V.A., Trinh H.A., Ahn K.K. Truong Safety Operation of n-DOF Serial Hydraulic Manipulator in Constrained Motion with Consideration of Contact-Loss Fault. *Applied Sciences*, 2020, vol. 10, no. 22, art. no. 8107. <https://doi.org/10.3390/app10228107>
15. Wei X., Ye J., Xu J., Tang Z. Adaptive Dynamic Programming-Based Cross-Scale Control of a Hydraulic-Driven Flexible Robotic Manipulator. *Applied Sciences*, 2023, vol. 13, no. 5, art. no. 2890. <https://doi.org/10.3390/app13052890>
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, vol. 10, no. 3, art. no. 214. <https://doi.org/10.3390/machines10030214>
17. 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*, 2023, vol. 34, no. 10, pp. 7339–7349. <https://doi.org/10.1109/TNNLS.2022.3141463>
18. Zhang X., Shi G. Dual Extended State Observer-Based Adaptive Dynamic Surface Control for a Hydraulic Manipulator with Actuator Dynamics. *Mechanism and Machine Theory*, 2022, vol. 169, art. no. 104647. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2021.104647>
19. Zheng S., Ding R., Zhang J., Xu B. Global Energy Efficiency Improvement of Redundant Hydraulic Manipulator with Dynamic Programming. *Energy Conversion and Management*, 2021, vol. 230, art. no. 113762. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113762>
20. Zhou S., Shen C., Zhu S., Li W., Nie Y., Chen Z. A Teleoperation Framework Based on Heterogeneous Matching for Hydraulic Manipulator. *Machines*, 2022, vol. 10, no. 7, art. no. 536. <https://doi.org/10.3390/machines10070536>

Конфликт интересов: Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов
Conflict of interest: The authors declare that there is no conflict of interest

Вклад авторов: Все авторы в равной доле участвовали в написании статьи
Authors' Contribution: All authors contributed equally to the writing of the article